



# ÍNDICE

Tema	Página
Índice de Figuras	VI
Índice de Tablas	XII
Introducción.	XIV
Antecedentes	XVI
Justificación	XVIII
Objetivos.	XX

## CAPITULO 1. TRIBOLOGIA

1.1 Definición de Tribología.	2
1.2 Tribosistema	2
1.3 Desarrollo de la tribología a través del tiempo.	3
1.4 Importancia de la tribología en la vida cotidiana.	8
1.5 Resumen	9

## CAPITULO 2. DESGASTE POR DESLIZAMIENTO (DESGASTE ADHESIVO)

2.1 Contacto mecánico entre superficies	11
2.2 Fricción	14
2.2.1 Características de la fricción estática	16
2.2.2 Coeficiente dinámico de fricción.	18
2.3 Leyes de la fricción	20
2.4 Fricción adhesiva ( $F_a$ )	23
2.5 Fricción abrasiva.	29
2.6 Desgaste	32
2.7 Mecanismos de desgaste.	33
2.7 Ecuación de desgaste de Archad	39
2.8 Resumen	41



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL  
COORDINACIÓN GENERAL DE POSGRADO E  
INVESTIGACIÓN



**CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS**

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 26 del mes de Agosto de año 2005, el (la) que suscribe Miguel Bautista Santiago alumno(a) del Programa de Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica con número de registro B001062, adscrito a la sección de Estudios de Posgrado e investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor(a) intelectual del presente Trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Manuel Vite Torres y cede los derechos del trabajo intitulado: **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CONFIGURACIÓN GEOMÉTRICA DE CILINDROS CRUZADOS PARA ANÁLISIS DE DESGASTE POR DESLIZAMIENTO”**, al Instituto Politécnico Nacional, para su difusión con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: [drmanuelvite9@hotmail.com.mx](mailto:drmanuelvite9@hotmail.com.mx); [miguelbautistasantiago@yahoo.com.mx](mailto:miguelbautistasantiago@yahoo.com.mx).

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Atentamente.

  
\_\_\_\_\_  
Ing. Miguel Bautista Santiago



## CAPITULO 3 MAQUINA TRIBOLOGICA DE CILINDROS CRUZADOS

3.1	Introducción	43
3.2	Metodología del diseño	43
3.3	Identificación de la necesidad.	45
3.3.1	Clarificación de la necesidad.	46
3.3.2	Desgaste adhesivo en una máquina de configuración geométrica de cilindros cruzados.	46
3.2.3	Parámetros de la Norma ASTM G 83-96.	46
3.2.4	Requerimientos establecidos por la norma ASTM G 83-96	49
3.2.5	Determinación de los requerimientos y expectativas del cliente.	50
3.2.6	Determinación de la importancia de los requerimientos del cliente.	50
3.4	Establecimiento de metas de diseño.	52
3.4.1	Metas de diseño obligatorias	52
3.4.2	Metas de diseño deseables	53
3.5	Diseño conceptual.	53
3.5.1	Clarificación del problema.	53
3.5.2	Generación de conceptos de diseño.	54
3.5.3	Resumen de conceptos	55
3.6	Evaluación de conceptos	56
3.6.1	Evaluación de conceptos por factibilidad.	56
3.6.2	Evaluación de conceptos basado en la disponibilidad de tecnología.	57
3.6.3	Evaluación basada en los requerimientos del cliente.	58
3.6.4	Evaluación basada en matrices de decisión	61
3.7	Diseño conceptual, resultado de las metas de diseño.	65
3.8	Diseño preliminar	66
3.8.1	Diseño del conjunto.	66
3.8.1.1	Componentes disponibles.	66
3.8.1.2	Procesos de manufactura y materiales utilizados.	67



3.9 Diseño de detalle	68
3.9.1 Meta de diseño obligatoria No.1 Las probetas deben estar orientadas perpendicularmente entre sus ejes longitudinales.	68
3.9.2 Meta de diseño No.2: Debe contar con un sujetador de la probeta giratoria.	69
3.9.2.1 Diseño de flecha y turca donde se aloja la boquilla bicónica.	69
3.9.3 Meta de diseño No. 3; Debe alojar probetas de longitud de 102mm	72
3.9.4 Meta de diseño No. 4; El diámetro de la probeta es de 12.7 mm.	72
3.9.5 Meta de diseño No. 5. Evitar la excentricidad de la probeta giratoria en un rango de +0.005 /-0.010mm	73
3.9.6 Meta de diseño No.6. Evitar al máximo la vibración entre las dos probetas, cuando se realicen las pruebas de desgaste.	76
3.9.7 Meta de diseño 7. Velocidades requeridas para pruebas; 100 r.p.m. y 400 r.p.m. +/- 2%	77
3.9.8 Meta de diseño No. 8, No. 9 y No. 10: Recorrido total de prueba 1 = 80000 revoluciones. Recorrido total de prueba 2 = 40000 revoluciones., Recorrido total de prueba 3 = 20000 revoluciones.	80
3.9.9 Meta de diseño No.11 Cargas de trabajo de 71.2 N +/-3%	80
3.9.10 Meta de diseño No.12. Restricción del movimiento giratorio de la probeta colocada en el porta probetas.	84
3.9.10.1 Cálculo de peso del porta probeta y la probeta.	86
3.9.11 Meta de diseño No.13. Que el motor sea tenga una potencia de 3/4 HP, velocidad variable, capaz de mantenerla una vez seleccionada y que no transmita vibración a las probetas durante la prueba.	87
3.10 Diseño de detalle de los elementos que componen la configuración cilindros cruzados.	88
3.10.1 Diseño de detalle del brazo principal y cálculo de peso.	88
3.10.1.1 Cálculo de las dimensiones del contrapeso principal.	90



---

3.10.2 Análisis de cargas del brazo principal.	91
3.10.3 Cálculos de momentos en diferentes puntos para el trazo de los diagramas de cortantes y de momentos flexionantes: en el brazo principal.	92
3.11 Diseño y cálculo de perno principal.	95
3.11.1 Cálculos de momentos en diferentes puntos para el trazo de los diagramas de cortantes y de momentos flexionantes: en el perno principal	97
3.12 Diseño de la base.	100
3.13 Estudio de acotación funcional de piezas que están en contacto y movimiento relativo.	102
3.13.1 Estudio de acotación funcional en el perno principal.	102
3.13.2 Tolerancia funcional para flecha motriz.	103
3.10 Costo de los componentes	106

#### CAPITULO 4 MAQUINA TRIBOLÓGICA DE CILINDROS CRUZADOS

4.1 Presentación de la máquina tribologica de configuración geométrica de cilindros cruzados para el análisis de desgaste adhesivo.	108
4.2 Características generales del prototipo.	109
4.3 Manual de operación.	113
4.4 Calibración de la máquina tribológica de cilindros cruzados, para ensayos en condiciones secas.	114
4.4.1. Verificación del tipo de prueba a realizar.	114
4.4.2. Verificación del estado energizado, desenergizado.	114
4.4.3. Calibración de la máquina	114
4.4.3.1 Herramienta y equipo utilizado.	114
4.4.3.2 Instalación de la probeta no giratoria.	115
4.4.3.3 Nivelación del brazo principal.	115
4.4.3.4 Instalación de la probeta giratoria.	116



---

4.4.3.5 Procedimiento de instalación de la probeta giratoria	116
4.4.3.6 Instalación del sensor de fuerza.	116
4.4.3.7 Calibración del desplazamiento máximo de la probeta no giratoria.	118
4.4.3.8 Conexión y encendido del sensor de fuerza de fricción.	118
4.4.3.9 Colocar la carga de 71.2 N.	118
4.5 Operación de la máquina tribológica de cilindros cruzados, para ensayos en condiciones secas.	119
4.6 Registro y organización de datos durante la operación.	120
4.7 Procedimiento de extracción de probetas.	121
4.8 Reporte de datos del ensayo.	121
4.9 Pruebas preliminares.	122
4.9.1 Desarrollo experimental del aluminio 6061 T-6 contra el acero AISI 1045.	122
4.9.2 Desarrollo experimental del cobre electrolítico al 95.5 % contra el acero AISI 1045.	127
4.9.3 Desarrollo experimental del bronce estándar, contra el acero AISI 1045.	131
4.9.3 Tasa de desgaste del aluminio, cobre y bronce.	134
4.9.4 Análisis de los resultados experimentales.	137
COLUSIONES	139
TRABAJOS FUTUROS	140
Referencias.	
Anexo 1 Plano de ensamble general de la máquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento.	141
Anexo 2 Trabajos presentados en congresos.	143



## ÍNDICE DE FIGURAS

No.	Figura	Página
1	Fig. 1.1 Diagrama de un tribosistema.	3
2	Fig. 1.2 En el frente de la colosal piedra, un hombre vierte una sustancia líquida como lubricante, para facilitar el deslizamiento de la estatua. Al mismo tiempo, al parecer, tres hombres abastecen al hombre proporcionándole recipientes con más lubricante.	4
3	Fig. 1.3 Leonardo da Vinci, antes que nadie condujo un estudio sistemático de la fricción entre superficies planas y rodamientos.	5
4	Fig. 2.1 Área de contacto magnificada, se destacan los puntos de contacto reales con la letra $A_i$ , que sumados representarán el área real de contacto y es sólo un fragmento diminuto del área geométrica visible.	11
5	Fig. 2.2 En a) Deformación elástica de una esfera de radio $r$ , presionada contra una superficie plana con carga $W$ . En b) Aspereza cónica de semiángulo $\alpha$ , que penetra y se desliza a lo largo de una superficie ocasionándole deformación plástica al material. [7].	12
6	Fig. 2.3 Deslizamiento de un bloque de material sobre un plano inclinado, con un ángulo $\theta$ , el objeto que está en reposo, comienza a deslizarse, a partir de aquí, puede ser determinado el coeficiente de fricción estático.	15
7	Fig. 2.4 Coeficientes de fricción estática en función del tiempo expuesto al aire.	17
8	Fig. 2.5 Coeficientes de fricción estática en función del tiempo al aire.	17
9	Fig. 2.6 La fuerza de rozamiento, $f$ , entre un bloque y una superficie áspera es opuesta a la fuerza aplicada, $F$ .	18
10	Fig. 2.7 Ilustración de algunos aspectos de las leyes de Amontons.	20
11	Fig. 2.8 Esquema que ilustra la fricción de deslizamiento. El Modelo fue elaborado por Coulomb.	21
12	Fig. 2.9 a) Dos superficies rugosas en contacto de deslizamiento y b) diagrama de cuerpo libre de las fuerzas involucradas.	24
13	Fig. 2.10 Coeficientes de fricción en función de la rugosidad superficial.	27



14	Fig. 2.11 Modelo de deformación en la fricción abrasiva.	29
15	Fig. 2.12 Fotografías del daño causado por el desgaste adhesivo.	34
16	Fig. 2.12 Fotografías del daño causado por el desgaste adhesivo (c) Fotografía de una partícula de 50 $\mu\text{m}$ de cobre sobre una superficie de acero debido al desgaste adhesivo.	35
17	Fig. 2.13 Unión adhesiva entre dos asperezas.	36
18	Fig. 2.14 Inclusión de una partícula abrasiva en una superficie metálica.	37
19	Fig. 2.15 Tres procesos de desgaste abrasivo: corte, formación de cuñas y rayado, respectivamente	37
20	Fig. 2.16 Daño provocado por el efecto de la fatiga sobre el acero inoxidable.	38
21	Fig. 2.17 El daño corrosivo y la deformación plástica actuando de manera conjunta.	38
22	Fig. 2.17 Diagrama esquemático que muestra la evolución de un contacto individual entre dos asperezas que se mueven una sobre la otra.	39
23	Fig. 3.1 Visión global del desarrollo de productos.	44
24	Fig. 3.2 Diseño conceptual tridimensional de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”.	65
25	Fig. 3.3 Esquema preliminar de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”	66
26	Fig.3.4 Configuración básica del principio de operación del tribomedidor de cilindros cruzados según la norma ASTM G 83-96.	68
27	Fig. 3.5 Boquilla de resorte bicónica.	69
28	Fig. 3.6 Flecha cónica para alojamiento de boquilla bicónica de resorte, y transmisión de fuerza de torsión a probeta giratoria.	71
29	Fig. 3.7 a) Tuerca cónica en relieve b) Tuerca cónica en corte.	71
30	Fig. 3.8 Representación de las dimensiones donde se alojarán las probetas para realizar la prueba.	72
31	Fig. 3.9 Subensamble de Flecha cónica, Tuerca cónica, Base para flecha cónica y poleas dentada.	73
32	Fig. 3.10 Representación de las dimensiones donde se efectuará el estudio de acotación funcional, para el rodamiento de 68 mm de diámetro exterior.	74





33	Fig. 3.11 Representación de las dimensiones donde se efectuará el estudio de acotación funcional, para el rodamiento de 75 mm de diámetro exterior	75
34	Fig.3.12 Diagrama unifilar que muestra la forma en que se instalará el circuito eléctrico para el motor de 1HP, a 220VCA.	79
35	Fig. 3.13 Brazo principal donde se explicitan las dimensiones para el cálculo de la carga normalizada.	82
36	Fig. 3.14 Diagrama de cuerpo libre para el estudio del tamaño de la carga W para una valor de 71.2 N.	82
37	Fig. 3.15 Dibujo de pieza que fungirá como pesa, realizando la función de carga normalizada 71.2 N +/- 3%	84
38	Fig. 3.16 a) Guías Thomson Linear Guide #2 serie EE.	84
39	Fig. 3.16 b) Guías Thomson Linear Guide #2 serie EE.	85
40	Fig. 3.17 Bloque portaprobeta, para que sujeta a la probeta no giratoria.	85
41	Fig. 3.18 Esquema de porta probeta no giratoria, donde se considera el peso del bloque que sujeta a la probeta la probeta no giratoria así como el carro y la guía Thomson serie EE.	86
42	Fig. 3.19 Probeta cilíndrica de 12.7 mm de diámetro y 102 mm de longitud.	87
43	Fig. 3.20 Diseño de brazo principal, elemento mecánico que soportará y alojará a 4 elementos mecánicos esenciales para el funcionamiento de la máquina.	88
44	Fig. 3.21 Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de la carga $Q_I$ , que es el contrapeso principal para equilibrar las cargas muertas y el peso distribuido del brazo principal.	89
45	Fig. 3.22 Esquema del contrapeso principal, los detalles de manufactura están indicados en el plano CM 012	90
46	Fig. 3.23 Diagrama de cuerpo libre, tomando momentos con respecto a B, para obtener el valor de la reacción RA	91
47	Fig. 3.24 Diagrama de cargas marcando los lugares donde se tomarán los diferentes puntos para los cálculos de los momentos cortantes y flexionantes. Donde $R_c = 22.21$ kg.	92



48	Fig. 3.25 Diagrama de cuerpo libre marcando los lugares donde se tomarán los diferentes puntos para los cálculos de los momentos cortantes y flexionantes.	94
49	Fig. 3.26 Diagrama de fuerzas cortantes, resultado de cálculos.	94
50	Fig. 3.27 Diagrama de momentos, resultado de cálculos.	94
51	Fig. 3.28 Perno principal propuesto.	95
52	Fig. 3.29 Diagrama del perno principal, marcando los lugares donde se tomarán los diferentes puntos para los cálculos de los momentos cortantes y flexionantes.	96
53	Fig. 3.30 Perno principal donde las reacciones R1 y R2 son de 45 Kg.	97
54	Figura 3.31 Diagrama de esfuerzos cortantes del perno principal.	98
55	Fig. 3.32 Diagrama de momentos flexionantes del perno principal.	99
56	Fig. 3.33 Mesa que será la base de la “Maquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste adhesivo”.	101
57	Fig. 3.34 Dibujo de perno principal con cadena de cotas, para estudio de tolerancias funcionales.	102
58	Fig.3.35 Dibujo de flecha cónica con cadena de cotas, para estudio de tolerancias funcionales.	104
59	Fig. 4.1 Vista esquemática del equipo tribológico para desgaste adhesivo de configuración “cilindros cruzados”.	108
60	Fig. 4.2 a) Vista frontal del equipo tribológico para desgaste adhesivo de configuración “cilindros cruzados”.	109
61	Fig. 4.2 b) Vista en perspectiva del equipo tribológico para desgaste adhesivo de configuración “cilindros cruzados”.	110
32	Fig. 4.2 c) Vista en detalle del bloque porta probeta y sus componentes principales.	110
63	Fig. 4.2 d) Vista en detalle de los “cilindros cruzados”.	111
64	Fig. 4.2 e) Vista en perspectiva del lado izquierdo del equipo tribológico.	112
65	Fig. 4.2 f) Vista en detalle del tablero de control.	112
66	Fig. 4.2 g) Vista del equipo de lubricación.	113
67	Fig. 4.3. Balanza Analítica con sensibilidad de 0.0001 gr.	115
68	Fig. 4.4 Sensor de fuerza de fricción que consta de un transductor electromecánico.	117
69	Fig. 4.5 Dinamómetro de 0 a 2000 gr.	117



70	Fig. 4.6 Vista en perspectiva de lado derecho del equipo tribológico, se muestra el contacto que sirve de entrada de energía eléctrica a 220 VCA para alimentación.	119
71	Fig. 4.7 Vista de teclas del inversor de frecuencia.	120
72	Fig. 4.8 a) Máquina de ensayo con el equipo de lubricación	112
73	Fig. 4.8 b) Probetas en condición lubricada.	122
74	Fig.4.9 Dinamómetro mostrando la fuerza de fricción del aluminio contra el acero en condiciones secas y lubricadas respectivamente.	123
75	Figura 4.10 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del aluminio contra acero AISI 1045 en un tribosistema seco	123
76	Figura 4.11 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del aluminio contra acero AISI 1045 en un tribosistema lubricado.	123
77	Fig.4.12 a) Probeta de aluminio en la parte superior, desgastada en condiciones secas, en la parte inferior acero AISI 1045.	124
78	La figura 4.12 b) Exhibe el desgaste en la probeta de aluminio, ubicado en la parte superior en un sistema lubricado contra el acero AISI 1045 que se encuentra en la parte inferior.	124
79	Fig. 13. Micrografía del aluminio contra el acero AISI 1045 en condición seca, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.	124
80	Fig. 14. Micrografía del aluminio contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.	126
81	Fig. 4.15 Pérdida de masa acumulada del aluminio contra acero AISI 1045 en condición seca y lubricada.	126
82	Figura 4.16 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del cobre contra acero AISI 1045 en un tribosistema seco.	127
83	Figura 4.17 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del cobre contra acero AISI 1045 en un tribosistema lubricado.	127
84	Fig.4.18 Probeta de cobre en la parte superior y probeta de acero AISI 1045 en la parte inferior, a) Desgaste en condición seca, b) Desgaste en condición lubricada.	128



85	Fig. 19. Micrografía del cobre electrolítico contra el acero AISI 1045 en condición seca, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.	128
86	Fig. 20. Micrografía del cobre electrolítico contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.	130
87	Fig. 4.21 Pérdida de masa acumulativa del cobre contra acero AISI 1045 en condición seca y lubricada.	130
88	Figura 4.22 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del bronce contra acero AISI 1045 en un tribosistema seco.	131
89	Figura 4.23 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del bronce contra acero AISI 1045 en un tribosistema lubricado.	131
90	Fig.4.24 Probeta de bronce en la parte superior y probeta de acero AISI 1045 en la parte inferior, a) Desgaste en condición seca, b) Desgaste en condición lubricada.	132
91	Fig. 25. Micrografía del bronce contra el acero AISI 1045 en condición seca, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.	132
92	Fig. 26. Micrografía del bronce contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.	134
93	Fig. 4.27 Pérdida de masa acumulativa del bronce contra acero AISI 1045 en condición seca y lubricada.	134
94	Fig. 4.28 Comparativo de tasa de desgaste de aluminio y cobre en condición seca.	135
95	Fig. 4.29 Comparativo de tasa de desgaste de aluminio, cobre y bronce en condición lubricada.	136
96	Fig. 4.30 Se manifiesta un desplazamiento de cobre a los lados de la huella de desgaste.	137
97	Fig. 4.31 Porcentaje del volumen perdido de cada uno de los materiales que se ensayaron contra el acero AISI 1045	138
98	Fig. 4.27 Desgaste de probetas con carga de 71.2 N y 1595.6 metros deslizados.	138





---

## ÍNDICE DE TABLAS

No.	Tabla	Página
1	Tabla 2.1 Coeficientes de rozamiento.	19
2	Tabla 2.2 Coeficiente de fricción ( $\mu$ ), de metales que se deslizan sobre metales, en presencia de aire y a temperatura ambiente.	22
3	Tabla 3.1 Determinación de la importancia de los requerimientos.	51
4	Tabla 3.2 listado de conceptos que resulta de una de las siete herramientas de la calidad, que da solución a cada uno de los requerimientos.	55
5	Tabla 3.3 confrontación de los requisitos del cliente contra conceptos para solucionar el problema, resultado de las dos evaluaciones anteriores.	58
6	Tabla 3.4 Conceptos que no pasan a la siguiente etapa de evaluación, por no cumplir con los requerimientos del cliente.	59
7	Tabla 3.5 Conceptos de diseño que pasan a la siguiente etapa de evaluación por cumplir con los requerimientos del cliente.	60
8	Tabla 3.6 Matriz de decisión basada en el método Pugh.	62
9	Tabla 3.7 Matriz de decisión basada en el método Pugh.	63
10	Tabla 3.8 Resumen de los conceptos de diseño que cumplen con los requerimientos.	64
11	Tabla 3.9 Concentrado de carga en kg, de los elemento que conforman la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”	100
12	Tabla 3.10 Resumen de costos de los elementos que conforman la “Maquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste adhesivo”.	106
13	Tabla 4.1 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del aluminio contra acero AISI 1045, en condición seca.	125
14	Tabla 2. Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del aluminio contra acero AISI 1045, en condición lubricada.	125



15	Tabla 4.3 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del cobre electrolítico contra acero AISI 1045, en condición seca.	129
16	Tabla 4.4 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del cobre electrolítico contra acero AISI 1045, en condición lubricada.	129
17	Tabla 4.5 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del bronce contra acero AISI 1045, en condición seca.	133
18	Tabla 4.6 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del bronce contra acero AISI 1045, en condición lubricada.	133
19	Tabla 4.7 Tasa de desgaste del aluminio en condición seca y lubricada.	135
20	Tabla 4.8 Tasa de desgaste del cobre en condición seca y lubricada.	135
21	Tabla 4.9 Tasa de desgaste del bronce en condición seca y lubricada.	136



## Introducción.

Por su naturaleza y la relación que tiene con el hombre, el estudio de la tribología ha sido de gran importancia, esta, se encuentra ligada con aspectos históricos y con los progresos científicos y tecnológicos, que involucra diferentes disciplinas científicas. Su estudio, se ha tornado complejo debido a la especialización del conocimiento científico que se requiere para abordarla e interpretarla. Lo anterior, se fundamenta en la afanosa búsqueda de la mejora, en todos los aspectos de lo que se produce y usa, para reducir los fenómenos de fricción y desgaste. Estos, se manifiestan principalmente en elementos que interactúan y presentan movimiento relativo, particularmente mediante deslizamiento, rodamiento, acercamiento y separación de superficies. Por ello, una de las tareas fundamentales de la tribología, es desentrañar la naturaleza de los fenómenos mencionados.

La línea de investigación, en la SEPI, ESIME, ZACATENCO, de la Maestría en Ingeniería Mecánica, tiene la finalidad de presentar soluciones para reducir los problemas de fricción y desgaste, generado por el contacto superficial de los cuerpos que se encuentran interactuando y en movimiento relativo. Para ello, es necesario contar con el equipo necesario para realizar pruebas y respaldarlas con datos experimentales que se obtienen de los mismos equipos, y al mismo tiempo aplicar diversos tipos de recubrimientos, blandos o duros, aleaciones y/o lubricantes, adecuados para soportar las condiciones de severidad que imperan en los diferentes tribosistemas. En este sentido, la caracterización tribológica es clave para:

- Diagnosticar las causas de los procesos de deterioro superficial.
- Evaluar y comparar el comportamiento de distintos materiales (aleaciones metálicas, cerámicos y polímeros) en condiciones de trabajo predeterminadas.
- Evaluar el efecto de los tratamientos superficiales en el comportamiento de los materiales en condiciones severas de fricción y desgaste.

De ahí la importancia del autoequipamiento del laboratorio de tribología, con tribómetros normalizados para el estudio y análisis de los fenómenos antes mencionados.





Actualmente se ha estado desarrollando equipo para ensaye de desgaste de materiales en la SEPI-ESIME-ZACATENCO, por el grupo de tribología, el cual se encuentra interesado en el desarrollo del conocimiento de la ciencia de la fricción y el desgaste, así como el equipamiento del laboratorio de pruebas tribológicas, por tal motivo este trabajo “Diseño de una máquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste adhesivo” se sumará a los trabajos ya realizados por este grupo, contribuyendo así al avance de la Ingeniería mecánica, así como de la tecnología en nuestro país relacionado con este rubro, pues es conocido de todos que México, se encuentra rezagado tecnológicamente y dependemos en gran parte de la tecnología de los países industrializados.

En este trabajo se presenta el desarrollo del prototipo de una “máquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”, en probetas que pueden ser metálicas ferrosas, o metálicas no ferrosas, en condiciones secas. Sus principales parámetros de funcionamiento son establecidos por la norma ASTM G 83, que establece de manera rigurosa el método para realizar la prueba así como la forma de análisis de las probetas, para la obtención de resultados normalizados. Este prototipo, se diseñó, a partir de los conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Mecánica aunado a la nueva perspectiva del conocimiento que ofrecen los cursos de Maestría impartidos en la SEPI, ESIME, ZACATENCO del IPN, posteriormente se construyó y ensambló dicha máquina. Esto a su vez, posibilitó generar corridas de prueba de desgaste por deslizamiento de dicho prototipo.

El desarrollar este tipo de máquinas en nuestro país, es de suma importancia, porque de esta manera se tiene la oportunidad de realizar estudios de caracterización de materiales y seleccionar las mejores combinaciones de materiales y así conocer la tasas de desgaste, para prolongar la vida de los equipos o máquinas, estudios que normalmente se realizan en países desarrollados.

## Antecedentes

José Nieves Carrillo [1] en el año 1997, “Diseñó un prototipo tribológico de cilindros cruzados tipo portátil”, máquina que generaría desgaste adhesivo en probetas, este prototipo fue elaborado de acuerdo a los principios de estandarización normados por la ASTM G 83-96. El funcionamiento se basa en hacer girar un inserto, de alta dureza contra un espécimen estático sometido a una carga. Ambos forman un ángulo de 90° en sus ejes longitudinales. En este prototipo el espécimen o probeta estática es la muestra a estudiar, aunque en algunas condiciones se puede tomar el inserto, como la muestra.

El prototipo está constituido por un mecanismo giratorio, en el que está acoplado el inserto cilíndrico que es el que genera el desgaste. Además cuenta con un brazo de palanca, perpendicular al inserto giratorio, en el que está montada la probeta cilíndrica (que permanece sin girar) longitudinalmente o paralela sobre el brazo. A éste se le aplica una carga la cual hace que la probeta estática presione al inserto giratorio con una carga preestablecida, que dictaminan las normas. Dicho arreglo cuenta con un transductor de fuerza, que permite la medición de la fuerza de fricción que se genera al momento de tener contacto y movimiento relativo entre el inserto y la probeta no giratoria o estática. Este instrumento sirvió como prototipo de prueba, solo para justificar que en nuestro país se puede generar tecnología para el desarrollo de las ciencias.

Ezequiel Alberto Gallardo Hernández [2], “Desarrolló un prototipo tribológico funcional de configuración esfera sobre disco para medir el desgaste por deslizamiento en condiciones secas y lubricadas”.

Este prototipo tribológico, fundamentalmente consiste, en el desgaste por deslizamiento de piezas metálicas, y la configuración es: esfera sobre disco. Este equipo de ensayo sirve para realizar estudios de desgaste adhesivo. El diseño del mismo se fundamenta en las especificaciones de la norma ASTM G 99-95. Donde se describen, el método de prueba en el laboratorio así como los principales elementos que conforman la parte crítica del dispositivo de prueba.



Este instrumento consta de un eje que conduce y sujeta al disco giratorio, un brazo de palanca que sostiene un perno en cuya punta existe una esfera o balín de acero que permite mantenerlo en contacto contra el mismo disco con una carga controlada. De esta forma, la huella de desgaste que se presenta en el disco, es de forma circular. En el extremo opuesto del brazo de palanca existe un contrapeso a fin de equilibrar el peso muerto de la estructura. Dicho arreglo cuenta con un transductor de fuerza, que permite la medición de la fuerza de fricción que se genera al momento de tener contacto y movimiento relativo entre el perno y el disco.

Teniendo como experiencia el desarrollo de los prototipos ya mencionados, la máquina tribológica, que se presenta en este trabajo, “Diseño de una maquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste adhesivo” tiene la finalidad de caracterizar materiales siguiendo la metodología que indica la norma ASTM G 83-96.



## Justificación

La industria en general, padece severas pérdidas por los fenómenos de fricción y desgaste, la productividad disminuye considerablemente, por paros constantes de producción para cambio piezas desgastadas, aumentado costos de producción y así afectando directamente la calidad de vida de las personas, por ello es importante estudiar su comportamiento, naturaleza e intensidad, para la cual se han desarrollado máquinas para simular desgaste o tribómetros, de diferentes configuraciones geométricas y características.

Sin embargo, el instrumental y equipo empleado para los propósitos mencionados son manufacturados por empresas de países industrializados, cuyo precio en el mercado resulta enormemente oneroso para ser adquirido por una institución pública de estudios superiores como es el caso del Instituto Politécnico Nacional. Siendo una alternativa viable el desarrollo de este tipo de instrumentos, y más en nuestra institución que se ha distinguido por ser una rectora de la ciencia y tecnología más importante de México. Por esta razón se presenta el desarrollo de; *“Máquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”*. Este trabajo, se realizó siguiendo las especificaciones de la norma ASTM G 83-96, a fin de medir el desgaste y cotejar los resultados obtenidos con los proporcionados por las máquinas comerciales existentes.

Todo el paquete tecnológico se podrá ofertar, a las Escuelas de educación pública Media Superior y Superior, así como a los Institutos de Investigación. El equipo desarrollado permite un considerable ahorro económico para estas instituciones, ya que pueden contar con un instrumental estandarizado apropiado para estudiar el desgaste adhesivo. Asimismo, se promoverá el desarrollo de la Ingeniería Mecánica, la cual a su vez impulsará la ciencia aplicada que se realiza en México.



Por otro lado el desarrollo de la ingeniería en México, en el programa de Maestría en Ingeniería Mecánica de la SEPI, ESIME, ZACATENCO del IPN ha logrado un ahorro económico considerable; ya que los costos de desarrollo del equipo fueron del orden de \$ 40 000.00 MN, que es una cantidad menor si se compara con el precio de una máquina construida por alguna empresa manufacturera de equipos de ensayo a nivel mundial, (no son equipos que se vendan comúnmente) que es de aproximadamente \$ 30 000.00 DLS. USA, a lo menos.



## Objetivos.

- Conocer la naturaleza de los fenómenos de la fricción y el desgaste, principalmente, los referidos al mecanismo de adhesión en seco.
- Diseñar los principales componentes de la “Maquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”.
- Manufacturar las piezas y ensamblarlas para armar el prototipo.
- Ensamble de las piezas manufacturadas para la máquina tribológica.
- Obtener los coeficientes de fricción de los materiales utilizados en las pruebas preliminares.



---

---

# CAPITULO 1

---

---

# TRIBOLOGIA

---

---





## 1.1 Definición de Tribologia.

La tribología, es la ciencia que se encarga del estudio de las superficies que se encuentran en contacto y movimiento relativo, así como de los fenómenos que se producen por la interacción de las mismas [3].

Tribología, se deriva del griego, de la palabra tribos que significa rozamiento ó fricción ( $\tau\rho\iota\beta\omicron\sigma$ ) y logos ( $\lambda\omicron\gamma\omicron\sigma$ ) que es estudio o tratado, de esta manera su traducción literal es “La ciencia del frotamiento” ó el estudio de los fenómenos de la frotación o fricción. Sin embargo, este concepto ha sido modificado, por el profesor Peter Jost quien la definió, en 1966 como “la ciencia y tecnología que estudia a las superficies que se encuentran en contacto y movimiento relativo, así como los fenómenos que de ello se derivan”. En consecuencia, la fricción, el desgaste y la lubricación son tópicos de estudio de la misma [4].

## 1.2 Tribosistema

Las características físicas así como las condiciones ambientales en que se llevan a cabo las interacciones de las superficies de los pares mecánicos que se encuentran en contacto y movimiento relativo, se conocen con el nombre de tribosistema. Este, está integrado por los siguientes elementos; La base, que es un cuerpo primario de fricción, en condición de desgaste. El contracuerpo, cuerpo secundario de fricción en condiciones de desgaste. La sustancia intermedia, que existe en la interfase de los mismos como puede ser el aceite lubricante, polvo, óxidos de vapor, agua, gases, etc., y el medio ambiente que es el entorno donde se encuentra el sistema y puede estar constituido por gases y/o líquidos en diferentes condiciones de presión; ya sean muy elevadas o al vacío; a temperaturas extremas, etc. En la figura 1.1 se presenta un diagrama del tribosistema.



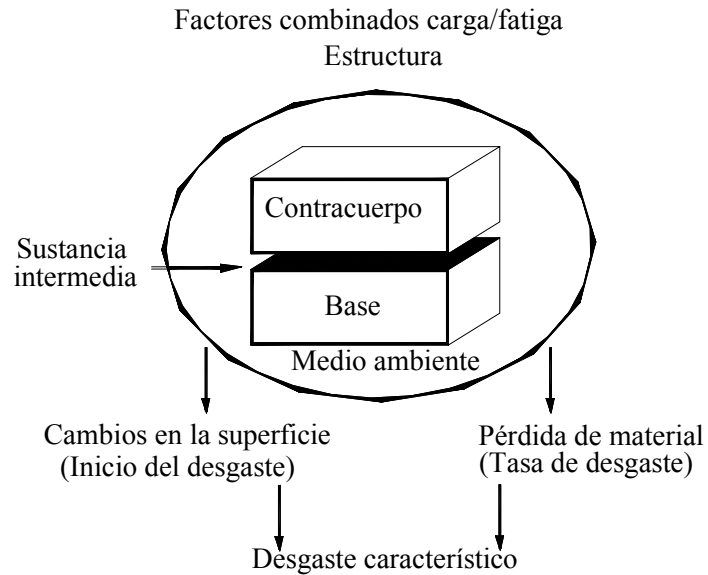


Fig.1.1 Diagrama de un tribosistema, se muestran los cuatro elementos básicos que lo conforman. Base, contracuerpo, sustancia intermedia y el medio ambiente.

### 1.3 Desarrollo de la tribología a través del tiempo.

Existen ciertas dificultades para especificar con precisión la fecha y el periodo en que ocurrieron los desarrollos tribológicos, sin embargo es posible mediante algunas evidencias demostrar que varios de ellos corresponden a ciertas épocas de la historia.

Desde la Edad de Piedra, existen indicios que se pueden considerar como evidencias del inicio de la tribología. Algunos requerimientos de construcción en las herramientas que nuestros ancestros utilizaron, dieron inicio formal del estudio de la tribología desde entonces. Quizás uno de ellos es el instrumento tipo taladro para producir fuego.

Otros, como el movimiento rotatorio está asociado con el transporte en civilizaciones tanto en Europa como en China. En estas épocas, ya existían dispositivos de desarrollos tribológicos muy sofisticados como las ruedas de los carruajes y los tornos para alfarero. En China las carretas de guerra ya estaban equipadas con rodamientos de bronce y con magníficos intentos de lubricación.

Existen claras evidencias arqueológicas de contribuciones al desarrollo tribológico de gran significación, atribuidas a las civilizaciones Mesopotámica y Egipcia. Gran admiración y reconocimiento ha causado la incertidumbre del método que éstas civilizaciones utilizaron para transportar y apilar enormes piezas de piedra sólida en la construcción de pirámides y palacios. El ingenio de aquellos hombres, es sin duda, como lo muestra la figura 1.2, una clara aplicación de la tribología en cuanto al uso de lubricantes [5].

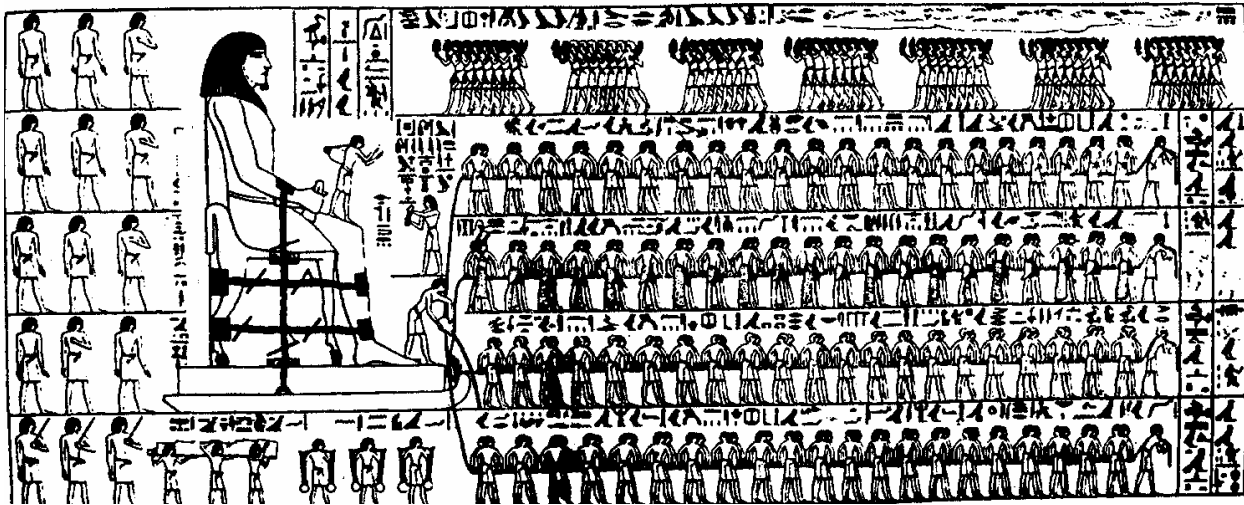


Fig. 1.2 [5] En el frente de la colosal piedra, un hombre vierte una sustancia líquida como lubricante, para facilitar el deslizamiento de la estatua. Al mismo tiempo, al parecer, tres hombres abastecen al hombre proporcionándole recipientes con más lubricante.

El periodo griego y romano se caracterizó por la aplicación de algunos principios científicos principalmente como juguetes y modelos. Posteriormente, el impulso fue hacia la maquinaria, la ingeniería militar, la construcción y el transporte. Tribológicamente, el progreso se reflejó con la introducción de rodamientos como elemento rotatorio, así como la fabricación metálica de los mismos.

Los griegos se distinguieron por el uso de dispositivos que empleaban agua y la potencia neumática, desarrollando sobre todo, válvulas y pivotes. La industria de la construcción de aquella época fue determinante, pues se tiene conocimiento de que emplearon poleas, polipastos y grúas. En Roma, Marcos Vitruvius Polio fue un gran exponente en cuanto a desarrollos tribológicos se refiere.

Durante la Edad Media pocos fueron los desarrollos tribológicos, es decir, las evidencias no son relevantes. Existen documentos que contienen información sobre lubricantes, rodamientos y algo sobre desgaste; sin embargo, es precisamente aquí donde estriba una gran importancia: se reconoce la necesidad de combatir el desgaste.

Se sabe que del Oeste Asiático se llevaron a Europa muchas ideas e inventos; el reloj mecánico es sin lugar a dudas uno de los principales desarrollos de la ingeniería. Los molinos para moler granos y las bombas de agua utilizaron rodamientos lubricados con grasas animales.

Después de muchos siglos, Leonardo da Vinci (1452-1519), genio del Renacimiento, con su desempeño marcó esa época con sus estudios relacionados con la tribología. Con un gran talento, su trabajo consistió en el estudio científico de la fricción, ayudó a entender las leyes del desgaste y su naturaleza [6]. En la figura 1.3, se muestran bosquejos de dibujos acerca de sus experimentos. Además, estudió sistemas de lubricación, engranes y sobre todo rodamientos como elemento rotativo. Los rodamientos de la maquinaria empleada en esta época, manifiesta claro ascenso del uso de los metales hierro y acero. Dichos rodamientos se construían con aleaciones de baja fricción, utilizados principalmente en los instrumentos de medición y en maquinaria hidráulica.

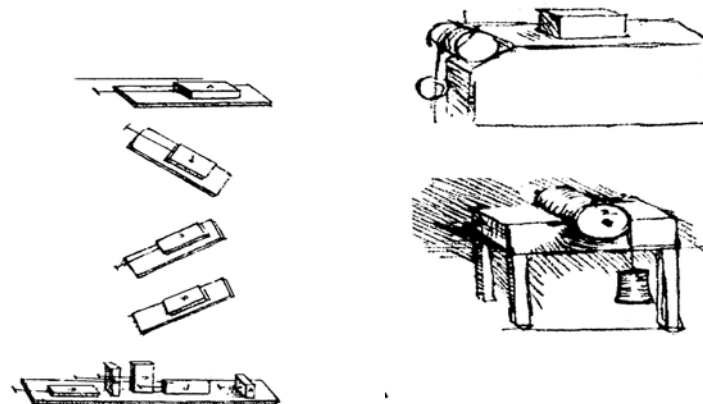


Figura 1.3 Leonardo da Vinci [6] antes que nadie condujo un estudio sistemático de la fricción entre superficies planas y rodamientos.



Instituciones científicas como la Royal Society y la Academie Royale des Sciencies en Inglaterra y Francia respectivamente, dieron gran impulso al estudio de esta ciencia debido a que para entonces ya se contaba con una gran herramienta: el método científico.

Muchos fueron los científicos de prestigio que sentaron las bases y dieron un gran avance en el estudio y desarrollo de la tribología, creando herramientas esenciales que facilitan el análisis de diversas situaciones científicas y de la ingeniería. Guillaume Amontons (1663-1705) y sus primeros estudios sobre las pérdidas atribuidas a la fuerza de fricción, Newton y sus conjeturas sobre la resistencia del flujo de los fluidos en 1668, Claude Navier y su aportación del gradiente de viscosidad, asimismo Newton y Leibniz con el cálculo.

Durante la Revolución Industrial (1760-1850) se muestra un gran interés en el diseño de rodamientos y de diferentes elementos tribológicos, aspectos de lubricación y de desgaste. La búsqueda de la mejora de la eficiencia en los rodamientos con elementos rodantes, se debió a la exigencia de la construcción de los carros de ferrocarril, el cual dependió básicamente del uso del vapor de agua.

De gran trascendencia fue sin duda la investigación realizada por Charles Augustin Coulomb (1736-1806), quien estableció la tercera ley de la fricción en 1781.

Más tarde, se realizaron investigaciones sobre los lubricantes, descubriéndose sus propiedades e importancia de los mismos. La viscosidad, quizás la más importante de todas, es de crucial importancia en el estudio de la fricción. Desde entonces se reveló la naturaleza de conceptos como: película de fluido y lubricación de frontera. El concepto de lubricación hidrodinámica nació con Reynolds Osborne (1842-1912), quien con sus observaciones y experimentos, estableció las bases y la ecuación diferencial, para el análisis de rodamientos lubricados. Henrich Rudolph Hertz (1857-1894) por su parte, se dedicó al estudio del contacto mecánico. Hubo más personas, quiénes después de realizar sus investigaciones concluyeron que en los rodamientos no sólo es factible tener una capa de lubricante líquido, sino que ésta puede ser de vapor o de gas.



Albert Kinsbury (1863-1943) de manera independiente bajo principios tribológicos desarrolló la ingeniería de los cojinetes con segmentos oscilantes.

El uso de los lubricantes significó, sin lugar a dudas un gran desarrollo en el campo de la tribología, que ayuda en gran medida en la disminución del desgaste en máquinas de todo tipo: vehículos, aeronaves, turbinas y en todos aquellos equipos que operan bajo condiciones críticas.

Diversas han sido las contribuciones de la tribología en el campo de las turbinas de gas y de vapor antes y después de la Segunda Guerra Mundial. La sofisticación y el modelado, así como el uso de las computadoras, herramientas poderosas en la actualidad, permiten realizar simulaciones en el estudio de todas las áreas incluida la tribología.

El campo tribológico tiene una amplia participación en el desarrollo de sistemas de frenado para vehículos y trenes que desarrollan altas velocidades, considerando las limitaciones térmicas de los materiales.

Desde el siglo XVIII, hasta la fecha, un enorme crecimiento en el conocimiento de la tribología se ha dado gracias a la aportación de conocimiento de Holm (1946), Bowden y Tabor (1950, 1964), Bhushan (1992, 1996) y Grupta, (1997) entre otros.

Sin duda, el aspecto más importante de la tribología es todo aquello que involucra al desgaste. Actualmente, este campo no ha sido lo suficientemente explorado, pero se debe tener presente el estudio de la topografía de las superficies, las propiedades de los materiales, la influencia del medio ambiente y todos los factores que tienen presencia en la predicción y comportamiento de los componentes en estudio.

En resumen el fenómeno de desgaste y su estudio, es uno de los retos que enfrentamos ahora y en el futuro próximo.



## 1.4 Importancia de la tribología en la vida cotidiana.

La tribología puede considerarse como la ciencia del análisis del desgaste, que sirve para el diseño, mantenimiento de equipos técnicos y de toda clase de enseres que están relacionadas con la calidad, confiabilidad y seguridad de los usuarios y que repercute en los grandes problemas económicos de un país.

La vida diaria se encuentra íntimamente vinculada con aspectos del desarrollo científico y tecnológico. Cada invento y desarrollo práctico hecho por el hombre, se traduce siempre en bienes que proporcionan mejor calidad de vida en casi todos los ámbitos. Todo lo que el hombre fabrica, inexorablemente está sujeto a los fenómenos de fricción y desgaste. Las máquinas y los mecanismos que las constituyen, suelen presentar fallas debidas al desgaste, mediante manifestaciones diferentes, dependiendo de las condiciones que prevalecen en su funcionamiento. Con el uso de los lubricantes se le puede disminuir, pero no es suficiente para evitar daños.

Cualquier tipo de máquina, que la ingeniería desarrolla, involucra sofisticadas partes que al funcionar, éstas no se encuentran exentas de sufrir daños. Todos los equipos de uso diario, maquinaria y mecanismos de procesos presentan fallas de aspecto tribológico, asociados con partes que interactúan y se encuentran en movimiento como son: engranes, rodamientos, sellos, frenos, entre otros elementos, teniendo como consecuencia directa una disminución en la productividad, por los tiempos muertos en horas hombre y horas máquina y en general esto se traduce en pérdidas económicas por reemplazo de refacciones así como por tiempo perdido.

Las sociedades actuales del primer mundo tienen muy claro que la educación científica, técnica y práctica, debe ser uno de los aspectos más importantes, por tal motivo en las universidades de estos países, existe la ciencia de la tribología como materia de investigación, aunado a esto recae en ellas el compromiso de desarrollar la tecnología necesaria para la confiabilidad, la seguridad y el periodo de vida útil de las máquinas, equipos, automóviles, maquinaria etc., que representan el mayor porcentaje de las exportaciones de estos países, además de desarrollar los equipos que



ellos utilizan, con características tribológicas óptimas de tal forma que en sus procesos productivos, se evitan muchas pérdidas por horas muertas de maquinaria por el cambio de refacciones, obteniendo como resultado grandes beneficios económicos que se reflejan en el nivel de vida de sus habitantes.

En vista de lo expuesto; implica un gran reto intelectual para las universidades de nuestro país, y especialmente para el Instituto Politécnico Nacional, que se ha distinguido desde su fundación como rector de la ciencia y la tecnología, en este contexto es necesario que como Politécnicos nos involucremos en el proceso de desarrollo de esta ciencia desde los puntos de vista científico y de la ingeniería para tomar los caminos adecuados y desarrollar la tecnología necesaria para afrontar los desafíos que nos depara el futuro, y de esta forma comenzar a escalar los peldaños hacia el desarrollo, y en consecuencia ver los beneficios en nuestra población, como son, entre otros; un mejor nivel de vida en los ciudadanos de nuestro país, confiabilidad, seguridad y calidad, en los productos manufacturados en México.

## 1.5 Resumen

El desarrollo de la tribología, es producto de la contribución de muchas personas dedicadas al estudio de los fenómenos de fricción y desgaste, como resultado, se tienen beneficios de gran trascendencia, como el ahorro de energía, y como resultado de mayor importancia; el aspecto económico. Cuando se aplica adecuadamente, el conocimiento científico y técnico de esta ciencia, se traduce en beneficios pues la sociedad, recibe bienes con más calidad, confiabilidad, y con mejores diseños mecánicos y tribológicos, los cuales le proporcionan comodidad y bienestar.



## CAPITULO 2

---

---

# DESGASTE POR DESLIZAMIENTO (DESGASTE ADHESIVO)

---

---





## 2.1 Contacto mecánico entre superficies

Cuando dos superficies de un par cinemático, se encuentran en contacto y movimiento relativo, se presenta en ellos una pérdida progresiva de material, causando daño superficial en una o en ambas piezas. Esto significa que la holgura entre las piezas aumenta, por consecuencia disminuye la eficiencia de los pares cinemáticos o los equipos.

Cuando dos planos en movimiento con superficies paralelas tienen acercamiento entre ellos, comienza el contacto, inicialmente solo en algunos puntos. En ellos, un gran número de esperezas de diferentes tamaños y formas se presionan unas en contra de otras [7].

Al analizar el contacto entre dos superficies debe considerarse como requisito la presencia de asperezas, con distribuciones de alturas al azar. Cuando una de las superficies transmite un esfuerzo hacia la otra, dichas asperezas pueden sufrir deformaciones elásticas o plásticas. La suma de todos los microcontactos que forman las asperezas individuales constituyen el área real de contacto, que representa solamente un fragmento diminuto del área geométrica visible; en la figura 2.1, se muestra la magnificación del contacto entre las rugosidades.

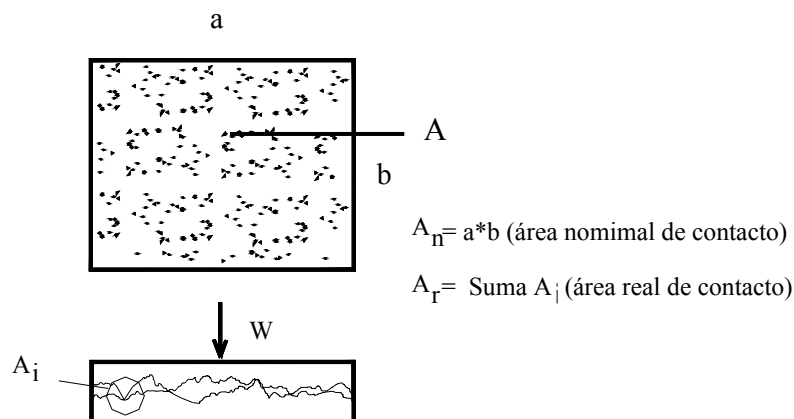


Fig. 2.1 Área de contacto magnificada, se destacan los puntos de contacto reales con la letra  $A_i$  que sumados representarán el área real de contacto y es sólo un fragmento diminuto del área geométrica visible.

Las asperezas involucradas tienen diferentes formas geométricas, las más comunes son aquellas que tienen forma cónica y esférica, las protuberancias de tipo cuña, se han idealizado para el análisis del contacto mecánico [8].

Se pueden hacer aseveraciones sobre el área de contacto, siempre que se conozca la naturaleza de las asperezas, que va depender de las condiciones en que se encuentran expuestas.

Teóricamente se considera, que dichas asperezas son todas esféricas de radio y altura constante, como en la figura 2.2 a). Además, se deforman de manera independiente, cargan una parte de la carga y contribuyen con una fracción al área total de contacto.

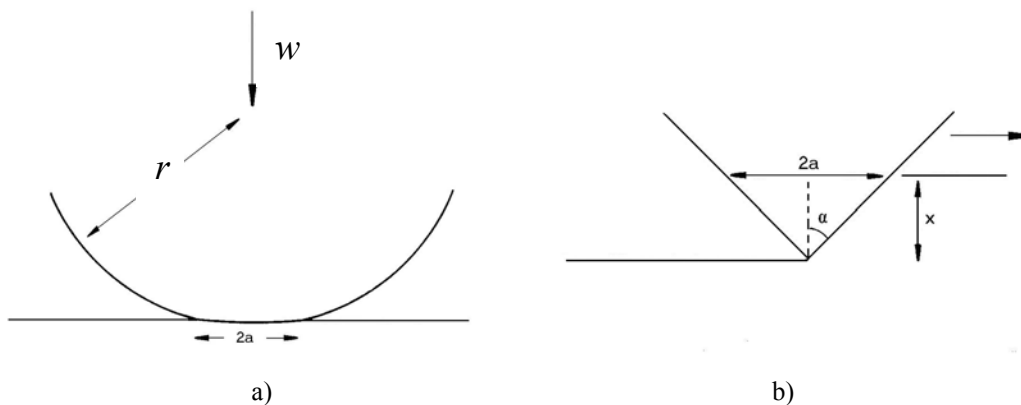


Fig. 2.2 En a) Deformación elástica de una esfera de radio  $r$ , presionada contra una superficie plana con carga  $W$ . En b) Aspereza cónica de semiángulo  $\alpha$ , que penetra y se desliza a lo largo de una superficie ocasionándole deformación plástica al material. [7].

Por lo expuesto anteriormente, se puede decir que el área real  $A$ , se encuentra relacionada con la carga total  $W$ , como lo estaría el área de contacto de una sola aspereza, denotado por  $\pi a^2$  con la carga  $W$ . De lo anterior resulta, que para el caso de un contacto estrictamente elástico se tiene:

$$A_e \cong W^{2/3} \quad (2.1)$$

En tanto, que para el comportamiento plástico de las asperezas, la relación es:



$$A_p \cong W \quad (2.2)$$

Existen dos grupos de propiedades que determinan el área real de contacto. Una de ellas, es la deformación mecánica que incluye: El módulo elástico,  $E$ ; la presión de cedencia,  $P_y$  y la dureza,  $H$ . Mientras la otra, comprende las características topográficas de los materiales, cuyos parámetros más importantes son: La distribución de asperezas, el radio de cresta de las asperezas  $\beta$ ; desviación estándar de alturas de las asperezas  $\sigma$ ; la pendiente de la aspereza  $\theta$ .

Generalmente, el comportamiento de los materiales en contacto está determinado por, el índice de plasticidad  $\Psi$ , definido por la ecuación 2.3 [9]:

$$\Psi = \frac{E}{P_y} \left( \frac{\sigma}{\beta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3)$$

Si el índice de plasticidad es  $\Psi < 0.6$ , entonces el contacto se clasifica como elástico. En caso de que  $\Psi > 1.0$ , la deformación predominante en la zona de contacto, se denomina plástica, Entonces, cuando  $0.6 < \Psi < 1$  Hay algo de deformación plástica y elástica.



## 2.2 Fricción

Cuando dos cuerpos entran en contacto y movimiento relativo, los cuerpos se tocan solo en partes aisladas, es decir, solo en algunos puntos de contacto denominados, área real de contacto. Si sobre estos puntos se aplica una fuerza normal, ésta es la responsable de la generación de la fricción. La fricción, se explica como la pérdida gradual de energía cinética en diversas situaciones, donde los cuerpos o sustancias se desplazan, relativamente el uno con respecto al otro. En consecuencia, la fricción se puede definir como la resistencia al movimiento de un cuerpo, que se desliza tangencialmente, sobre otro con el que se encuentra en contacto. Se describe en términos de un coeficiente específico para cada par de materiales [7].

Hay que considerar que el coeficiente de fricción no es una propiedad intrínseca de un material o de la combinación de varios. Los cambios de humedad, presión de gas, velocidad de deslizamiento, temperatura y presión de contacto, son causas para que éste varíe.

En la vida cotidiana, existen innumerables ejemplos en los que se puede ver la aplicación de la fricción y su importancia. Por ejemplo se sabe, que el buen desempeño mecánico entre una tuerca y un tornillo depende en gran medida de una adecuada fricción entre ambos, otro ejemplo es que si ésta (la fuerza de fricción) fuera muy pequeña, entre la suela y el pavimento, sería imposible caminar simplemente se resbalarían las personas. Por otra parte aproximadamente, entre el 15 y el 20% de la potencia producida por una máquina de combustión interna se pierde en forma de fricción en varios de sus componentes internos. En las turbinas de gas ocurre lo mismo pero en menor medida. Todo ello, se traduce en mayor consumo de combustible. A medida que aumenta la fuerza de fricción, se incrementan también los rangos de temperatura, y por lo tanto, el desgaste de todos los componentes en contacto se vuelve más severo.

Entre la fuerza de fricción y la carga normal existe una relación constante de proporcionalidad conocida como coeficiente de fricción, denotada por:

$$\mu = F / W \quad (2.4)$$

donde:

$$\mu = \text{Coeficiente de fricción}, \quad F = \text{Fuerza aplicada}, \quad W = \text{Carga normal}$$

Es muy común que el coeficiente estático de fricción, se pueda medir colocando un bloque de material sobre un plano, el cual posteriormente se inclina justamente hasta que se inicia el movimiento relativo.

En la figura 2.3, se ilustra el arreglo donde el peso del bloque es  $W$ . Al peso se opone otra fuerza;  $N$ , que es perpendicular al plano, cuando existe un equilibrio estático, y el valor del ángulo  $\theta = 0$ .

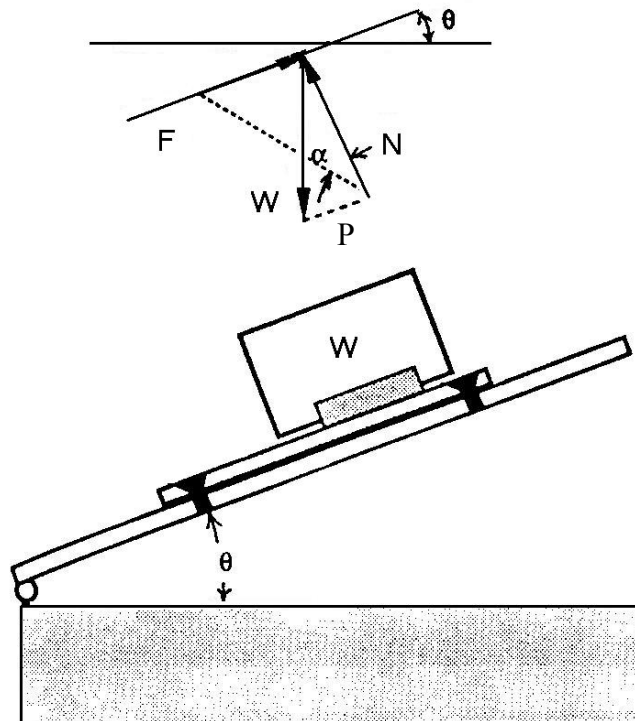


Fig. 2.3 Deslizamiento de un bloque de material sobre un plano inclinado, con un ángulo  $\theta$ , el objeto que está en reposo, comienza a deslizarse, a partir de aquí, puede ser determinado el coeficiente de fricción estático.



Si el plano sufre una inclinación, a valores de  $\theta > 0$ , se desarrolla entonces un sistema de fuerzas. Donde  $N > W$  y es  $N = W \cos \theta$ . La componente de  $W$ , a lo largo de la superficie inclinada es:  $P = W \sin \theta$ . Antes de iniciarse el movimiento relativo, la fuerza de fricción estática  $F_s = (\mu_s N) \geq P$ , se tiene que  $\alpha$  es el ángulo, entre la fuerza normal y la resultante de la fuerza normal y la fuerza de fricción estática. Cuando hay movimiento entonces  $\alpha > 0$ , pero si  $F_s = P$ , el movimiento no puede presentarse, y esto se conoce como coeficiente de fricción estático, definido de la siguiente manera:

$$\mu_e = F_s / N ; \quad \mu_e = W \sin \theta / W \cos \theta ; \quad \mu_e = \tan \theta \quad (2.5)$$

### 2.2.1 Características de la fricción estática

La fricción estática depende del tiempo de permanencia (duración de contacto) de dos sólidos que están sometidos a un contacto adhesivo, y consecuentemente por el coeficiente de fricción estático. El coeficiente de fricción estático puede decrecer o incrementarse con el tiempo de la permanencia del empalme. Si se presenta un pequeño esfuerzo de corte, dicho coeficiente tiende a decrecer como se muestra en la figura 2.4. Por otro lado, si el contacto desarrollado es limpio y testarudo en las uniones interfaciales, el coeficiente de fricción estático tiende a incrementarse en forma lineal como lo muestra la figura 2.5 [10] [11].

Para una cresta recién dividida, la formación de películas encima de las superficies hace que la fricción estática disminuya, como se observa en la figura 2.4.

Coulomb, en 1785, reportó que después de cuatro días de permanencia de un contacto, el coeficiente de fricción estático en superficies de madera (roble) deslizándose sobre una cama de hierro, se desarrollan coeficientes de cerca de 2.4.

La fricción estática de superficies secas sometidas a carga, se empieza a incrementar, debido al flujo plástico, arrastre de interfaces y a la degradación de la interacción de los átomos. Por lo anterior se observa que  $\mu_e$  depende del tiempo de permanencia, por lo tanto se tiene que:

$$\mu_e(t) = \mu_\alpha - (\mu_\alpha - \mu_0) \exp(-\alpha t_e) \quad (2.6a)$$

Donde  $\mu_\alpha(t)$  es el valor límite del coeficiente estático de fricción durante un tiempo determinado,  $\mu_0$ , es valor inicial del coeficiente de fricción estático  $t_s$ , es el tiempo de permanencia del contacto y  $\alpha$  es una constante. Este modelo sugiere la búsqueda de un máximo valor de la fricción estática después de un tiempo prudente.

El segundo modelo es basado en una fuerza de baja intensidad. Por lo tanto se tiene que:

$$\mu_e(t) = \mu_0 + \alpha t_e^\beta \quad (2.6b)$$

Donde  $\alpha$  y  $\beta$  son constantes.

El incremento de la fricción estática con el tiempo de permanencia no es deseable en muchas aplicaciones industriales donde se requiere la operación intermitente de mecanismos remotamente controlados, como antenas y otras partes en movimiento como son los satélites, telescopios.

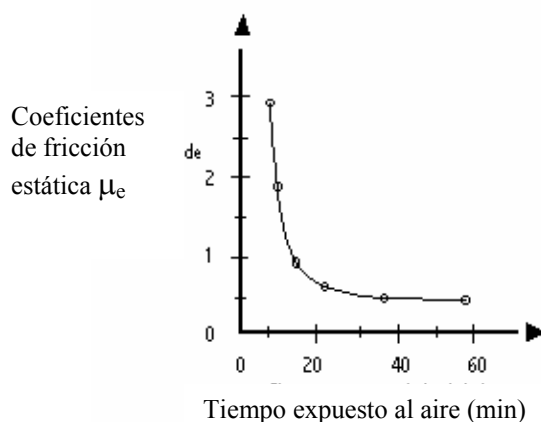


Fig. 2.4 Coeficientes de fricción estática en función del tiempo expuesto al aire.

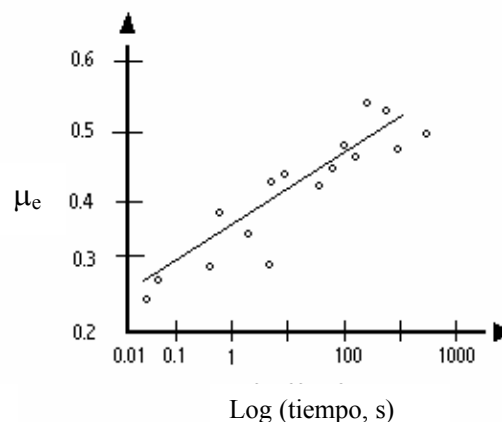


Fig. 2.5 Coeficientes de fricción estática en función del tiempo al aire.

### 2.2.2 Coeficiente dinámico de fricción.

Cuando un cuerpo está en movimiento sobre una superficie áspera, o cuando un cuerpo se mueve a través de un medio viscoso, como el aire o el agua, existe una resistencia al movimiento debido a la interacción del objeto con el medio que lo rodea, a la fuerza de resistencia de esa naturaleza se le conoce como fuerza de rozamiento o fricción [12].

Considérese un bloque sobre una mesa horizontal, como en la figura 2.6a. Si se aplica una fuerza externa horizontal  $F$  al bloque, actuando sobre la derecha y  $f$ , es la fuerza de rozamiento, mientras el bloque esté en equilibrio,  $f = F$ . Como el bloque permanece estacionario, a esta fuerza se le conoce como fuerza de rozamiento estático  $f_e$ .

La fuerza de rozamiento estática entre dos superficies cualesquiera que están en contacto es opuesta a la fuerza aplicada y puede tener valores dados por:

$$f_e = < \mu_e N \quad (2.7)$$

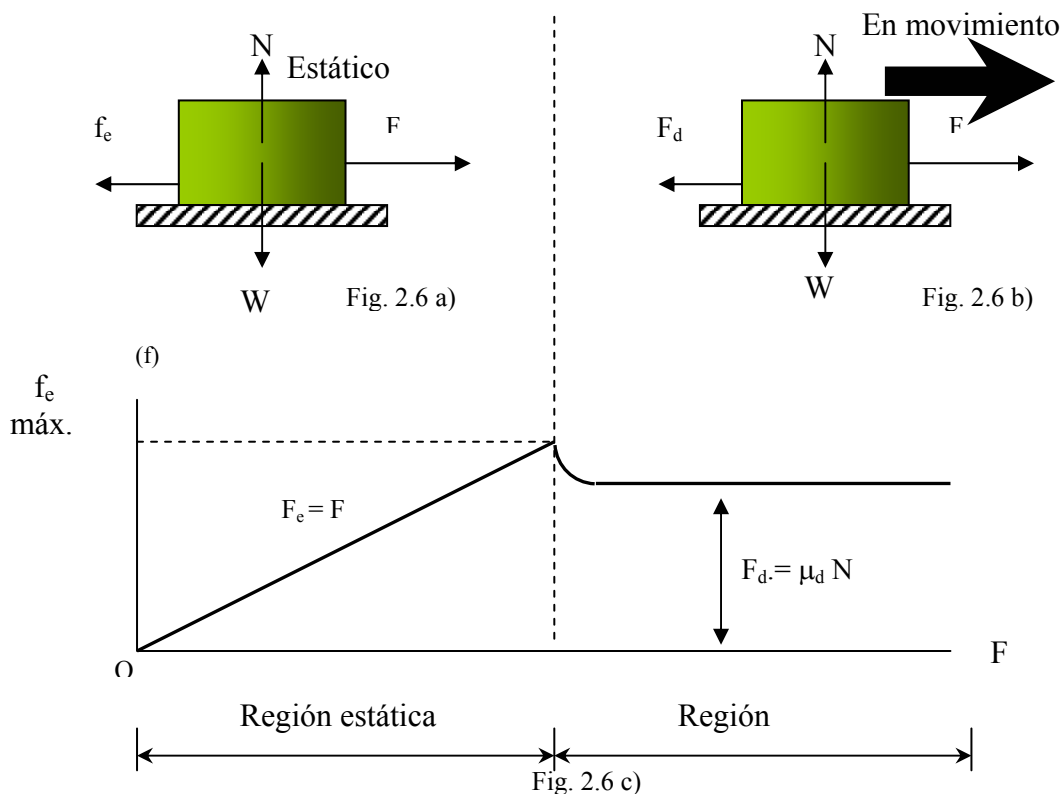


Fig. 2.6 La fuerza de rozamiento,  $f$ , entre un bloque y una superficie áspera es opuesta a la fuerza aplicada,  $F$ . a) La fuerza de rozamiento estática es igual a la fuerza aplicada. b) Cuando la fuerza aplicada es mayor que la de rozamiento cinético, el bloque se acelera hacia la derecha. c) Gráfica de la fuerza aplicada contra la magnitud de la de rozamiento. Nótese que  $f_e > f_d$ . [12].





Si se incrementa la magnitud de  $F$ , como se muestra en la figura 2.6b, en cierto momento comienza a deslizarse el bloque. Cuando el bloque está a punto de deslizarse,  $f_e$  es máxima; al hacerse  $F$  mayor que  $f_e$  máx.; entonces se mueve y se acelera hacia la derecha. Al quedar el bloque en movimiento, la fuerza de rozamiento retardadora es menor que  $f_e$  máx., como muestra la figura 2.6c. En este caso a la fuerza que se opone al movimiento se le conoce como; **Fuerza de rozamiento cinética**,  $f_d$ . La fuerza no equilibrada en la dirección  $x$ ,  $F-f_d$ , produce una aceleración hacia la derecha, si  $F=f_d$ , el bloque se mueve a la derecha con rapidez constante. Si deja de actuar la fuerza aplicada, entonces la fuerza de fricción que actúa hacia la izquierda des- aceleraría el bloque y finalmente, lo llevaría al reposo.

Experimentalmente, se encuentra que tanto  $f_e$  máx, como  $f_d$  son proporcionales a la fuerza normal que actúa sobre el bloque.

La fuerza de rozamiento cinética es opuesta a la dirección del movimiento y está dada por:

$$f_d = \mu_d N \quad (2.8)$$

en donde  $\mu_d$  es el coeficiente de rozamiento cinético.

Los valores de  $\mu_e$  y  $\mu_d$  dependen de la naturaleza de las superficies, pero  $\mu_d$  es por lo general menor que  $\mu_e$ , los valores comunes de  $\mu$  varían de 0.05 aproximadamente para superficies lisas, hasta 1.5 para superficies ásperas. En la 2.1 tabla se ilustran algunos valores.

Tabla 2.1 Coeficientes de rozamiento [12]

	$\mu_e$	$\mu_d$
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Caucho sobre concreto	1.0	0.8
Madera sobre madera	0.25-0.5	0.2
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Madera encerada sobre nieve seca	-	0.04
Metal sobre metal lubricado	0.15	0.06
Hielo sobre hielo	0.1	0.03
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003

## 2.3 Leyes de la fricción

En 1699, Amontons[13] reformuló, mucho después de Leonardo da Vinci, dos leyes empíricas sobre la fricción de deslizamiento. La formulación la realizó en base a que la fricción solo se debe presentar en ciertas condiciones: en un par de materiales y en condiciones de lubricación constante en caso de que exista.

Las leyes establecen:

- 1 La fuerza de fricción es proporcional a la carga normal.
- 2 La fuerza de fricción es independiente del área aparente de contacto.

La segunda ley de la fricción se ha atestiguado en la mayoría de los materiales, con excepción de los polímeros. En la figura 2.7, se ilustran de manera gráfica dichas leyes.

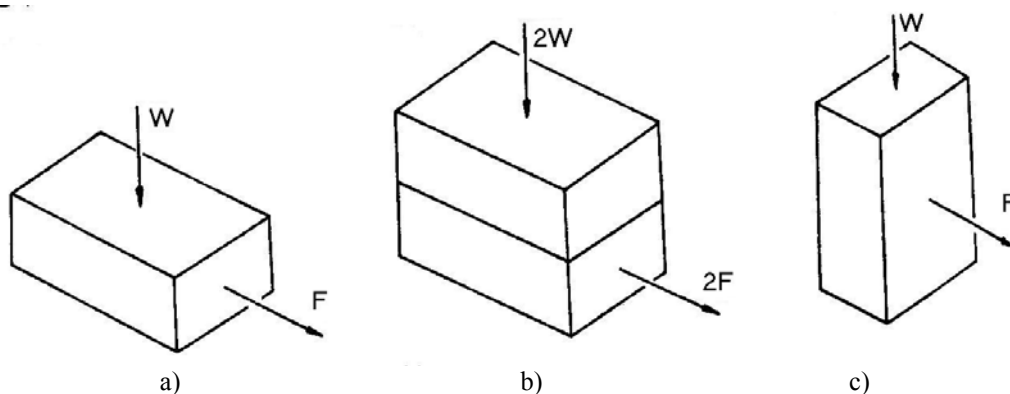


Fig. 2.7 Ilustración de algunos aspectos de las leyes de Amontons: a) Se requiere de una fuerza tangencial para deslizar el bloque de peso  $W$ , b) Con un peso doble en el bloque, la fuerza de fricción será doblemente mayor que en el primer caso, c) El valor de  $F$  sigue siendo el mismo siempre que el área aparente o nominal de contacto cambie.[13]

En cuanto a la tercera ley estipulada por Coulomb, en 1781 establece que; la fuerza de fricción es independiente de la velocidad de deslizamiento.

Es común observar que la fuerza requerida para iniciar el deslizamiento debe ser mucho mayor que la fuerza requerida para mantenerlo. De allí que el coeficiente de fricción estático ( $\mu_e$ ), sea frecuentemente mayor que el coeficiente de fricción dinámico ( $\mu_d$ ).

Las fuerzas de fricción surgen de interacciones mecánicas de la deformación de asperezas rígidas o elásticas.

El modelo de Coulomb, aparece en la Figura 2.8, el cual explica el fenómeno de fricción [7]. En él, se presentan las asperezas en forma de cuña, mismas que se mueven separadamente provocando una fuerza de fricción desde la posición 1 a la posición 2.

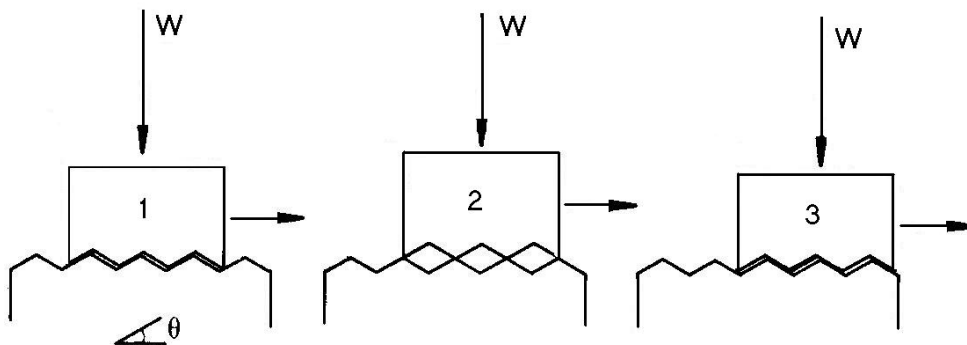


Fig.2.8 Esquema que ilustra la fricción de deslizamiento. El Modelo fue elaborado por Coulomb. En esta prueba se asume que la rugosidad de la superficie tiene geometría parecida a dientes de sierra. Como el deslizamiento ocurre desde la posición 1 a la posición 2, el trabajo es realizado en contra de la carga normal  $W$ . La carga normal entonces no es igual a la cantidad de trabajo, como ocurre en el movimiento superficial de 2 a 3. [7]

Esto, se representa como el trabajo realizado por la fuerza de fricción que realiza en contra de la carga normal, donde  $\mu = \tan \theta$ . Considerando el siguiente movimiento, desde la posición 2 hasta la 3, aparentemente existe un defecto en este modelo, ya que el trabajo realizado por la carga normal sobre el sistema, durante el primer movimiento, se recupera en el segundo, liberando toda la energía potencial almacenada. El trabajo que se utiliza para contrarrestar la fricción es redundante, o sea su contribución no es útil durante el proceso de los cuerpos que toman parte en él, de modo que finalmente debe disiparse en forma de calor. No existe disipación neta de energía en el ciclo completo, concluyéndose que la fuerza de fricción no puede ser vista a escala macroscópica.



Modelos de fricción satisfactorios son claros mecanismos de disipación de energía en materiales metálicos y cerámicos. En estos casos, se presenta una deformación plástica, mientras que en los polímeros el comportamiento es viscoelástico [7].

La intención generalizada en los diseños mecánicos desde el punto de vista de la tribología, es reducir al máximo, las fuerzas de fricción.

La calidad de la superficie y la forma en la región de contacto son parámetros, para que difiera la fricción. Existen tablas generadas en laboratorios, que pueden servir como guías, como se indica en la Tabla 2.2. En la obtención de los valores que allí se indican, solo se consideran geometrías simples y como máximo tres o cuatro variables [14].

Tabla 2.2 Coeficiente de fricción ( $\mu$ ), de metales que se deslizan sobre metales, en presencia de aire y a temperatura ambiente.

Material		Geometría de la prueba	Coeficiente de fricción	
Probeta fija	Probeta móvil		Estático	Cinético
Ag	Ag	SI	0.50	---
	Au	SI	0.53	---
	Cu	SI	0.48	---
	Fe	SI	0.49	---
Al	Al	SI	0.57	---
	Ti	SI	0.54	---
Al, aleación 6061-T6	Al, aleación 6061-T6	SPSP	0.42	0.34
	Cu	SPSP	0.28	0.23
	Acero 1032	SPSP	0.35	0.25
	Ti, 6Al-4V	SPSP	0.34	0.29
Au	Ag	SI	0.53	---
	Au	SI	0.49	---
Latón, 60 Cu-40Zn	Acero herramental	PSC	---	0.24
Cd	Cd	SI	0.79	---
	Fe	SI	0.52	---
Co	Co	SI	0.56	---
	Cr	SI	0.41	---
Cr	Co	SI	0.41	---
	Cr	SI	0.46	---
Cu	Co	SI	0.44	---
	Cr	SI	0.46	---
	Cu	SI	0.55	---
	Fe	SI	0.50	---
	Ni	SI	0.49	---
	Zn	SI	0.56	---

Configuración: SI: Superficie inclinada; SPSP: Superficie plana sobre superficie plana; PSD: Perno sobre disco. [14 ]



Cuando en un diseño se requiere necesariamente el cálculo de la fricción, debe hacerse reproduciendo lo mejor posible las condiciones en que ésta se presenta.

Existen asociaciones científicas y de ingeniería, como la Sociedad Americana de Pruebas en Materiales, con siglas en inglés ASTM, en donde, por medio de ensayos se obtienen los coeficientes de fricción. Los valores que se obtienen en ellos, aún cuando estos, se realicen a las mismas condiciones como: métodos idénticos, misma preparación de probetas, mismos materiales y lubricantes, mismos equipos, el resultado puede llegar a diferir hasta en un 25% o más.

Bowden y Tabor desarrollaron un modelo para representar la fricción de deslizamiento. En él se especifica que la fuerza de fricción surge de dos fuentes: Una desarrollada en las áreas de contacto real entre las uniones de las asperezas, denominada fuerza de adhesión ( $F_{adh}$ ), y la otra que necesita rayar con las asperezas de la superficie dura a la superficie suave, llamada fuerza de deformación ( $F_{def}$ ).

## 2.4 Fricción adhesiva ( $F_a$ )

Cuando se tienen dos superficies nominalmente planas con interacción, el contacto se origina en las pequeñas asperezas del material. La carga es inicialmente soportada por la deformación de las asperezas en contacto; formando uniones como se esquematiza en la figura 2.9. La suma de las áreas de todos los sitios en contacto constituye el área de contacto ( $A_r$ ) que resulta ser tan solo una pequeña fracción de la aparente área nominal de contacto ( $A_a$ ). La proximidad de las asperezas resultantes en contactos adhesivos es causada por una u otra interacción ya sea física o química. Por lo tanto para separar las uniones adhesivas es necesaria una fuerza [10].

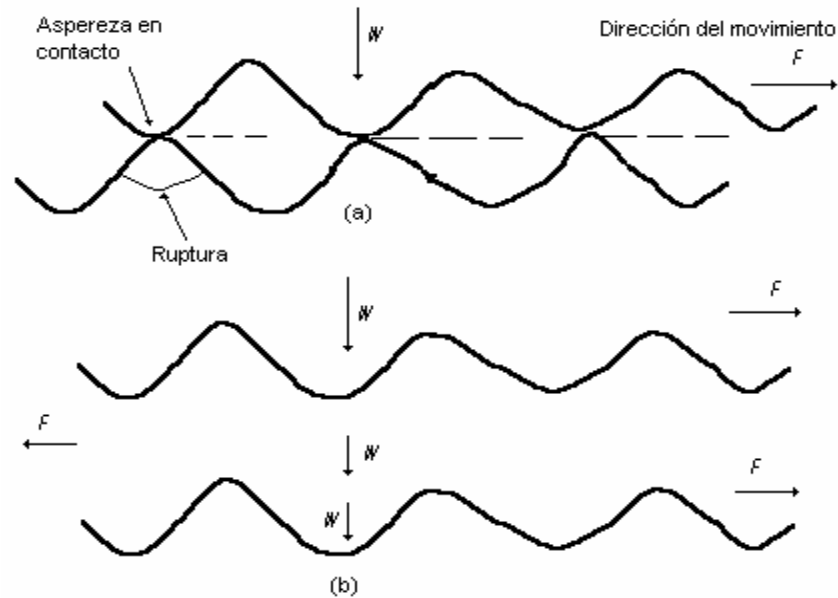


Fig. 2.9 a) Dos superficies rugosas en contacto de deslizamiento y b) diagrama de cuerpo libre de las fuerzas involucradas.

La ruptura de las asperezas, ocurre en las regiones débiles de cada interfase de los cuerpos en contacto. Después de separarse los contactos existentes, nuevos contactos se forman, es decir se adhieren por fuerzas moleculares entre las superficies. Por ello, las fuerzas de adhesión, serán de la misma naturaleza así como las fuerzas existentes entre las mismas moléculas.

Se ha desarrollado una teoría clásica para la fuerza de fricción adhesiva, para diferentes rugosidades. Para un contacto seco los científicos ingleses Bowden y Tabor, la definieron como:

$$(F_a) = A_r \tau_a \quad (2.9)$$

y para un contacto con una película de lubricante.

$$(F_a) = A_r [\alpha \tau_a + (1 - \alpha) \tau_1] \quad (2.9a)$$

y

$$\tau_1 = \frac{\eta_1 V}{h} \quad (2.10b)$$



Donde:  $A_r$ , es el área real de contacto,  $\tau_a$  y  $\tau_l$ , son el promedio de la resistencia de corte en el contacto seco y con película de lubricante;  $\alpha$  es una fracción de área no lubricada;  $\eta_l$  es la viscosidad dinámica (absoluta) del lubricante;  $V$  es la velocidad de deslizamiento relativo y  $h$  es el espesor de la película líquida. Un factor importante para vencer la fricción adhesiva es trabajar en condiciones lubricadas y/o interfases expuestas continuamente a medios húmedos, la presencia del líquido ocasiona la formación de puentes adhesivos y de minúsculos efectos de viscosidad, el coeficiente de fricción adhesiva  $\mu_a$ , para un contacto de este tipo es:

$$\mu_a = \frac{A_r \tau_a}{W} \quad (2.11a)$$

$$\mu_a = \frac{\tau_a}{P_r} \quad (2.11b)$$

donde:  $P_r$ , es la presión real media.

Si el corte ocurre en uno de los dos cuerpos que se desplazan, entonces los esfuerzos de corte requeridos para producir el deslizamiento por encima del plano de deslizamiento en la ausencia de dislocación es del orden de  $G/30$ , donde  $G$  es el módulo de corte del material. Si se presentan dislocaciones, los esfuerzos de corte son del orden de menos de mil veces los esfuerzos para generar el desplazamiento. En la interfase los esfuerzos de corte son usados para calcular la fricción. Según el profesor Bhusan, debe asumirse que la profundidad de la zona de corte (la distancia de transición entre una superficie en movimiento y la superficie en donde la ruptura ocurre), es igual para las dimensiones lineales de una partícula desgastada. Si el diámetro de ésta, es en promedio de  $1 \mu\text{m}$  para una velocidad de deslizamiento de  $1 \text{ m/s}$ , el valor de la fuerza de corte debe ser  $1 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$  [10].

La fuerza de adhesión de las interfases depende de las propiedades mecánicas de los materiales y de la interacción física y química de los cuerpos en contacto. Así mismo, la presencia de contaminantes o la aplicación deliberada de una película de fluido (aire, agua o lubricante) tienden a reducir dicha fuerza. Generalmente, en interfases en vacío con contacto sólido-sólido,



dan origen a valores altos de adhesión y consecuentemente a un coeficiente de fricción grande. Películas gruesas de lubricantes de varias micras reducen la fricción, esto para disminuir el esfuerzo de corte en la película del fluido así como en el contacto sólido-sólido.

Los contactos entre un esfuerzo elástico o plástico, depende primeramente, de la rugosidad en las superficies y de las propiedades mecánicas y/o de las características de cada elemento. Substituyendo  $A_r$ , de la expresión para coeficiente de fricción  $\mu_a$ , en la ecuación 2.11a. Se obtiene para contacto elástico:

$$\mu_a \approx \frac{3.2\tau_a}{E(\sigma_a / R_p)^{1/2}} \quad (2.12a)$$

ó

$$\alpha \frac{\tau_a}{E(\alpha / \beta)} \quad (2.12b)$$

Donde  $E^*$  es el modulo de elasticidad,  $\sigma_p$  y  $R_p$  son las componentes de la desviación estandarizada,  $\sigma$ , es la desviación estandarizada de la altura de las superficies y  $\beta^*$ , es la correlación de composición de longitud. La  $\mu_a$ , es en función de las superficies rugosas en el régimen de contacto elástico [11].

Por otra parte, para una sola aspereza en contacto ó en donde el número de contactos permanentes,  $A_r$ , es proporcional a  $(W)^{-1/3}$ . Para esta situación se tiene que:

$$\mu_a \propto W^{-1/3} \quad (2.13)$$

$$\mu_a = \frac{\tau_a}{H} \quad (2.14)$$



Donde  $H$  es la dureza ó ductilidad del material en contacto. La  $\mu_a$ , es independiente de las superficies rugosas no semejantes en los contactos elásticos. Comúnmente los datos por el efecto de la rugosidad en el coeficiente  $\mu_a$ , en contactos elástico o plástico se expresan en la figura 2.10.

En un contacto elástico ó de una película delgada en una disco en deslizamiento cerámico, como se observa en la figura 2.10a,  $\mu$ , decrece con un incremento en la rugosidad. En un contacto plástico de cobre contra cobre en la figura 2.10b, para rangos moderados de rugosidades,  $\mu$ , es independiente de las rugosidades. Esta, tiende a ser grande hasta muy pequeñas rugosidades, debido al área real que está en contacto [11].

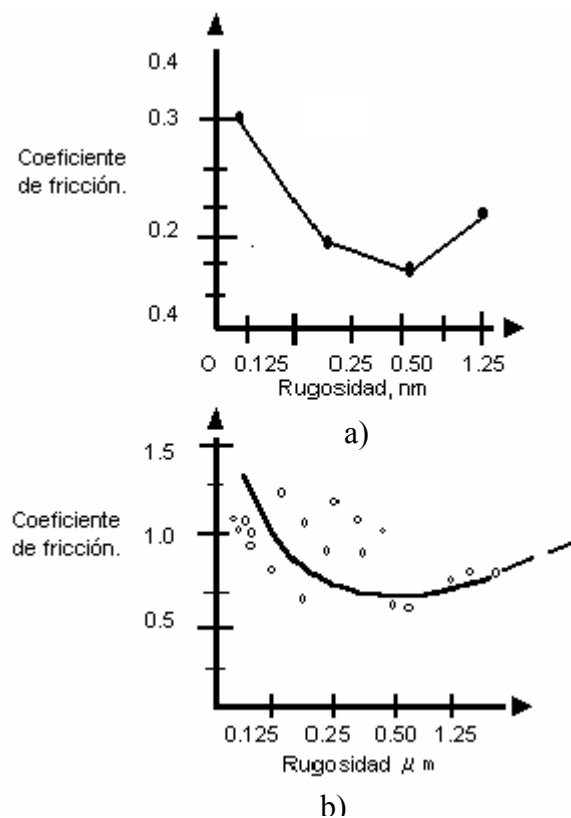


Fig. 2.10 Coeficientes de fricción en función de la rugosidad superficial. La figura (a) representa el contacto elástico, en una disco en deslizamiento cerámico, como se observa,  $\mu$  decrece con un incremento en la rugosidad. En la figura (b) un contacto plástico de cobre contra cobre, para rangos moderados de rugosidades,  $\mu$ , es independiente de las rugosidades.



Para el cálculo de  $\mu_a$ , se requiere del conocimiento de  $\tau_a$ . Aplicando un análisis límite se puede obtener la fuerza interfacial de corte  $\tau_a$ , que no podrá ser substancialmente excedida en el bulto (bulk),  $k$  (la producción de esfuerzos de corte), para un contacto dúctil de materiales en contactos plásticos. Si esto no sucede, en cada contacto ocurrirá un corte debido a la blandura del material en metales dúctiles, para esto se tiene que:

$$H \sim 5 k$$

Donde:

$$\mu_a \leq \frac{1}{5}$$

El máximo valor de un coeficiente de fricción, es independiente del par cinemático, comúnmente se encuentran en un rango de 0.3, hasta algunas veces más grande que 1. En este análisis, también se incluye efectos adicionales de otros factores semejantes en el área de contacto en una zona rugosa y no comprende otro surgimiento de fricción en la cual exista deformación.

En otros casos, como sucedió con los investigadores MacFarlane y Tabor, en 1950, propusieron un modelo matemático, en el que  $p_m$ , es la presión de contacto para toda la zona plásticamente deformada en compresión normal, igual a la dureza  $H$  en toda la plasticidad, hasta una lugar  $i$ , para un área de contacto  $(A_r)_i = W_i/H$  [3]. Otra aplicación de las causas de esfuerzos de corte, es tener un valor crítico a la presión normal  $p$ , es decir en un flujo plástico donde se presenta la disminución del valor, debido únicamente a una carga normal aplicada. Si ésta permanece constante, entonces la plasticidad permanente disminuye y el área real de contacto crece. En una primera aproximación se tiene que:

$$A_r = (A_r)_0 \left[ 1 + \alpha \left( \frac{F}{W} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.15)$$

Donde  $(A_r)_0$  es el área real de contacto sin la intervención de ningún esfuerzo de corte. Otro efecto importante es la influencia en el área de contacto, por el aumento de la temperatura que sucede en la interfase, debido al calor generado por la fricción. En caso de que se apliquen grandes cargas y ciertas condiciones de velocidad. Se ocasiona un efecto substancial sobre el área de contacto y consecuentemente en la fricción según lo establecido por Bhushan, en 1996.

## 2.5 Fricción abrasiva.

En el pasado, para todos los materiales, la fricción se explicó en términos del modelo de adhesión. El valor obtenido es mucho menor a los valores típicos observados. Otro intento que surgió para explicarla fue considerando a la rugosidad o sea la fuerza requerida para subir la pendiente de la aspereza.

Por otra parte la fricción por el rayado de partículas duras a una superficie de un material blando se analiza por medio de la deformación de la aspereza [7,15]., presentada en la figura 2.11:

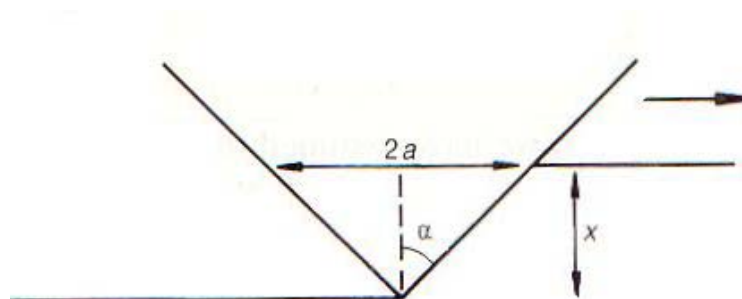


Fig. 2.11 Modelo de deformación en la fricción abrasiva



Donde se presenta, la deformación de una aspereza rígida de forma cónica, la cual se desliza sobre una superficie plana más suave. La fuerza tangencial requerida para desplazarla, debe ser igual a la presión de flujo, que puede ser considerada como la dureza de indentación  $H$ , del material multiplicada por la sección transversal de la acanaladura, o sea;

$$F_{\text{def.}} = Hax = Hx^2 \tan^2 \alpha \quad (2.16)$$

La carga normal  $W$  soportada por la aspereza en:

$$W = H\pi a^2 / 2 = \frac{1}{2} H\pi x^2 \tan^2 \alpha \quad (2.17)$$

El coeficiente de fricción por la acción de formación de ranuras es

$$\mu_{\text{def.}} = F_{\text{def.}} / W = (2/\pi) \cot \alpha \quad (2.18)$$

Un plano considerado como un modelo, donde la aspereza se toma para su deformación con semi-ángulo  $\alpha$ , se conduce en su comportamiento como:

$$\mu_{\text{def.}} = \cot \alpha \quad (2.19)$$

Shaw y Acas en 1949, expresaron la fricción como la suma de la componente de adhesión, rugosidad y rayado, ecuación 2.20.

$$\mu_{\text{total}} = \frac{\tau}{H} + \tan \theta + P \quad (2.20)$$

Kragelskii en 1980, la expresó en función del rayado y adhesión, ecuación 2.21 [16].

$$\mu_{\text{total}} = \frac{\tau_0}{P_r} + \beta + K' \alpha h \sqrt{\frac{h}{r}} \quad (2.21)$$



Donde:

$\tau$  = Es el esfuerzo tangencial de cada unión

$\theta$  = Pendiente de la aspereza.

H = Dureza de Indentación.

P = Componente del rayado.

$\tau_0$  = Resistencia cortante superficial de la unión molecular, cuando la presión normal es cero.

$P_r$  = Presión de contacto, en una superficie en movimiento.

$\alpha_h$  = Coeficiente de histéresis de pérdida de fricción.

$\beta$  = Coeficiente de la unión molecular reforzada.

H = Altura de la aspereza.

R = Radio de la aspereza.

$K'$  = Parámetro de la fricción.

El coeficiente de fricción  $\mu_{total}$ , como lo expresan la ecuaciones (2.20) y (2.21), se debe a la combinación de varios efectos, la *adhesión entre las superficies planas*,  $\mu_a$ , la *deformación de la aspereza*,  $\mu_d$ ; y el *rayado por partículas de desgaste y asperezas duras de la superficie*,  $\mu_p$ . Por lo tanto:

$$\mu_{total} = \mu_a + \mu_d + \mu_p \quad (2.22)$$

Así mismo existe otra teoría donde se aborda el modelo de la geometría de corte, para un análisis detallado de la misma se recomienda, consultar las referencia [7, 15, 16]



## 2.6 Desgaste

En términos generales se puede decir que son tres los procesos que restringen la vida útil de los productos metálicos que proporcionan un uso específico y son: El desgaste, corrosión y fatiga. Los ejemplos son diversos, pero algunos representan al desgaste como el peor enemigo. Como sucede cuando este se presenta entre la pared del cilindro y los anillos del pistón en una máquina de combustión interna diesel, o bien, en una herramienta metálica que se consume durante el proceso de corte.

El desgaste se manifiesta en diferentes grados, algunas veces puede ser tolerado hasta cierto límite, otras es benéfico inclusive. A pesar de que existen diversos métodos para reducirlo, su presencia representa considerables pérdidas energéticas y económicas.

Una interesante alternativa para disminuir el desgaste en los materiales, es mediante el uso de recubrimientos y tratamientos superficiales. Los primeros, se depositan sobre la superficie de los materiales, donde se genera el desgaste por diversos procesos, mientras que los tratamientos superficiales se logran siguiendo técnicas específicas [3].

La tasa de desgaste que se produce en los materiales se define como la pérdida de volumen de la superficie de desgaste por unidad de distancia deslizada. Las condiciones que producen el desgaste pueden estar influenciadas por diversos factores, por ejemplo, el desgaste en seco, depende de la carga normal, la velocidad relativa de deslizamiento, temperatura inicial y de las propiedades mecánicas, térmicas y químicas de los materiales en contacto. Cuando existe entre la interfase un tercer cuerpo, entonces la situación se torna más compleja.

Existe gran variedad de recubrimientos y tratamientos superficiales resistentes al desgaste; seleccionar cualquiera de ellos, requiere necesariamente de realizar pruebas en el laboratorio. Inicialmente, se debe conocer el tipo de desgaste que se presenta en el componente, a través de las condiciones de operación a las que se encuentra sometido, así como de elaborar una lista de los posibles recubrimientos a utilizar, y sobre todo, consultar los que ya hayan sido aplicados con cierto éxito.



Generalmente las superficies sufren desgaste simultáneamente por dos o más procesos. Debido a que algunos de ellos son dominantes, algunas veces se deben de generar las condiciones para balancearlos, controlando la pérdida de partículas generadas durante el deslizamiento por efecto del ciclo de trabajo, tipo de vibración, entre otros factores.

Si a futuro se es capaz de predecir y controlar el desgaste, el periodo de vida útil de la maquinaria se prolongará enormemente.

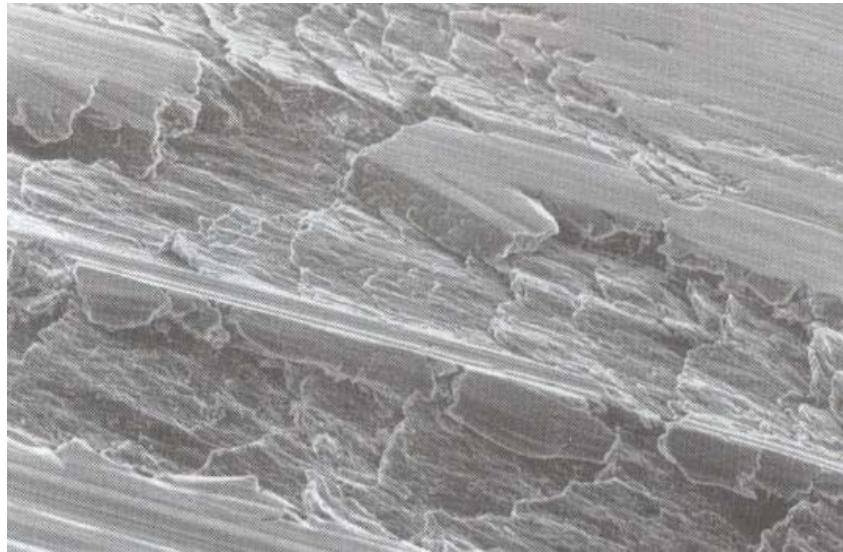
## 2.7 Mecanismos de desgaste.

Una clasificación de los mecanismos que generan el desgaste, apareció en 1957, en la revista *Wear*, cuyo autor Burwell [17] clasificó a cuatro de ellos como los responsables de dicho fenómeno, los cuales son:

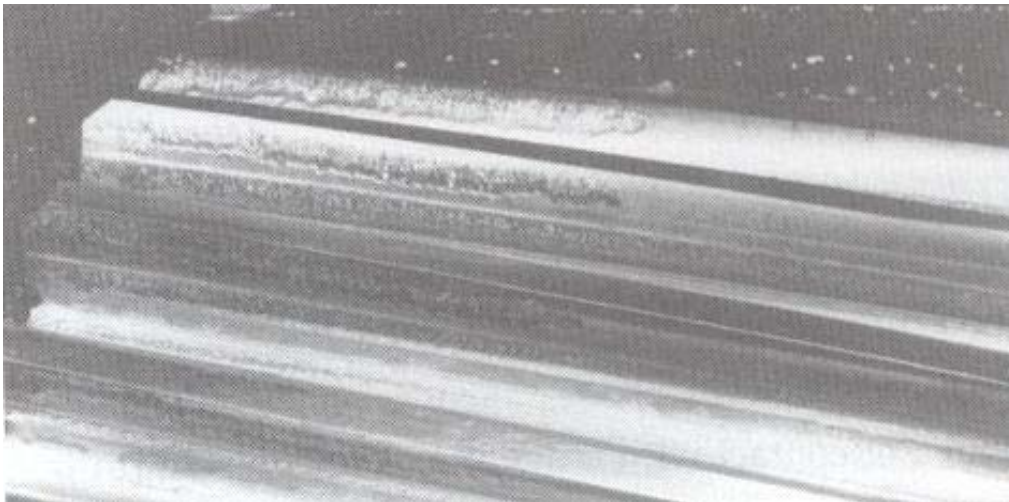
- Desgaste por adhesión.
- Desgaste por abrasión.
- Desgaste por fatiga.
- Desgaste por corrosión.

### Desgaste Adhesivo.

Este desgaste también es llamado desgaste deslizante, se asocia invariablemente con la formación de uniones adhesivas en la interfase. Por ello, las superficies en contacto deben estar entrelazadas íntimamente. La fuerza de las uniones, depende en gran parte de la naturaleza física y química de las superficies en contacto. En la figura 2.12 (a), se muestra la micrografía del daño causado por el efecto del desgaste adhesivo en un acero AISI D1 [18], mientras que en la figura 2.12 (b), se ilustra la deformación que sufre la superficie de un espécimen de bronce de microestructura  $\alpha/\beta$  después de interactuar contra un acero grado herramienta en condiciones secas [7]. Por último, la figura 2.12 (c), ilustra una escama o descarapelamiento, que se ha desprendido de la superficie mencionada [18].



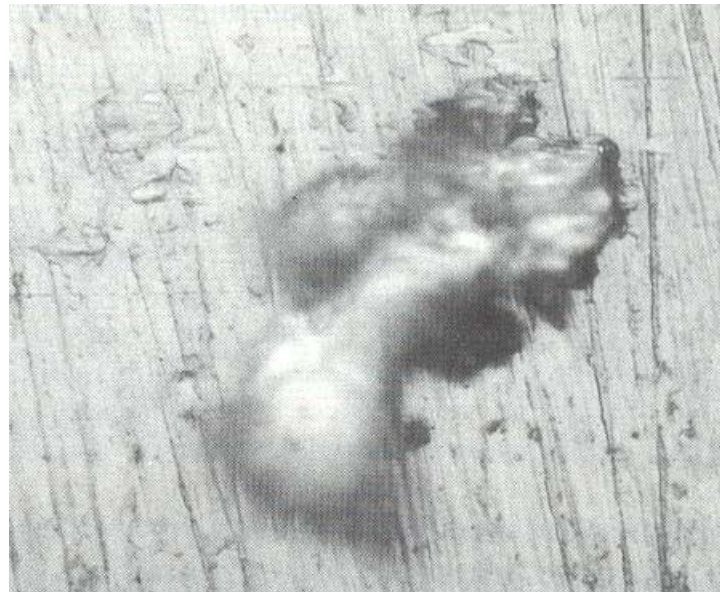
(a)



(b)

Fig. 2.12 Fotografías del daño causado por el desgaste adhesivo. (a) Superficie de aleación de Al-Si desgastada por deslizamiento. (b) Escofinado, resultado de la adhesión entre los dientes de un engrane.





(c)

Fig. 2.12 Fotografías del daño causado por el desgaste adhesivo (c) Fotografía de una partícula de 50  $\mu\text{m}$  de cobre sobre una superficie de acero debido al desgaste adhesivo.

Durante el proceso de desgaste adhesivo, es posible identificar varias etapas que llevan a la formación de partículas de desgaste:

- a) La deformación de las asperezas en contacto.
- b) La remoción de películas superficiales.
- c) La formación de la unión adhesiva, como se muestra en la figura 2.13.
- d) La falla en las uniones y transferencia de material.
- e) La modificación de fragmentos transferidos.
- f) Remoción de fragmentos transferidos; creación de residuos de desgaste.

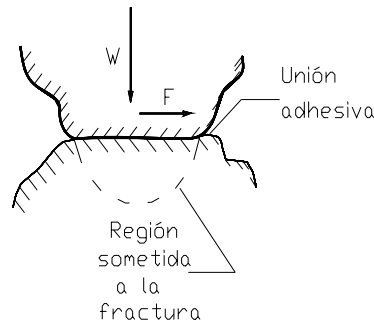


Fig. 2.13 Unión adhesiva entre dos asperezas.

El volumen de material removido por el proceso de desgaste adhesivo se puede estimar por la ecuación semiempírica propuesta por el Profesor Archard [19]:

$$V_a = k \frac{W}{H} L \quad (2.23)$$

donde  $k$  es el coeficiente de desgaste,  $L$  es la distancia de deslizamiento,  $W$  es la carga aplicada y  $H$  es la dureza del material más suave de los que están en contacto. El coeficiente de desgaste es función de las diferentes propiedades de los materiales que interactúan. La ecuación 2.23, es válida sólo para condiciones secas. La formación de la unión adhesiva es el resultado de la adherencia que ocurre entre los puntos de contacto de las asperezas presentes en la interfase. Se sabe, que la adhesión es muy sensible a la contaminación y el medio ambiente, por consiguiente, es prácticamente imposible encontrar una expresión que vincule el desgaste adhesivo y las propiedades de un material. Sin embargo, es reconocido por los especialistas, que dicho desgaste, es influenciado por los parámetros que caracterizan a los cuerpos en interacción como son:

- a) La estructura electrónica.
- b) La estructura cristalina.
- c) La orientación cristalina.
- d) La fuerza de cohesión.

Por ejemplo, los metales conformados por estructuras cristalinas hexagonales, en general, son más resistentes al desgaste adhesivo que los que presentan una estructura cúbica centrada en el cuerpo o centrada en la cara. Esto, es debido, a que los primeros presentan un enlace más compacto que impide el desplazamiento de los planos cristalinos.

### Desgaste por abrasión.

Este mecanismo de daño se presenta cuando las asperezas de un cuerpo se ponen en contacto e indentan la superficie de un segundo cuerpo más blando, removiendo material al microsurar y microfracturar creando con ello una raya. La figura 2.14 muestra la inclusión de una partícula abrasiva en una superficie metálica, y la figura 2.15 es una fotografía de los tres procesos de desgaste abrasivo, corte, formación de cuñas y rayado.

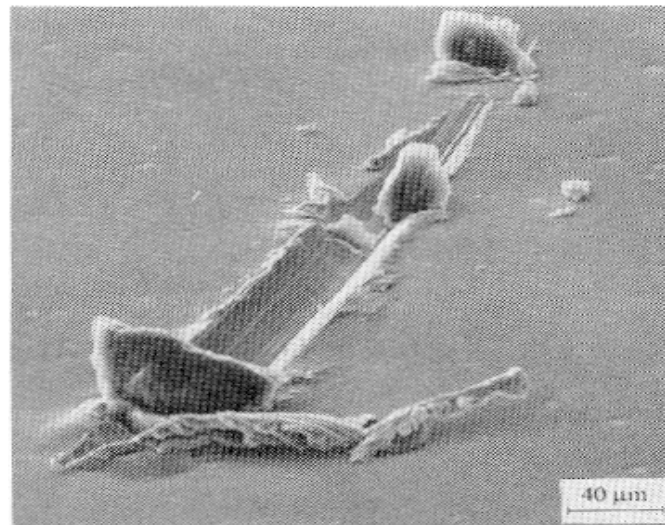


Fig. 2.14 Inclusión de una partícula abrasiva en una superficie metálica. [18].

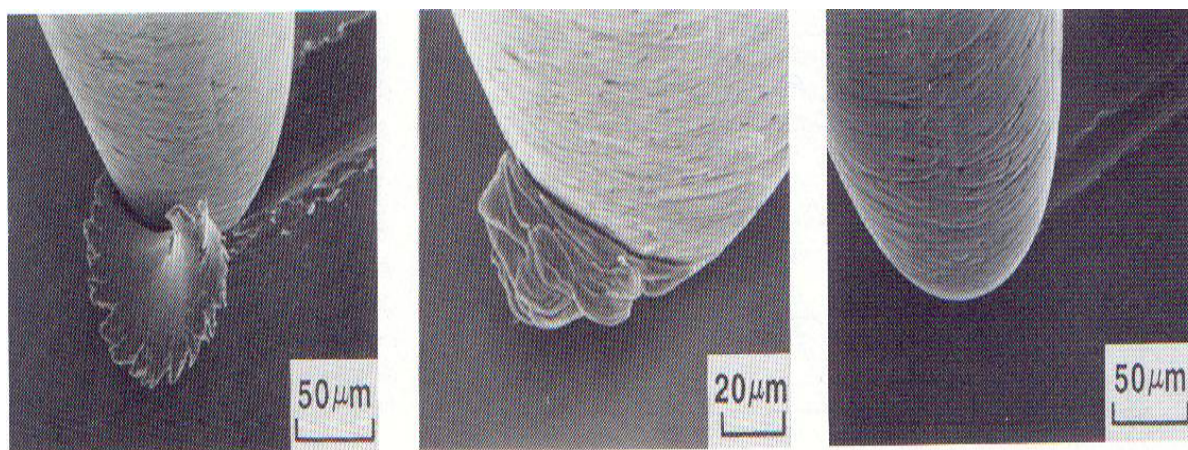


Fig. 2.15 Tres procesos de desgaste abrasivo: corte, formación de cuñas y rayado, respectivamente [18].

### Desgaste por fatiga.

Este mecanismo de desgaste es observado en caso de rodadura, y/o deslizamiento, de una superficie respecto de otra. Esto produce sobre un punto cualquiera del camino de rodadura la aplicación de cargas variables en el tiempo que inducen tensiones capaces de nuclear y propagar fisuras por fatigas pequeñas. La figura 2.16 muestra el daño provocado por el efecto de la fatiga.

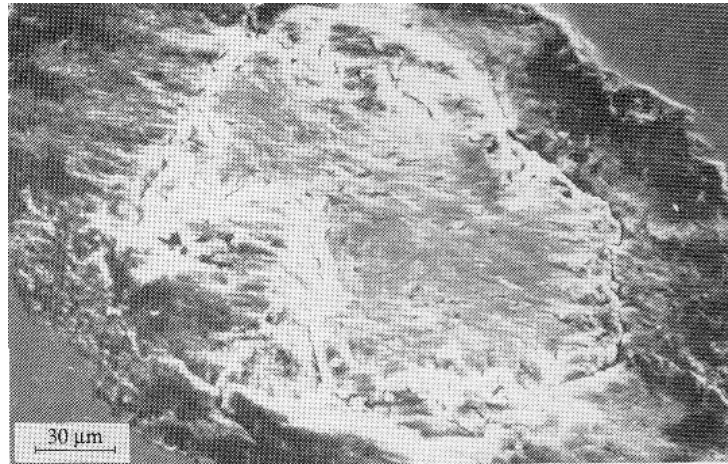


Fig. 2.16 Daño provocado por el efecto de la fatiga sobre el acero inoxidable [18].

### Desgaste por corrosión.

Este mecanismo de desgaste, se presenta cuando el movimiento relativo entre superficies actúa inmerso en un medio corrosivo, en donde el daño superficial es debido a la suma de los factores. No debe confundirse con proceso de degradación superficial sin presencia de movimiento relativo entre superficies, en donde el daño será por corrosión estática. La figura 2.17 muestra el daño corrosivo actuando en conjunto con la deformación plástica.

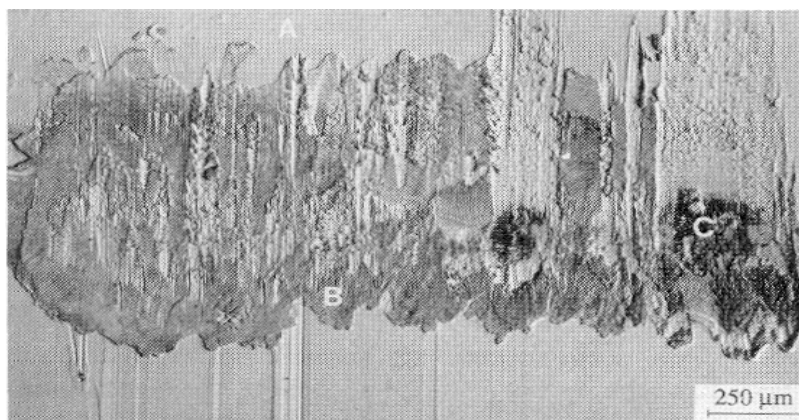


Fig. 2.17 El daño corrosivo y la deformación plástica actuando de manera conjunta [18].

## 2.7 Ecuación de desgaste de Archad

Holm y Archad realizaron un análisis teórico mediante un modelo simple para describir matemáticamente el desgaste de deslizamiento. Para ello, consideraron las variables principales que tienen influencia por el proceso, cuyo resultado es ampliamente utilizado para calcular el desgaste en casi todos los tipos de materiales [19].

En la figura 2.17, se muestra el modelo utilizado por estos dos investigadores. Considerando que la aspereza de la figura tiene un radio  $a$ , el contacto de deslizamiento evoluciona hasta que en el punto medio, las asperezas entran en contacto total. En ésta condición, la carga normal soportada es igual a  $\delta W = 2P\pi a$ , donde  $P$  es la presión de cedencia para la deformación plástica de la aspereza. A medida que transcurre el deslizamiento, se conduce a la destrucción y formación de contactos individuales, o algunas de las asperezas son progresivamente transferidas a otras uniones que se forman sobre la superficie misma.

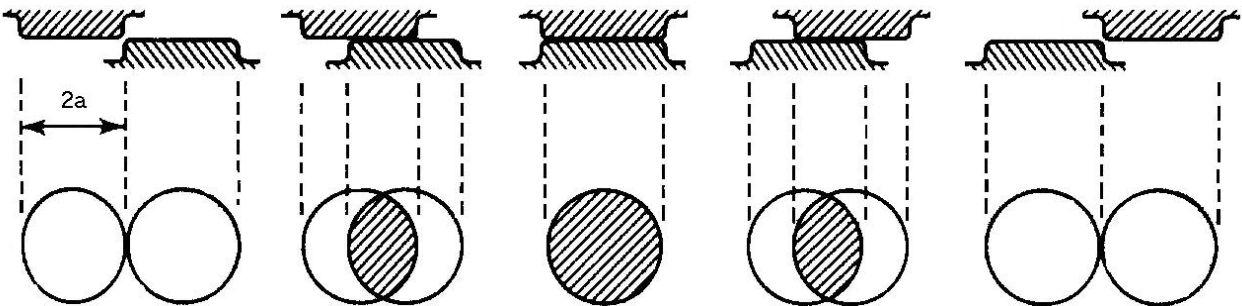


Figura 2.17 Diagrama esquemático que muestra la evolución de un contacto individual entre dos asperezas que se mueven una sobre la otra. [19]

El desgaste se asocia con la adición de fragmentos de material de las asperezas y el volumen de cada uno de estos fragmentos, dependen del tamaño de la unión de la aspereza de donde es originada. Por tanto, el volumen del material removido es  $\delta Q$ , es proporcional al cubo de la dimensión de contacto  $a$ , lo cual implica que la forma de la partícula de desgaste debe ser independiente de su tamaño.



Considerando el volumen hemisférico de radio  $a$  se tiene:

$$\delta Q = 2\pi a^3/3 \quad (2.24)$$

De todas las asperezas en contacto, solo una proporción ( $k$ ) de ellas se involucra en el desgaste, de modo que el volumen promedio de desgaste por unidad de distancia recorrida, debido al deslizamiento de un par de asperezas a lo largo de la distancia  $2a$  está dado por:

$$\delta Q = k\delta V/2a = k\pi a^2/3 \quad (2.25)$$

Considerando la suma de todas las asperezas del área real de contacto:

$$Q = \Sigma \delta Q = k/3 \Sigma \pi a^2 \quad (2.26)$$

La carga normal total es:

$$W = \Sigma \delta W = P \Sigma \pi a^2 \quad (2.27)$$

Por tanto

$$Q = k W / 3P \quad (2.28)$$



Al combinar el factor de proporcionalidad de 1/3 dentro de la constante de proporcionalidad, asignando  $k = k/3$  y asumiendo que  $P$  es igual a la dureza de indentación, se obtiene la ecuación que relaciona a la pérdida de volumen por unidad de distancia deslizada con cantidades macroscópicas, con la carga y la dureza de la superficie del material, denominada ecuación de desgaste de Archad.

$$Q = k W / H \quad (2.29)$$

Donde:

$Q$  - Pérdida de volumen por unidad de distancia deslizada.

$k$  - Constante, usualmente llamada coeficiente de desgaste.

$W$  - Carga aplicada.

$H$  - Dureza de la superficie.

## 2.8 Resumen

El fenómeno de la fricción, es el resultado de la interacción entre superficies, esto produce desgaste. El fenómeno del desgaste se presenta de diferentes maneras, cada una de ellas con características particulares. En cada caso, sufre la influencia de la morfología y composición de las superficies, así como la velocidad, temperatura, carga, y las condiciones ambientales que prevalecen durante el proceso.

Reducir el desgaste es un gran reto, el cual se logra mediante la búsqueda y selección de los materiales adecuados para cada aplicación. Su estudio, es de gran importancia y requiere reproducir de manera fiel o al menos aproximada, la forma en que éste se presenta, para evaluar con seguridad el comportamiento de los materiales.



# CAPITULO 3

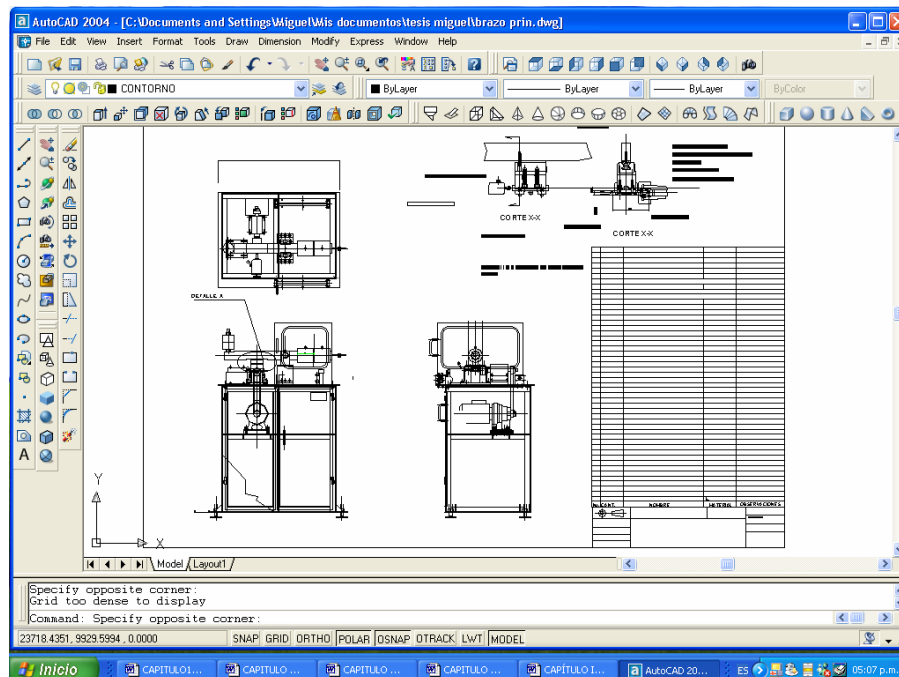
---

---

## MAQUINA TRIBOLOGICA DE CILINDROS CRUZADOS

---

---







### 3.1 Introducción

El propósito de este capítulo, es describir el proceso de desarrollo de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento” para caracterizar tribológicamente diversos materiales y recubrimientos de aplicaciones ingenieriles; como son; la industria metalmecánica, minera, alimenticia, de recubrimientos, biomecánica, etc.

### 3.2 Metodología del diseño

La metodología permite el eslabonamiento eficaz entre el proceso de diseño y la manufactura para lograr los mejores resultados.

Este prototipo, es el resultado de un conjunto de etapas, la cuales a partir de la necesidad, se desarrolla desde su estado de idea hasta la obtención del objeto físico, mediante el cual se satisface la necesidad. La metodología implica fundamentalmente, tres pasos los cuales son;

1. Comprensión del problema
2. Diseño conceptual
3. Diseño de detalle

Los principios metodológicos del diseño se pueden aplicar a casi cualquier producto, en este caso se enfoca al diseño de una “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados”.

Los modelos metodológicos, emplean la palabra “producto” para hacer referencia a un equipo funcional o los elementos que formaran parte del equipo, que reúne las siguientes características.

- a) Requiere del aporte de conocimientos de la ingeniería.
- b) Son objetos discretos.
- c) Son objetos físicos.

Para que el desarrollo de un producto sea considerado exitoso, debe ser aquel en que se haya invertido poco capital, el tiempo de desarrollo sea el mínimo, el costo de producción no sea caro, además de que el producto sea el ideal, por tal motivo se debe tener una visión global del desarrollo del producto, tal como lo muestra al figura 3.1.

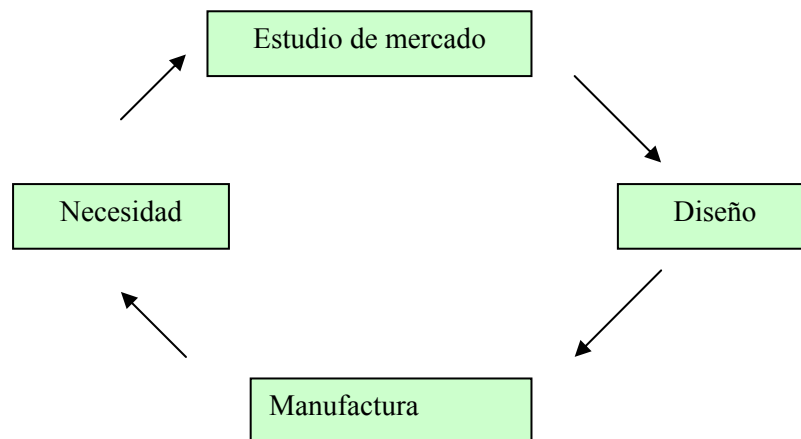


Fig. 3.1 Visión global del desarrollo de productos.

En los países industrializados, el aspecto metodológico del diseño ha tomado una importancia creciente. Hoy Institutos de prestigio como el Tecnológico de Massachussets imparte cursos de posgrado sobre diseño y desarrollo de productos, en los que se hace énfasis la metodología [20].

El QFD (cuyas siglas en ingles Quality functions Development), es el Despliegue de Funciones de Calidad y es una metodología que está enfocada al desarrollo de productos, con los que las empresas luchan por vender para asegurar su supervivencia. El desarrollo de la máquina de ensayo tribológico no tiene el propósito apoderarse de un mercado para asegurar la supervivencia de alguna empresa, sino desarrollar un prototipo novedoso en México. Por ello la metodología del QFD, las herramientas de la calidad, la experiencia en el área de diseño del que suscribe así como los conocimientos adquiridos en el proceso de formación de la Maestría en Ingeniería Mecánica, sirvieron de base para tomar las mejores decisiones u opciones en el desarrollo de la Máquina antes mencionada.

### 3.3 Identificación de la necesidad.

La industria en general, padece severas pérdidas por los fenómenos de fricción y desgaste, la productividad disminuye considerablemente, por paros constantes de producción para cambio de piezas o herramientas desgastadas, aumentando costos de producción, de esta manera disminuye la calidad y el servicio de los productos manufacturados, que se ofrecen en el mercado. Esto, se manifiesta principalmente en elementos que interactúan y presentan movimiento relativo, particularmente, por deslizamiento, rodamiento, acercamiento y separación de superficies. Por ello es necesario estudiar el comportamiento, de los materiales así como su naturaleza en relación con la fricción y el desgaste, para lo cual es necesario tener máquinas y equipos específicos que simulen este tipo de fenómenos. A fin de realizar pruebas y respaldarlas con datos experimentales que se obtienen de los mismos equipos, y al mismo tiempo aplicar diversos tipos de recubrimientos, blandos o duros, aleaciones y/o lubricantes, adecuados para soportar las condiciones de severidad que imperan en los diferentes tribosistemas. En este sentido, la caracterización tribológica es clave para:

- Diagnosticar las causas de los procesos de deterioro superficial.
- Evaluar y comparar el comportamiento de distintos materiales (aleaciones metálicas, cerámicos y polímeros) en condiciones de trabajo predeterminadas.
- Evaluar el efecto de los tratamientos superficiales en el comportamiento de los materiales en condiciones severas de fricción y desgaste.

De ahí la importancia del equipamiento en los laboratorios, con tribómetros normalizados, para el estudio y análisis de los fenómenos antes mencionados. Sin embargo, el instrumental y equipo empleado para estos propósitos, son fabricados por empresas de países industrializados, cuyo precio en el mercado resulta enormemente costoso para ser adquirido por una institución pública de estudios superiores como es el caso del Instituto Politécnico Nacional. Por ello es de vital importancia desarrollar este tipo de maquinas o instrumentos; máxime que ésta institución se ha distinguido por ser una rectora de la ciencia y tecnología en México.



Los principales parámetros de funcionamiento son establecidos por la norma ASTM G 83-96, que establece de manera rigurosa el método para realizar la prueba así como la forma de análisis del desgaste en las probetas, para obtener resultados normalizados. Por tal motivo existe la necesidad de clarificar y satisfacer todos los requisitos propuestos por dicha norma.

### 3.3.1 Clarificación de la necesidad.

El propósito principal del desarrollo de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados” es la caracterización de los materiales y recubrimientos existentes en el mercado, que son usados comúnmente en la industria metalmecánica, minera, alimenticia, biomecánica, etc., en lo que tiene que ver con la resistencia al desgaste por deslizamiento, mientras que para aquellos materiales y recubrimientos que son nuevos en el mercado, es imprescindible determinar la mayor cantidad de propiedades tribológicas.

### 3.3.2 Desgaste adhesivo en una maquina de configuración geométrica de cilindros cruzados.

Existe una amplia variedad de máquinas tribológicas de diferentes configuraciones geométricas, cuyo propósito es simular y reproducir el desgaste de equipos o máquinas que están realizando un trabajo específico. Para ello, es necesario identificar los parámetros de funcionamiento, para seleccionar el tribomedidor con la configuración adecuada. Durante la prueba, se debe considerar los procedimientos normalizados, donde se indica la preparación de las probetas, procedimiento de toma de lecturas, así como el análisis de los resultados.

La máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados, cuyo procedimiento de operación se basa en la norma ASTM G 83-96, implica someter dos cuerpos cilíndricos de determinados materiales en estudio a contacto y movimiento relativo, aplicando una carga normalizada sobre éstos, al hallarse en movimiento relativo sufren desgaste, que por su naturaleza se conoce como desgaste adhesivo, también llamado desgaste deslizante que se asocia con la formación de uniones en la interfase de las superficies en contacto, estas se entrelazan íntimamente y la fuerza de las uniones, depende en gran parte de la naturaleza física y química de las superficies en



contacto, mismo que es posible evaluarlo siguiendo el procedimiento de dicha norma. Los resultados dependen del grado de simulación y las características de la prueba, entre ellos está: el propósito de la misma, características de la máquina, carga aplicada, distancia de deslizamiento, velocidad de deslizamiento, propiedades de los materiales, par de materiales, medio ambiente y habilidad del operador entre otros.

### 3.3.3 Parámetros de la Norma ASTM G 83-96.

Método de prueba estándar para pruebas de desgaste en un aparato de cilindros cruzados\*, usa la designación de la G 83, el número que lo sigue, inmediatamente, indica el año cuando se adoptó originalmente, en caso de revisión, es el año de su revisión.

La prueba especificada por la ASTM G 83-96 consiste en lo siguiente;

1. La prueba se realiza con un cilindro giratorio y un cilindro estacionario los cuales deben estar en contacto permanente durante la prueba, sometidos a una carga. Además se encuentran orientados perpendicularmente entre sus ejes longitudinales o sea que forman un ángulo de 90° entre sus eje axiales.

2. Requisitos indicados por la Norma ASTM G 83-96, para el aparato de cilindros cruzados.

#### a) Descripción general

Debe tener un dispositivo que pueda sujetar a la probeta giratoria, un brazo donde se coloque la probeta no giratoria a la cual se aplica, una carga controlada, opcionalmente se puede integrar un medidor de fuerza de fricción.

#### b) Agujero sujetador de la probeta giratoria.

Esta es una de las partes críticas del instrumento para realizar la prueba, no se recomienda un sujetador de tres muelas, pues es insatisfactorio para la prueba.

\*Standard Test Method for Wear Testing with a crossed-Cylinder Apparatus



c) Motor principal.

Debe ser un motor de velocidad variable, capaz de mantener constante la velocidad durante la prueba aplicando la carga requerida en la prueba. Podrá ser un motor con un mínimo de  $\frac{3}{4}$  HP ó 0.56 kW. El motor debe estar montado de tal forma que no transmita vibración y afecte a las dos probetas cilíndricas.

No debe existir deslizamiento entre el sistema del motor y la probeta.

d) Contador de revoluciones.

La máquina debe estar equipada con un contador de revoluciones, que pueda llevar el conteo de las vueltas de la probeta giratoria. Es recomendable que después del número de vueltas o ciclos predeterminados, se tenga la capacidad de parar la maquina.

e) Sujeción de probeta no giratoria y nivel del brazo.

La probeta no giratoria debe estar posicionada en el brazo, éste debe contar con un pivote. Si el nivel no está balanceado, es importante revisar que la carga aplicada sea la carga medida o demandada por la norma. Los diseños comerciales utilizan un calibrador de nivel para balancear el equipo y posteriormente se aplica la carga normada por la prueba.

f) Balanza analítica.

La balanza analítica usada para medir la perdida de masa de la probeta debe tener una sensibilidad de 0.1mg.

### 3. Probeta de prueba y su preparación.

a) Materiales.

Las probetas pueden ser de una gran variedad de materiales metálicos, como hierros forjados, hierros fundidos, probetas con recubrimientos depositados por plasma y polvos metálicos. El único requerimiento es que las probetas tengan las dimensiones especificadas y estén preparadas para que puedan resistir los esfuerzos mecánicos como la flexibilidad cuando se sometan a carga. Los materiales utilizados deben describir su composición, tratamiento térmico, forma de producción y dureza.

b) Especificaciones de la probeta.

La típica probeta es cilíndrica, tiene las siguientes dimensiones; 12.7 mm de diámetro por 102 mm de longitud. La cilindridad, es un aspecto critico de las probetas, es necesario que mantenga una tolerancia de 0.0025 mm sobre el diámetro.



#### d) Acabado de la probeta.

Las probetas, deben estar rectas y dentro de la escala de rugosidad, ésta es aceptable si es de 1.25 micrómetros, como promedio aritmético o menor. Las mediciones deben hacerse con respecto a un trazo paralelo de su eje horizontal. Esta característica debe estar inscrita en la hoja de datos.

### 3.3.4 Requerimientos establecidos por la norma ASTM G 83-96

1. Las probetas se encuentran orientadas perpendicularmente entre sus ejes longitudinales o sea presentan un ángulo de  $90^\circ$  entre sus eje axiales.
2. Debe contar con un sujetador de la probeta giratoria, no se recomienda que sea de tres muelas.
3. Debe alojar a las probetas de longitud 102mm.
4. El diámetro de probetas es de 12.7mm.
5. Evitar la excentricidad de la probeta giratoria en un rango de  $+0.005/-0.010$ mm.
6. Evitar al máximo la vibración entre las dos probetas cuando este trabajando el sistema.
7. Velocidades requeridas para pruebas; 100 r.p.m. y 400 r.p.m.  $\pm 2\%$
8. Recorrido total de prueba 1 = 80000 revoluciones.
9. Recorrido total de prueba 2 = 40000 revoluciones.
10. Recorrido total de prueba 3 = 20000 revoluciones.
11. Utilizar cargas de trabajo de 71.2 Nw.  $\pm 3\%$
12. Restricción del movimiento giratorio de la probeta que se coloca en el porta probetas.\*
13. Que el motor sea de 3/4 HP de velocidad variable capaz de mantener la velocidad designada y que no transmita vibración a las probetas durante la prueba.

Nota: Existen tres procedimientos establecidos por la norma para realizar pruebas, estos se revisarán en el capítulo cuatro, que comprende pruebas de desgaste.

\*La restricción de movimiento giratorio se refiere a la no movilidad en el giro de la probeta exclusivamente, aunque si se permite el movimiento longitudinal.

Es importante determinar cuales son los requerimientos y expectativas del cliente para saber qué debe diseñarse. Existe un sinfín de características que el cliente desea, pero para evitar confusiones, invenciones, se recurrió a la entrevista, de las personas involucradas en los procesos de ensaye.



### 3.3.5 Determinación de los requerimientos y expectativas del cliente.

La “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados”, ampliará el campo de estudio de la tribología dentro de la SEPI-ESIME, solo si se cumple con los requisitos especificado por la norma ya mencionada, adicionalmente, el grupo de tribología manifiesta requerimientos y expectativas que se deben analizar en el método de diseño empleado.

Los requerimientos y expectativas del cliente, que demanda el grupo de tribología para la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados”, se basan en la norma mencionada.

- a) Que sea fácil su operación.
- b) Que cada uno de sus componentes puedan fabricarse con máquinas convencionales.
- c) Que se puedan incluir piezas estandarizadas en el prototipo.
- d) Que no se diseñen formas complejas.
- e) Que sea compacta.
- f) Que sea estética.
- g) Que se de garantía por su vida útil.

### 3.3.6 Determinación de la importancia de los requerimientos del cliente.

Para determinar la importancia de los requerimientos es necesario establecer aquellos que son obligatorios y deben cumplirse en su totalidad; sin ellos el producto o diseño en este caso no podría considerarse satisfactorio en ningún grado. Por otra parte, los requerimientos deseables son los que admiten cierta flexibilidad, de manera que su cumplimiento pueda ser parcial. En caso de que no se cumpla totalmente, el producto puede considerarse todavía satisfactorio.

La importancia relativa de los requerimientos, se hace comparando cada uno de ellos contra todos los demás [21], como puede observarse en la tabla 4.1.

La importancia relativa es calculada por la siguiente expresión:

$$Ir = (\Sigma / \Sigma_{total}) \times 100 \quad (4.1)$$

Donde:

$Ir$  = Porcentaje en importancia.

$\Sigma$  = Sumatoria de la importancia.





Tabla 3.1 Determinación de la importancia de los requerimientos.

	a	B	c	D	e	f	G	$\Sigma(+)$	Ir(%)
A	<b>0</b>	+	+	-	-	-	-	2	10
B	+	<b>0</b>	+	+	+	+	+	6	30
C	+	-	<b>0</b>	-	+	+	+	4	20
D	-	-	+	<b>0</b>	+	-	-	2	10
E	-	-	-	-	<b>0</b>	+	-	1	5
F	-	-	-	-	-	<b>0</b>	-	0	0
G	+	+	+	+	+	-	<b>0</b>	5	25
								$\Sigma=20$	100

De los resultados obtenidos, es posible ordenar los requerimientos de acuerdo a su grado de importancia, como se muestra a continuación:

En los datos presentados, se observa que dos requerimientos obtuvieron el mismo grado de importancia, por lo tanto es recomendable no anteponer ni uno ni otro, solamente, son considerados con la misma importancia para el diseño de la máquina.

1. b) Que cada uno de sus componentes puedan fabricarse con máquinas convencionales. 30%
2. g) Que se de garantía por su vida útil. 25%
3. c) Que se puedan incluir piezas estandarizadas en el prototipo. 20%
- 4 a) Que sea fácil su operación. 10%
- 5 d) Que no se diseñen formas complejas. 10%
- 6 e) Que sea compacta. 5 %
- 7 f) Que sea estética. 0 %



### 3.4 Establecimiento de metas de diseño.

Existen metas de diseño que son invariables, metas que se deben cumplir al pie de la letra, estas se exponen en el punto 3.3.4, como requerimientos y son proporcionadas por la Norma ASTM G 83-96, la cual especifica rigurosamente los parámetros bajo los cuales debe realizarse la prueba. También en el punto 3.3.6 se exponen requerimientos que son establecidas por los clientes que están interesados en el desarrollo, utilización, y conservación de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados”. Las *metas* de diseño obligatorias son los requerimientos establecidos por la Norma ASTM G 83-96, cada una de ellas es invariable o sea, que se tiene que cumplir completamente en el proceso de diseño y desarrollo del producto. A continuación se detallan las metas de diseño obligatorias con las que debe cumplir el producto diseñado.

#### 3.4.1 Metas de diseño obligatorias.

1. Las probetas deben estar orientadas perpendicularmente entre sus ejes longitudinales.
2. Debe contar con un sujetador de la probeta giratoria, no se recomienda que sea de tres muelas.
3. Debe alojar a las probetas de longitud 102mm.
4. El diámetro de Probetas es de 12.7mm.
5. Evitar la excentricidad de la probeta giratoria en un rango de +0.005/-0.010mm.
6. Evitar al máximo la vibración entre las dos probetas cuando este trabajando el sistema.
7. Velocidades requeridas para pruebas; 100 r.p.m. y 400 r.p.m. +/- 2%
8. Recorrido total de prueba 1 = 80000 revoluciones.
9. Recorrido total de prueba 2 = 40000 revoluciones.
10. Recorrido total de prueba 3 = 20000 revoluciones.
11. Utilizar cargas de trabajo de 71.2 Nw. +/- 3%
12. Restricción del movimiento giratorio de la probeta que se coloca en el porta probetas.
13. Que el motor debe de ser por lo menos de 3/4 HP, de velocidad variable capaz de mantener la velocidad designada y que no transmita vibración a las probetas durante la prueba.



### 3.4.2 Metas de diseño deseables por el cliente.

- |  |     |
|--|-----|
| 1. b) Que cada uno de sus componentes puedan fabricarse con máquinas convencionales. | 30% |
| 2. g) Que se de garantía por su vida útil.   | 25% |
| 3. c) Que se puedan incluir piezas estandarizadas en el prototipo.                   | 20% |
| 8 a) Que sea fácil su operación.   | 10% |
| 9 d) Que no se diseñen formas complejas.   | 10% |
| 10 e) Que sea compacta.  | 5 % |
| 11 f) Que sea estética.  | 0 % |

### 3.5 Diseño conceptual.

Esta parte del proceso de diseño tiene como objeto, expresar un conjunto organizado de funciones de diseño, que servirá de base para la fase de diseño de detalle.

#### 3.5.1 Clarificación del problema.

El problema consiste en desarrollar un equipo que desgaste probetas cilíndricas de dimensiones normalizadas. Las probetas se colocan una sobre otra, perpendicularmente entre ejes longitudinales, se proporciona movimiento rotacional sobre su eje a una de las probetas mientras que a la que se coloca encima, se le aplica una carga normalizada de 71.2 Nw +/- 3%, que actúa en el punto de contacto, entre las dos probetas. A la probeta que se coloca por arriba no se le permite girar, solo puede desplazarse en su eje longitudinal, a fin de poder medir la fuerza de fricción, que existe entre ésta y la giratoria. Estas pruebas deben realizarse durante 80 000 revoluciones, para la prueba A y 40 000 revoluciones para la prueba B a una velocidad de 400 rpm, con una tolerancia de +/- 2%; utilizando 10 000 revoluciones durante la prueba C, a una velocidad de 100 rpm, con una tolerancia de +/- 2%.



### 3.5.2 Generación de conceptos de diseño.

En este punto se debe generar la mayor cantidad de conceptos. Existen diferentes maneras de abordarlo. Se puede comenzar en forma intuitiva, bosquejando algunas soluciones y organizándolas para evaluarlas posteriormente. Para generar conceptos de diseño, para la solución de problemas específicos es necesario conocer las características de la función para el desarrollo del equipo.

La técnica en la que se apoya este trabajo, es una de las siete herramientas de la calidad, la “tormenta de ideas (Brainstorming), en la cual, se generan varias propuestas de solución, con el único objetivo de obtener de una serie de éstas, encaminada a resolver el problema planteado.

A continuación, se enlista trece funciones en las que es necesario realizar una serie de propuestas para seleccionar la mejor opción.




#### Función

1. Sujetar probeta giratoria con un mínimo de excentricidad en estado dinámico.
2. Sujetar contrapeso principal, con seguridad para evitar vibraciones así como desbalanceo por movimientos del propio sistema.
3. Sujetar contrapeso fino
4. Calibrar sensor de fuerza contra probeta no giratoria
5. Aplicar carga normalizada
6. Energizar sistema
7. Energizar elemento motor giratorio.
8. Iniciar ciclo de trabajo
9. Medir fuerza de fricción
10. Extraer probetas
11. Sujetar probeta no deslizante
12. Permitir desplazamiento longitudinal de probeta no giratoria.
13. No permitir rotación de probeta no giratoria

### 3.5.3 Resumen de conceptos

Listado de conceptos de diseño que resultaron de la lluvia de ideas.

Tabla 3.2 listado de conceptos que resulta de una de las siete herramientas de la calidad, que da solución a cada uno de los requerimientos.

Función	Conceptos		
1. Sujetar probeta giratoria con un mínimo de excentricidad en estado dinámico.	1 a) Mandril de expansión	1 b) Boquilla de resorte bicónica.	
2. Sujetar contrapeso principal, con seguridad para evitar vibraciones así como desbalanceo por movimientos del propio sistema.	2 a) Con un gancho	2 b) Con un resorte	2 c) Sobre el brazo principal.
3. Sujetar contrapeso fino.	3 a) Con un gancho	3 b) Con un resorte	3 c) Regleta
4. Calibrar sensor de fuerza contra probeta no giratoria.	4 a) Con un hilo cáñamo	4 b) Tornillo para ajuste (está integrado en el transductor)	4 c) Calibrar censor de fuerza y probeta no giratoria con placa deslizante
5. Aplicar carga normalizada.	5 a) Gancho	5 c) manualmente.	5 c) Regleta
6. Energizar sistema.	6 a) Interruptor	6 b) Por medio de un interruptor, cola de rata	6 c) Estación de botones
7. Energizar elemento motor giratorio	7 a) Estación de botones	7 c) juntando 2 conductores manualmente	
8. Iniciar ciclo de trabajo	8 a) Colgarse directamente de la línea de fuerza.	8 b) Iniciar manualmente con botones de arranque y paro	8 c) juntando 2 conductores manualmente
9. Medir fuerza de fricción	9 a) transductor piezoeléctrico		
10. Extraer probetas	10 a) Manualmente	10 b) Extracción de probetas por medio de un robot	
11. Sujetar probeta no deslizable	11 a) mecanismo diseñado	11 b) con punta piramidal	
12. Permitir desplazamiento longitudinal de probeta no giratoria	12 a) Tubos embalados 	12 b) Riel y guía Thomson serie EE 	12 c) Evitar que gire probeta no giratoria por medio de un mecanismo de rieles
13. No permitir rotación de probeta no giratoria	13 a) Riel Thomson serie EE 	13 b) Hacer que la probeta no giratoria tenga las puntas modificadas para que pueda deslizar en un sistema de rieles.	



## 3.6 Evaluación de conceptos

La evaluación de conceptos es la parte final de la fase de diseño conceptual. Fundamentalmente el objetivo es seleccionar el mejor concepto de diseño de entre los que se generaron previamente. La meta es invertir la menor cantidad de recursos para decidir cuál es el concepto idóneo que en la etapa de diseño de detalle se desarrollará por completo hasta obtener un producto definido.

### 3.6.1 Evaluación de conceptos por factibilidad.

Esta forma de evaluar se basa en la experiencia, y consiste en descartar aquellos conceptos que de entrada se sabe que no son factibles, como son:

- 2b Sujetar contrapeso principal con resorte
- 3b Sujetar contrapeso fino con resorte
- 4c Calibrar el sensor de fuerza y la probeta no giratoria con una placa deslizante
- 5b Aplicar carga durante la prueba manualmente
- 6b Energizar sistema por medio de un interruptor, tipo cola de rata
- 7c Energizar elemento motriz giratorio juntando 2 conductores manualmente
- 8c Iniciar ciclo de trabajo juntando dos conductores manualmente
- 10b Extracción de probetas por medio de un robot
- 11c Sujetar probeta no deslizante con punta piramidal
- 12b Evitar que gire probeta no giratoria por medio de un mecanismo de rieles
- 13b Hacer que la probeta no giratoria tenga las puntas modificadas para que pueda deslizarse en un sistema de rieles.



### 3.6.2 Evaluación de conceptos basado en la disponibilidad de tecnología.

Esta es la segunda técnica de evaluación, y tiene por objetivo determinar si la tecnología implicada en el concepto está (1) desarrollada y madura; (2) disponible; (3) al alcance para su utilización.

¿Cómo evaluar si la tecnología está madura?

- 1.- ¿La tecnología implicada puede ser manufacturada mediante procesos conocidos?
- 2.- ¿Están identificados los parámetros críticos que controlan la función?
- 3.- ¿Se conoce la sensibilidad de los parámetros y su rango para su segura operación?
- 4.- ¿Se han identificado los modos de falla?
- 5.- ¿Existen los elementos físicos para obtener resultados positivos de las cuatro preguntas anteriores?
- 6.- ¿La tecnología es aplicable durante el ciclo de vida del producto?

Tomando en cuenta las reflexiones anteriores se descartan los siguientes conceptos.

- 7b Energizar elemento motriz giratorio desde una PC.
- 8c Iniciar ciclo de trabajo desde una PC.

### 3.6.3 Evaluación basada en los requerimientos del cliente.

Después de haber evaluado la factibilidad tecnológica del concepto, es necesario, confrontarlo ahora con los requerimientos del cliente. Al igual que las dos técnicas anteriores, ésta también es una comparación absoluta; la referencia para hacer la evaluación son los requerimientos del cliente, cada concepto debe confrontarse con todos los requerimientos de éste, para saber si cumple o no con ellos. Si el concepto satisface los requerimientos, pasa al siguiente nivel de evaluación; si no cumple con alguno de ellos, el concepto no pasará. Cuando solventa con la mayoría de los requerimientos, podría ser candidato a realizarse alguna modificación para hacer que cumpla con todos.



Tabla 3.3 confrontación de los requisitos del cliente contra conceptos para solucionar el problema, resultado de las dos evaluaciones anteriores.

TERCERA ETAPA DE EVALUACIÓN DE CONCEPTOS

EVALUACIÓN BASADA EN LOS REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE CONTRA CONCEPTOS

Conceptos

Requerimientos del cliente	Instalar probeta con Mandril de expansión	Instalar probeta con Boquilla de resorte	Instalar probeta con mordaza	Sujetar contrapeso principal con gancho forjado	Sujetar contrapeso principal con regleta	Sujetar contrapeso fino con gancho forjado	Sujetar contrapeso fino con regleta y contrapeso	calibrar sensor - prob. no giratoria "placa con ojales"	calibrar sensor - prob. no giratoria "tonillo-ajuste"	Poner carga con gancho forjado	Poner carga con regleta y contrapeso	Energizar sistema con interruptor de pastilla	Energizar sistema con estación de bobines	Energizar elem. motriz con estación de bobines	Iniciar ciclo de trabajo con estación de bobines	Medir fuerza de fricc. trasductor rango 1-50Nw.	Extraer probetas manualmente	Sujetar prob. No giratoria con mandril de expansión.	Sujetar prob. No giratoria con boquilla de resorte.	Permitir mov. axial a probets no giratoria. "bujie embalado"	Restringir rotación a probeta con cufia deslizante	Restringir rotación a probeta con bola calibrada.	
Longitud de Probeta 102 mm																							
Diametro de Probeta 12.7 mm																							
Evitar al máximo la excent. probeta giratoria.																							
Evitar al máximo la vibración - sistema.		X																					
Material de que este hecha la máquina		X		X																			
Velocidad requerida 100 y 400 r.p.m +/-3%																							
Recorrido total de prueba 1=80000 rev.																							
Recorrido total de prueba 2= 40000 rev.																							
Recorrido total de prueba 3 = 20000 rev.																							
Utilizará cargas de trabajo de 71.2 Nw. +/- 3%																							
Restricción del mov. giratorio de prob. deslizante																							
Que sea fácil de utilizar																							
Que el motor de velocidad variable= 3/4 HP																							
Seguro que evite dañar el sensor de carga.																							
Que el precio de manufactura sea el correcto.																							
Que tenga elementos para facilitar calibración.																							
Al variar la velocidad no haya pérdida de par.								X															
Que sea confiable en los resultados.																							
Que los resultados sean normalizados.																							
Que las refacciones sean comerciales																							
Que se puedan hacer pruebas fácilmente																							
Que el maquinado se haga con máquinas convencionales																							
Que la vida útil se de 3 años mínimo								X															
Que se pueda dar fácil mantenimiento																							
Que las refacc. y comp. Sean comerciales																							
Que se puedan hacer pruebas fácilmente.																							
Que sea fácil de transportar																							

Marcaron X el concepto no aceptado.





El resultado de la evaluación de los conceptos de diseño contra los requerimientos del cliente están indicados en las tablas 3.4 y 3.5. Los conceptos indicados en la tabla 3.4 no cumplen con los requerimientos del cliente por tal motivo son rechazados, los conceptos listados en la tabla 3.4 pasan a la siguiente etapa de evaluación.

Tabla 3.4 Conceptos que no pasan a la siguiente etapa de evaluación, por no cumplir con los requerimientos del cliente.

Referencia	Concepto	Requerimiento que no cumple
1c	Mordaza	Evitar al máximo la excentricidad en estado dinámico.
4a	Placa con ojales	Que tenga elementos para fácil calibración. Que sea fácil de operar.



Listado de conceptos de diseño que resulta de la lluvia de ideas que pasan, a la siguiente etapa de evaluación.

Tabla 3.5 Conceptos de diseño que pasan a la siguiente etapa de evaluación por cumplir con los requerimientos del cliente.

Función	Conceptos
Instalar probeta giratoria	1 a) Mandril de expansión 1 b) Boquilla de resorte bicónica.
Sujetar contrapeso principal	2 c) Regleta
Poner contrapeso fino	3 c) Regleta
Calibrar sensor de fuerza contra probeta no giratoria	4 b) Tornillo para ajuste (está integrado en el transductor)
Poner carga	5 a) Gancho 5 c) Regleta
Energizar sistema	5 a) Interruptor 6 c) Estación de botones
Energizar elemento motor giratorio	7 a) Estación de botones
Iniciar ciclo de trabajo	8 b) Iniciar manualmente con botones de arranque y paro
Medir fuerza de fricción	9 a) transductor piezoeléctrico
Extraer probetas	10 a) Manualmente
Sujetar probeta no deslizante	11 b) mecanismo diseñado
Permitir desplazamiento longitudinal de probeta no giratoria	12 b) Riel y guía Thomson serie EE
No permitir rotación de probeta no giratoria	13 a) Riel Thomson serie EE



### 3.6.4 Evaluación basada en matrices de decisión

Esta técnica es conocida como método de Pugh [20]. Su principio es muy simple, el método consiste en calificar cada concepto con relación a otro en su capacidad para cumplir con los requerimientos del cliente. La comparación de los resultados proporciona las bases para identificar las mejores opciones, permitiendo contar con una referencia para tomar las decisiones.

La decisión de usar para la instalación de la probeta giratoria una boquilla de resorte o un Mandril de expansión depende de factores que están listados en los requerimientos del cliente.

- b) Que se puedan hacer pruebas fácilmente
- c) Que el maquinado se ejecute con máquinas convencionales
- d) Que se pueda proporcionar fácil mantenimiento.
- e) Que tenga buen aspecto
- f) Que las refacciones sean comerciales
- g) Que sea segura (no cause accidentes)
- h) Que sea fácil de transportar.
- i) Que la vida útil de los principales componentes mecánicos sea de 3 años mínimo.



Tabla 3.6 Matriz de decisión basada en el método Pugh.

Requerimiento	Calificación	Matriz de expansión	Boquilla de resorte	Mandril de torno.
Que se puedan hacer pruebas fácilmente	8	0	0	
Que se pueda ver la probeta durante el ciclo de ensayo.	3	0	0	
Que el maquinado sea con máquinas convencionales	7	-	+	
Que se pueda proporcionar fácil mantenimiento.	5	-	+	
Que tenga buen aspecto	4	-	+	
Que las refacciones sean comerciales	9	-	+	
Que sea segura (no cause accidentes)	3	0	0	
Que sea fácil de transportar	1	0	0	
Que la vida útil de los principales componentes mecánicos sea de 3 años mínimo.	6	+	-	
Total +		1	4	
Total -		4	1	
Suma total.		-3	3	
Peso total.		-19	19	

Se deduce que es mejor usar; Una boquilla de resorte.

Del concepto energizar sistema existen dos soluciones posibles; Interruptor de pastilla y estación de botones.

Tabla 3.7 Matriz de decisión basada en el método Pugh.

Requerimiento	Calificación	Interruptor de pastilla	Estación de botones	Botones arranque y paro
Que se puedan hacer pruebas fácilmente	8	-	+	
Que se pueda ver la probeta durante el ciclo de ensayo.	3	0	0	
Que el maquinado sea con máquinas convencionales	7	0	0	
Que se pueda proporcionar fácil mantenimiento.	5	+	+	
Que tenga buen aspecto	4	+	+	
Que las refacciones sean comerciales	9	+	-	
Que sea segura (no cause accidentes)	3	+	+	
Que sea fácil de transportar	1	0	0	
Que la vida útil de los principales componentes mecánicos sea de 3 años mínimo.	6	-	+	
Total +		4	5	
Total -		2	1	
Suma total.		2	3	
Peso total.		7	17	

El resultado de la matriz de decisiones es; Es mejor usar una estación de botones.

En resumen los siguientes conceptos cumplen con los requerimientos del cliente.

Tabla 3.8 Resumen de los conceptos de diseño que cumplen con los requerimientos.

Función	Conceptos
Instalar probeta giratoria	1 b) Boquilla de resorte bicónica.
Sujetar contrapeso principal	2 c) Regleta
Poner contrapeso fino	3 c) Regleta
Calibrar sensor de fuerza contra probeta no giratoria	4 b) Tornillo para ajuste (está integrado en el transductor)
Poner carga	5 c) Regleta
Energizar sistema	6 c) Estación de botones
Energizar elemento motor giratorio	7 a) Estación de botones
Iniciar ciclo de trabajo	8 b) Iniciar manualmente con botones de arranque y paro
Medir fuerza de fricción	9 a) transductor piezoeléctrico
Extraer probetas	10 a) Manualmente
Sujetar probeta no deslizable	11 b) mecanismo diseñado
Permitir desplazamiento longitudinal de probeta no giratoria	12 b) Riel y guía Thomson serie EE
No permitir rotación de probeta no giratoria	13 a) Riel Thomson serie EE

### 3.7 Diseño conceptual, resultado de las metas de diseño.

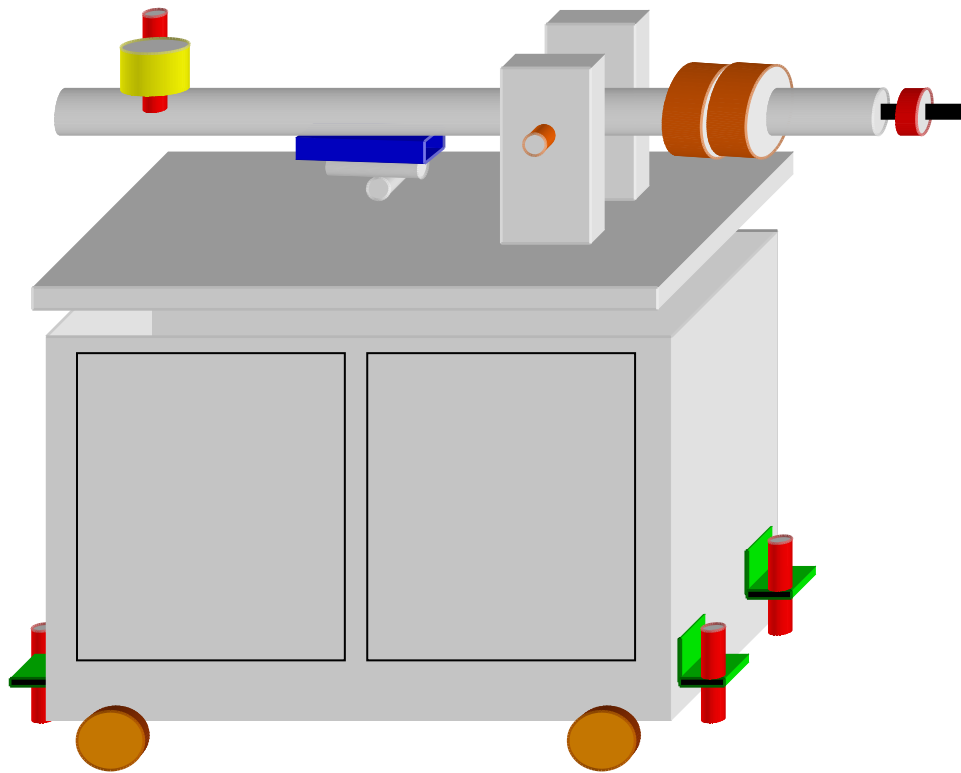


Fig. 3.2 Diseño conceptual tridimensional de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”.

El modelo conceptual es el mostrado en la figura 3.2, debe contar con donde se coloca un motor de una capacidad de 1 HP, mayor al especificado por la norma. Por medio de poleas y una banda dentada se transmite movimiento a la probeta giratoria, a su vez ésta se encuentra a un ángulo de  $90^\circ$  con respecto a su eje longitudinal la probeta estacionaria no rotatoria, localizada en el brazo principal. En este, se colocan contrapesos preestablecidos en un extremo, los cuales proporciona la carga normalizada a las probetas. Para equilibrar el peso muerto del brazo principal se cuenta con los contrapesos preestablecidos, localizados en el extremo opuesto. Adicionalmente, se instala una regleta roscada donde se colocan unos contrapesos de menor carga para auxiliar en la calibración final del brazo. El sensor de fuerza se localizará frente a la probeta estacionaria, por medio de una mesa de soporte. Todo el equipo estará instalado sobre una mesa rígida de estructura metálica. La mesa estará provista de ruedas para su fácil movilidad, también se cuenta con una base para la nivelación de la mesa.

## 3.8 Diseño preliminar

Esquema de la máquina tribológica de cilindros cruzados según las metas de diseño.

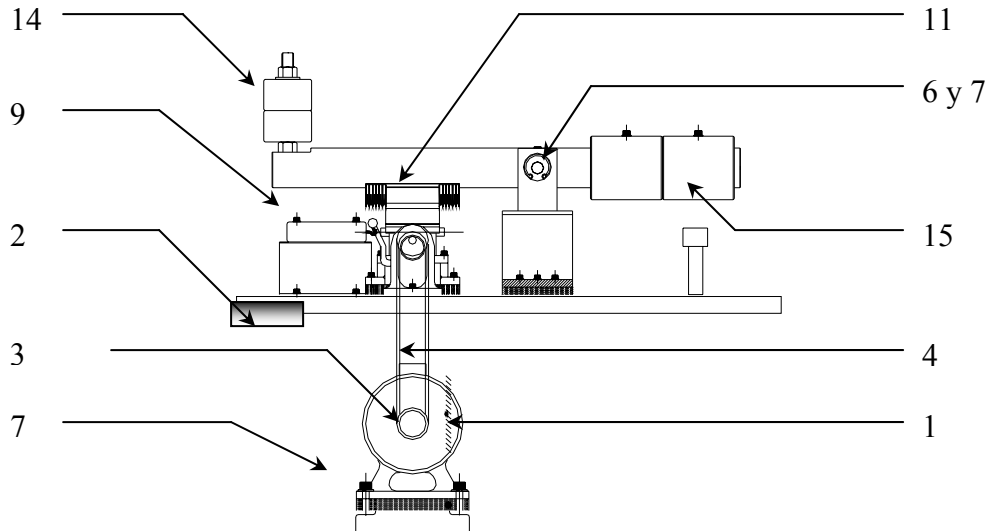


Fig. 3.3 Esquema preliminar de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento” que reúne las mejores características especificadas en las metas de diseño.

### 3.8.1 Diseño del conjunto.

El diseño de conjunto tiene como objetivo, obtener un conjunto de dibujos, esquemas o croquis que se derivan de la fase conceptual y servirá para el diseño de detalle, que da lugar a las especificaciones, cálculos, planos, modelos y prototipos, para hacer posible la transformación de lo que inicialmente era una idea en un sistema mecánico físico.

#### 3.8.1.1 Componentes disponibles.

Los componentes disponibles en el mercado, que son manufacturados en serie, para otros productos son:

1. El motor reductor
2. El inversor de frecuencia





3. Las poleas dentadas
4. La banda dentada
5. Rodamientos
6. Tornillos
7. Seguros seguel
8. Tuercas
9. Sensor de fuerza
10. Boquilla cónica de resorte
11. Espárragos
12. Ruedas fijas y giratorias
13. Riel Thomson serie EE .
14. Carga Normalizada.
15. Contrapesos.

### 3.8.1.2 Procesos de manufactura y materiales utilizados.

Los proceso de manufactura con los que cuenta el taller de maquinado de la SEPI ESIME ZACATENCO, que se utilizaron para el desarrollo del equipos son;

- Torneado de piezas en revolución, efectuado en torno paralelo.
- Fresado de piezas en relieve y tres dimensiones, efectuado en fresadora vertical.
- Taladro, para realizar agujeros en componentes de la maquina.
- Corte con sierra manual, de los componentes de la maquina.
- Soldadura eléctrica con arco sumergido, usado principalmente para la elaboración de la mesa rígida, de estructura metálica.

### 3.9 Diseño de detalle.

El diseño de detalle de los componentes de la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento” se realizó de acuerdo a lo programado en las metas de diseño.

#### 3.9.1 Meta de diseño obligatoria No.1:

Las probetas deben estar orientadas perpendicularmente entre sus ejes longitudinales.

Los conceptos invariables se establecen en la norma ASTM G- 83-96, por tal motivo se considera que, existe una probeta cilíndrica giratoria la que cumple con ciertos requisitos de dimensiones y tolerancias, así como el sistema que lo hace girar. También debe poseer una probeta fija no giratoria, de la misma forma debe sujetarse a ciertos requisitos estipulados por dicha norma.

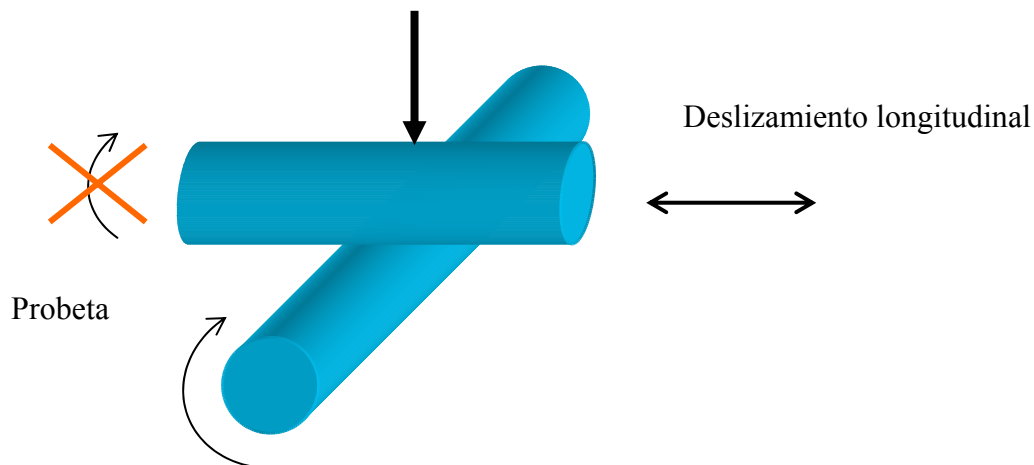


Fig.3.4 Configuración básica del principio de operación del tribomedidor de cilindros cruzados según la norma ASTM G 83-96.

### 3.9.2 Meta de diseño No.2:

Debe contar con un sujetador de la probeta giratoria.

El resultado obtenido en la evaluación de conceptos, de la tabla 3.7, en la función “instalar una probeta giratoria” recomienda una boquilla de resorte bicónica. Este tipo de sujetador es la parte esencial del mecanismo de la máquina de cilindros cruzados, este por si solo, no cubre totalmente las características, por ello es necesario diseñar la parte que soportará a la probeta, como a su sujetador, para cumplir con la meta de diseño.

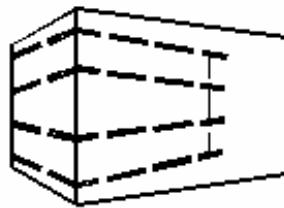


Fig. 3.5 Boquilla de resorte bicónica, en principio las boquillas de resorte no están previstas para sujetar superficies no maquinadas que presenten desviaciones importantes de forma o variaciones dimensionales. Estas boquillas aseguran una buena coaxialidad en la sujeción de las piezas. Las boquillas bicónicas se distinguen por una buena repartición del apriete sobre la superficie que se debe mantener en posición [21].

#### 3.9.2.1 Diseño de flecha y turca donde se aloja la boquilla bicónica.

##### a) Diseño de flecha.

El mecanismo flecha y turca en conjunto transmiten un movimiento rotatorio a la probeta giratoria por medio de una polea dentada la cual recibe el movimiento giratorio de la flecha del motor eléctrico.

Cálculo del diámetro de la flecha donde se alojará la boquilla bicónica.

Propuesta No. 1 del diámetro de flecha.

Diámetro de flecha: 23mm

Material NOM 1045.

Esfuerzo de fluencia del acero para maquinaria.  $\sigma_y = 340 - 700$  MPa [22].

Considerando que: 
$$\tau_{\max} = 16 T / \pi d^3 \quad (3.1)$$



Donde:

$\tau$  max. = esfuerzo cortante máximo en una barra sólida.

T = momento de torsión conocido

d = diámetro la flecha.

Los manuales y la tabla de diseño [23] para un motor de 1 HP/1750rpm/143TC Frame Motor la fuerza de torsión a 100 rpm en la salida de la flecha es de: 630 lb-in.

Se sabe que: 1 lb-in = 0.1130 N-m.

Por lo tanto: 630 lb-in = 71.19 N-m.

1 pascal (Pa) = 1 newton por metro cuadrado (N/m<sup>2</sup>).

Por lo tanto: 200 MPa = 200 x 10<sup>6</sup> N/m<sup>2</sup>. Utilizando un factor de seguridad de 0.6 se tiene un valor de 204 x 10<sup>6</sup> N/m<sup>2</sup>.

Despejando d<sup>3</sup> de la ecuación 1.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi \tau \max.}} \quad (3.2)$$

sustituyendo valores tenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{(16)(71.19)}{\pi 120 \times 10^6}} = 5.38^{-3} m. \quad (3.3)$$

El resultado es de 5.38mm de diámetro, considerando un factor de seguridad de 3 entonces se tiene que d = 16.14mm, lo suficiente para transmitir la fuerza de torsión de 71.19 N-m.

El diámetro de la propuesta No.1, es 1.4 veces mayor que el requerido para el diseño, lo que indica que es el adecuado para dicho fin. Es necesario aclarar que el diámetro de 23mm es la parte más estrecha de la flecha y que se incrementará según las necesidades de alojamiento de la boquilla cónica.

El plano de fabricación CM-025, se presentan las características precisas para dicho propósito.

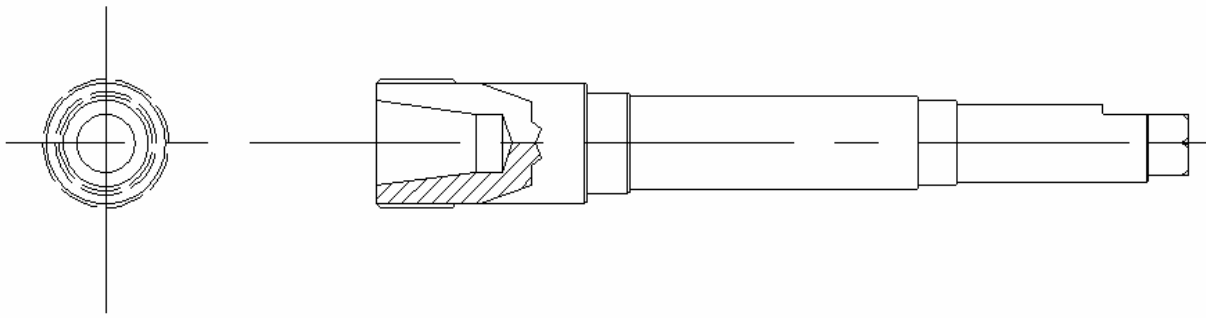


Figura 3.6 Flecha cónica para alojamiento de boquilla bicónica de resorte, y transmisión de fuerza de torsión a probeta giratoria.

b) Diseño de tuerca cónica.

La tuerca y parte de la flecha tienen forma cónica, ambas constituyen la parte bicónica de la boquilla sujetadora, por ello, la tuerca es el tercer elemento que completa el mecanismo de sujeción. Es importante considerar los ángulos de dicha boquilla de resorte para diseñar adecuadamente la tuerca mencionada cuyas dimensiones aparecen en su plano de fabricación CM-024.

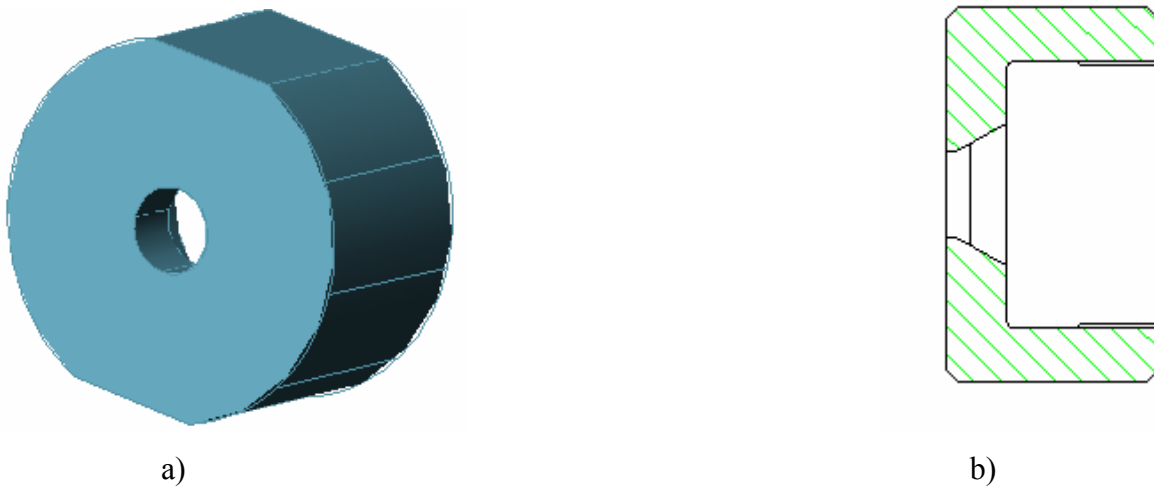


Fig. 3.7 a) Tuerca cónica en relieve b) Tuerca cónica en corte, las características para su fabricación se encuentran en el plano de fabricación CM 024.

### 3.9.3 Meta de diseño No. 3;

Debe alojar probetas de longitud de 102mm

La longitud de las probetas es de 102mm, según la Norma ASTM G 83-96 Las dimensiones proyectadas para el ensamble y alojamiento de las probetas son suficientemente amplias para evitar problemas de operación del equipo. El plano CM 000 de ensamble general, muestra un corte y ampliación de las dimensiones de los elementos que tiene contacto con las probetas.

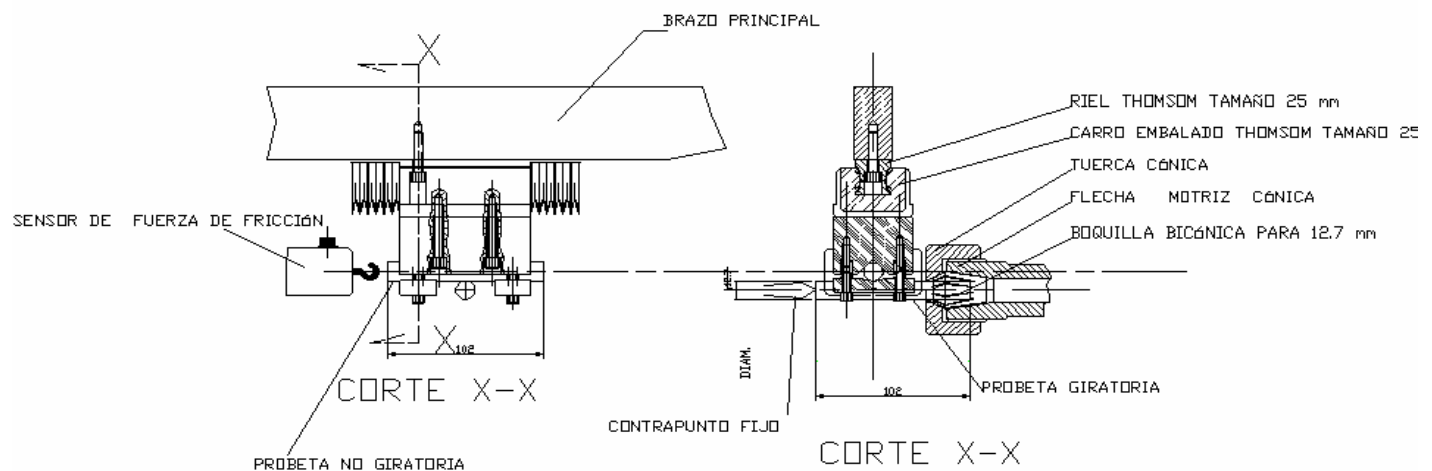


Fig. 3.8 Representación de las dimensiones donde se alojaron las probetas para realizar la prueba.

### 3.9.4 Meta de diseño No. 4;

El diámetro de la probeta es de 12.7 mm.

El diámetro de sujeción de la boquilla cónica es de 12.7 mm exactamente.

### 3.9.5 Meta de diseño No. 5.

Evitar la excentricidad de la probeta giratoria en un rango de  $+0.005 / -0.010\text{mm}$

a) Boquilla bicónica y flecha cónica.

La falta global de coaxialidad de este tipo de boquillas es de 0.01 mm máximo [21]. La flecha cónica, que porta la boquilla bicónica y transmite el movimiento giratorio, se colocó en un dispositivo mecánico construido ex profeso, su tamaño está en función de las dimensiones de la flecha cónica.

El material que satisface las necesidades para esta pieza es el acero NOM 1045. La manufactura de este dispositivo requiere de máximo cuidado para evitar la falta de coaxialidad en el funcionamiento de la flecha cónica, en este punto se cumple con el requerimiento deseable 1.b, 9d, 10e, 11f.

b) Selección de rodamientos.

Se eligen rodamientos rígidos de bolas de acuerdo a sus características especificadas en el manual SKF [24], modelo 6005 y 6006, porque estos son comúnmente utilizados para cargas pequeñas o moderadas, son; excelentes para carga radial, aceptable carga axial pura, aceptable para carga combinada, gran velocidad, excelente actitud de giro, funcionamiento silencioso, bajo rozamiento. En la figura 3.9, se muestra un ensamble de las tres piezas que cumplen con la meta de diseño No.5.

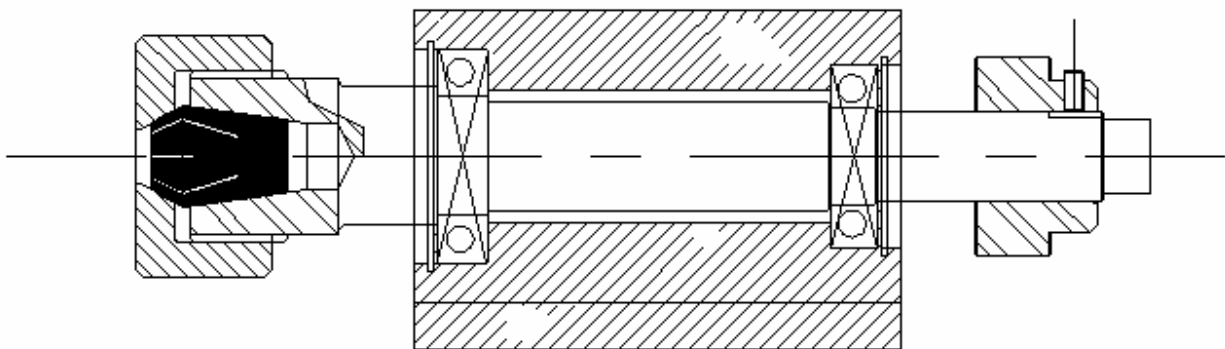


Fig. 3.9 Subensamble de Flecha cónica, Tuerca cónica, Base para flecha cónica y poleas dentada.

c) Inmovilización de rodamientos en sentido axial.

Los rodamientos son ajustados a la pieza que los contiene mediante tolerancias funcionales.

Las tolerancias para agujeros y para el diámetro exterior de los rodamientos está normalizados internacionalmente; Según las normas ISO 492-1986, ISO 578-1973. Los valores de las tolerancias, son proporcionados por dicho manual [23]

1. Para rodamiento de 68mm de diámetro exterior, para motores eléctricos donde no es posible el desplazamiento axial del mismo, se recomienda un ajuste K7 con tolerancias de  $+0.016 / - .017$

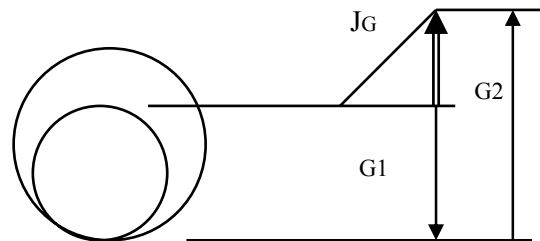


Fig. 3.10 Representación de las dimensiones donde se efectuará el estudio de acotación funcional, para el rodamiento de 68 mm de diámetro exterior.

La cadena de cotas conduce a:

$$J_G = G_2 - G_1$$

Donde:

$J_G$  = Juego entre piezas.

$G_2$  = Dimensión de agujero.

$G_1$  = Dimensión del rodamiento.

Para lograr que  $J$  sea máximo  $G_2$  debe ser máximo y  $G_1$  mínimo y a la inversa para que  $J_G$  sea mínimo,  $G_2$  debe ser mínimo y  $G_1$  máximo.

Según los datos se tiene que:

$$G_1 = 68 + 0.0 / - 0.013$$

$$G_1 = 68.000 / 67.987$$

$$G_2 = 68 + 0.016 / - .017$$

$$G_2 = 68.016 / 67.983$$



$$\text{Juego Máximo} = 68.016 - 67.987 = 0.029$$

$$\text{Juego mínimo} = 67.983 - 68.000 = -0.017$$

$$\begin{aligned} \text{Tolerancia funcional} &= \text{Juego Máximo} - \text{Juego mínimo} \\ &= 0.029 - (-0.017) = 0.046 \end{aligned}$$

ya que:  $\longrightarrow$

$$G_1 = G_2 - J; \text{ Sustituyendo valores.}$$

$$G_{1\text{Máx}} + J_{\text{mín.}} = G_{2\text{MAX}} = 68.0 + (-0.012) = 67.988$$

$$G_{1\text{mín.}} + J_{\text{Máx.}} = G_{2\text{MIN}} = 67.983 + 0.029 = 68.012$$

La dimensión  $G_2$  será de  $68.000^{+/-0.012}$

2. Para rodamiento de 75mm de diámetro exterior, para motores eléctricos donde no es posible el desplazamiento axial del rodamiento se recomienda un ajuste K7 con tolerancias de  $+0.016 / -0.017$

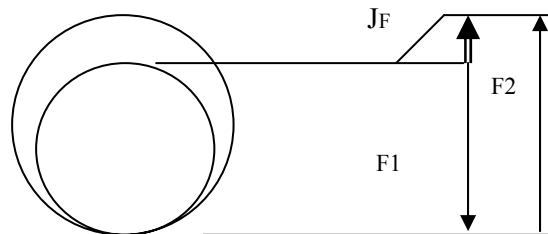


Fig. 3.11 Representación de las dimensiones donde se efectuará el estudio de acotación funcional, para el rodamiento de 75 mm de diámetro exterior

La cadena de cotas conduce a la siguiente ecuación.

$$J_G = F_2 - F_1$$

Para lograr que  $J_G$  sea máximo  $F_2$  debe ser máximo y  $F_1$  mínimo y a la inversa para que  $J_G$  sea mínimo,  $F_2$  debe ser mínimo y  $F_1$  máximo.

Donde:

Donde:

$J_G$  = Juego entre piezas.

$G_2$  = Dimensión de agujero.

$G_1$  = Dimensión del rodamiento.



Según los valores dados se tiene que:

$$F_1 = 75+0.0 / -0.013$$

$$F_1 = 75.00 / 74.987$$

$$F_2 = 75 +.016 / - .017$$

$$F_2 = 75.016 / 74.983$$

$$\text{Juego Máximo} = 75.016 - 74.987 = 0.029$$

$$\text{Juego mínimo} = 74.983- 75.00 = - 0.017$$

$$\begin{aligned} \text{Tolerancia funcional} &= \text{Juego Máximo} - \text{Juego mínimo} \\ &= 0.029 - (- 0.017) = -.012 \end{aligned}$$

$$\text{ya que } J = +F_2 - F_1 \quad \longrightarrow$$

$$F_1 = F_2 - J$$

$$F_{1\text{Máx}} + J_{\text{mín.}} = F_{2\text{MAX}} = 75.0 + (-.017) = 74.983$$

$$F_{1\text{ mín.}} + J_{\text{Máx.}} = F_{2\text{MIN}} = 74.987 + 0.029 = 75.016$$

La dimensión  $F_2$  será de 74.999  $\pm 0.016$

### 3.9.6 Meta de diseño No.6.

Evitar al máximo la vibración entre las dos probetas, cuando se realicen las pruebas de desgaste.

Se propone utilizar calzas de madera bañadas en aceite lubricante SAE 40 de uso comercial, en las bases principales de los mecanismos que soportan tanto a la probeta giratoria como a la probeta estacionaria no rotatoria. En la base del motor se propone utilizar bases de neopreno de alta resistencia atornillados al motor y a la estructura de la máquina. Adicionalmente se cumple con metas de diseño deseables 1b, 3c, 9d, 10e y 11f.



### 3.9.7 Meta de diseño 7.

#### Velocidades requeridas para pruebas; 100 r.p.m. y 400 r.p.m. +/- 2%

Selección del motor eléctrico teniendo en cuenta los requerimientos deseables 2g, 3c y 8a.

Marca Siemens.

El motor es de inducción, trifásico de corriente alterna con una potencia de 1 HP y voltaje de 220 / 440 voltios, operación continua con factor de servicio de 1.15 a 2280 msnm.

1745 rpm.

Armazón 143 T

Eficiencia 82.5

Incremento de temperatura clase B.

Rodamientos sobredimensionados.

Rotación bidireccional.

Carcasa y tapas de fierro fundido.

Acabado tropicalizado para ambientes húmedos y corrosivos.

El motor se acopla a un reductor marca Baldor Modelo GCF- 5 x 01AA cuya relación de velocidad 5 a 1, lo que significa que en un principio estará capacitado para entregar, directamente la velocidad de: 349 rpm.

Para obtener las velocidades establecidas en la meta de diseño No. 6, se emplea un inversor de frecuencia, marca General Electric, modelo IG-D7214-MIN.

Rango de variación de frecuencia del inverso de 0 a 120 Hz. Lo que indica que puede entregar hasta el doble de la velocidad estimada en un principio. Si en un principio era de 349 rpm, con el inversor de frecuencia podrá entregar de 0 a 698 rpm.

La instalación eléctrica para el motor se detalla a continuación.

Es motor de inducción trifásico de corriente alterna de 1 HP con voltaje de 220 / 440 voltios, operación continua con factor de servicio de 1.15 @ 2280 msnm, a 1745 rpm. Armazón 143 T Eficiencia 82.5 El circuito será conectado a la línea de 220 V.



a) Cálculo del circuito eléctrico por tubería conduit.

Según las normas de Instalaciones eléctricas, la corriente que el conductor eléctrico conducirá en el circuito del motor de 1HP será:

$$I = 1.25 \text{ del } I_{pc} \text{ del motor.}$$

Donde:

$I_{pc}$  = Es la corriente que consume un motor, cuando desarrolla su potencia nominal y se indica por lo general en la placa de sus características.

De la tabla 3.4 [25] Según Harper se tiene que para un motor 1 HP de inducción, jaula de ardilla.

La corriente que consume a plena carga es de 3.8 Amperes.

Por tal motivo, sustituyendo valores se tiene que:

$$I = 1.25 \times 3.8 = 4.75 \text{ Amperes.}$$

De la tabla 2.7 [25]. La capacidad de corriente de conductores de cobre a una temperatura ambiente de 30° C, de un el calibre 14 TWH AWG conduce hasta 15 Amperes. Por lo tanto, se puede seleccionar dicho calibre. Sin embargo las normas eléctricas sugieren que para conductores que alimentarán motores o contactos, se recomienda como mínimo el uso del calibre No. 12 TWH AWG.

b) Tubería para el circuito eléctrico.

De la tabla 2.12 [25]. El número máximo de conductores en mediadas comerciales de tubería conduit para el calibre 12 TWH AWG sugiere la cantidad de cuatro conductores.

c) Cálculo y selección de la protección del motor.

De la tabla “Capacidades máximas para interruptores termo magnéticos de motores y circuitos derivados” se obtiene el dato para los 3.8 Amperes de  $I_{pc}$  del motor con una protección del 250% de la  $I_{pc}$ , un interruptor termo magnético de 15 Amperes.

Según las Normas Eléctricas [26] bajo el título de: “Protección de circuitos derivados para motores contra corto circuito o fallas a tierra” Indica que la “Capacidad o ajuste del dispositivo para un solo motor” dice el inciso d) *Para un motor con corriente a plena carga de 6 amperes o menos, el circuito derivado puede considerarse protegido por un dispositivo de sobre corriente de 20 amperes o menos.*

Para el caso específico de esta instalación seleccionamos un interruptor termo magnético trifásico de 4 hilos a 240 V 60 Hz, de 15 Amperes, Modelo NA 315. FPE.

d) Cálculo y selección del desconectador del motor.

Según las Normas Eléctricas [27] con el título de: “Medios de desconexión” se explica que: “Para un motor fijo no mayor de 20HP y 300 Volts, el medio de desconexión puede ser un interruptor de cuchillas de uso general que tenga la capacidad en amperes por lo menos el doble de la corriente a plena carga del motor”. Por tal motivo se selecciona un interruptor de cuchillas de uso general con fusibles de 15 Amperes.

A continuación se muestra un circuito unifilar para la inflación del motor.

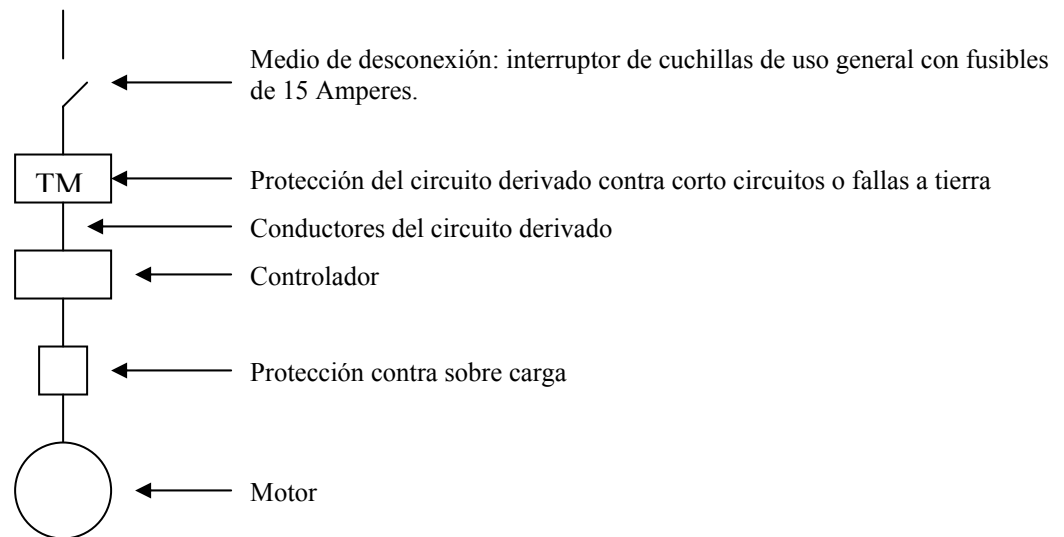


Fig.3.12 Diagrama unifilar que muestra la forma en que se instalará el circuito eléctrico para el motor de 1HP, a 220VCA.



### 3.9.8 Meta de diseño No. 8, No. 9 y No. 10:

Recorrido total de prueba 1 = 80000 revoluciones. Recorrido total de prueba 2 = 40000 revoluciones., Recorrido total de prueba 3 = 20000 revoluciones.

Por las características del motor:

De inducción trifásico de corriente alterna a 1 HP con voltaje de 220 / 440 voltios, operación continua con factor de servicio de 1.15 @ 2280 msnm, a 1745 rpm. Armazón 143 T.

Eficiencia 82.5

Incremento de temperatura clase B.

Rodamientos sobredimensionados.

Se garantiza la efectividad y la capacidad para desarrollar las pruebas, además de que la Norma ASTM G 83 sugiere un motor de ¾ HP y en el proyecto se propone un motor de 1 HP.

### 3.9.9 Meta de diseño No.11

#### Cargas de trabajo de 71.2 N +/-3%

El criterio de diseño tomando en cuenta las metas de diseño; 1b, 8a, 9d, 10e, 11f y los conceptos de diseño que cumplen con los requerimientos del cliente localizados en la tabla 3.8, es un diseño basado en conceptos físicos de brazo de palanca, y se detallan a continuación.

Se sabe que;

$$1 \text{ N} = 1 \text{ Kg} \times 9.81 \text{ m} / \text{s}^2 \quad (3.4)$$

Para la prueba se requiere de: 71.2 N

Por lo tanto:

$$71.2 \text{ N} / 9.81 \text{ Kg m} / \text{s}^2 = 7.2579 \text{ Kg.} \quad (3.4b)$$

La carga necesario en kilogramos es de 7.25 Kg.

Proposición 1.

Cálculo del peso para diseñar la carga normalizada.

Si se diseña contemplando un diámetro de 76mm, y la masa requerida es de 7.25 kg según lo establecido;

$$W = P_e \times V \quad (3.5)$$



Donde:

W = Carga.

Pe = Peso específico del acero  $7.84 \times 10^{-6} \text{ Kg} / \text{mm}^3$

V = volumen en  $\text{mm}^3$

Se tiene que:

$$V = W / Pe \quad (3.5b)$$

Sustituyendo valores:

$$V = 7.25 \text{ Kg} / 7.84 \times 10^{-6} \text{ Kg} / \text{mm}^3 = 924744.9 \text{ mm}^3 \quad (3.5c)$$

Se sabe que la formula de volumen es:

$$V = A \times L \quad (3.6)$$

Donde

V = Volumen de la pesa

A = Área superficial de la pesa.

L = Longitud o altura de la pesa.

En este caso, el área estará relacionada con una circunferencia, porque las pesas que se proponen para el diseño son cilíndricas. Por datos de diseño tenemos el diámetro propuesto y el volumen que debe tener la pesa o carga Normalizada.

Cálculo del área para un diámetro de 76mm.

$$A = 3.1416 * R^2 \quad (3.7)$$

Sustituyendo valores:

$$A = 3.1416 \times 38^2 = 4536.45 \text{ mm}^2 \quad (3.7b)$$

Despejando la longitud y sustituyendo en la fórmula 3.6 tenemos:

$$L = 924744.9 \text{ mm}^3 / 4536.45 \text{ mm}^2 = 203.84 \text{ mm} \quad (3.8)$$

La longitud es de 203.84mm y el diámetro resultó de 76mm, sin embargo, de acuerdo a la meta de diseño 10e; que sea compacta, se utiliza el concepto físico de brazo de palanca. Para este proceso de diseño se contemplan las dimensiones del brazo principal, elemento que alberga a la probeta estacionaria, la carga normalizada, así como a los contrapesos principales.

El estudio de la carga se realiza con el siguiente cálculo basado en las dimensiones que se encuentran en el plano de fabricación CM 012 del brazo principal.

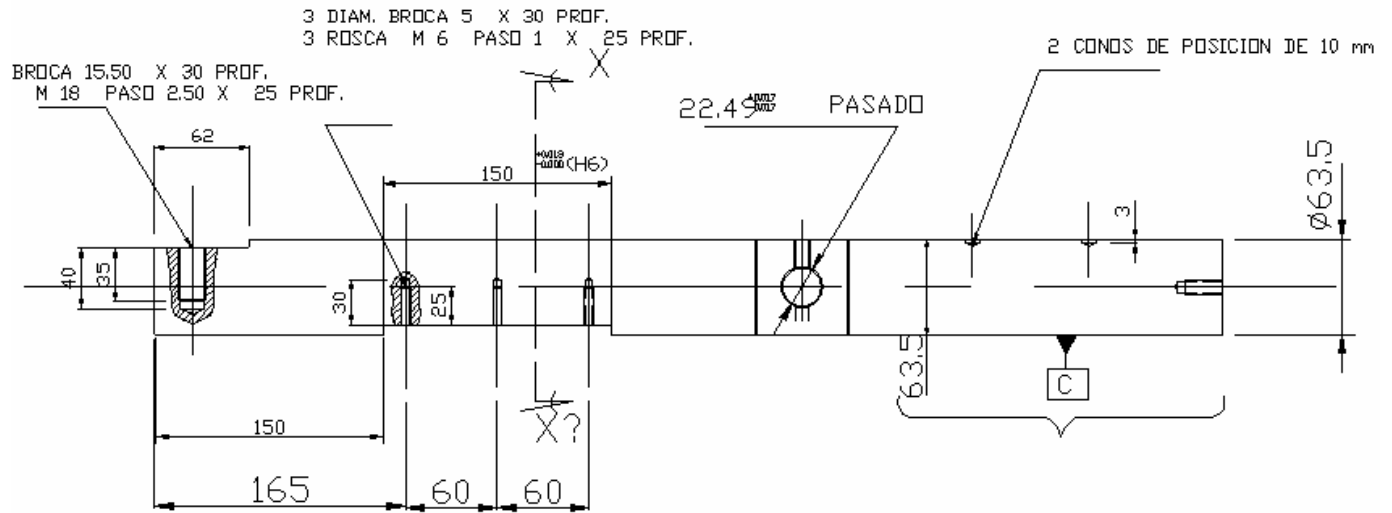


Fig. 3.13 Brazo principal donde se explicitan las dimensiones para el cálculo de la carga normalizada.

De la figura anterior se obtiene el diagrama de cuerpo libre, donde se expresan las dimensiones y características a para el diseño.

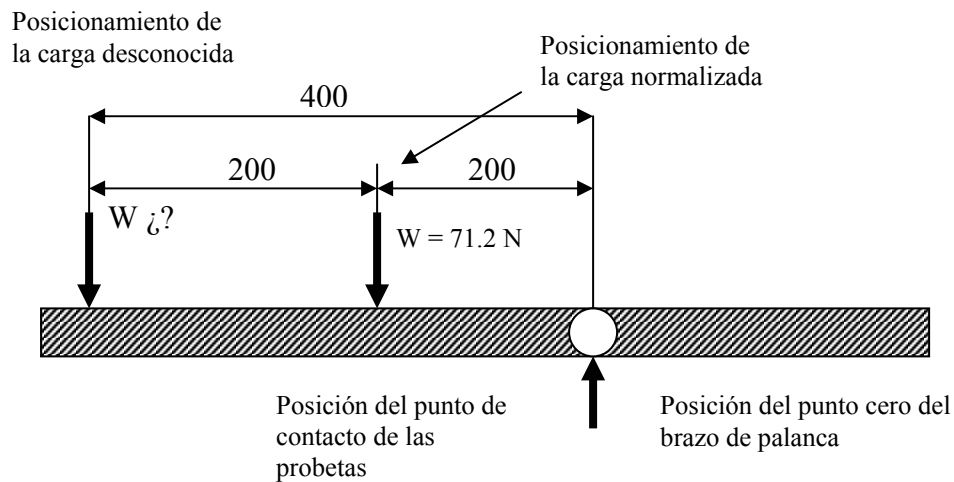


Fig. 3.14 Diagrama de cuerpo libre para el estudio del tamaño de la carga  $W$  para una valor de 71.2 N.





A una distancia de 400mm del punto  $O$  según el dibujo 3.14 se aplicará una fuerza desconocida verticalmente, de tal forma que a 200 mm de  $O$ , se aplique la carga de 71.2 N ( 7.25 Kg. ) establecida por la Norma ASTM G 83-96. El problema es determinar la carga que se aplicará a los 400mm del punto  $O$  en su lado izquierdo.

a) Se determinan momentos con respecto a  $O$ . desde los 200mm.

La distancia perpendicular desde  $O$  hasta .200 m de la carga normalizada de 7.25 Kg, es:

$$M_o = F \times d \quad (3.9)$$

$$M_o = 7.25 \text{ kg} \times .200\text{m (metros)} = 1.45 \text{ Kg} - \text{m.} \quad (3.9a)$$

La carga necesaria para producir el mismo momento en  $O$ , a una distancia de 0.4 m (400mm) es calculada con la fórmula de momentos expresada en la ecuación 3.9, Sustituyendo valores en la ecuación, tendremos como incógnita el valor de la  $F$ .

$$\curvearrowright + 1.45\text{Kg} - \text{m} = F \times 0.4 \text{ m} \quad (3.9b)$$

Despejando se tiene que:

$$F = 1.45\text{Kg} - \text{m} / 0.4 \text{ m} = 3.625\text{Kg.} \quad (3.9b)$$

Sustituyendo en la ecuación 3.5b para conocer el volumen de nuestra carga estimada en el cálculo anterior será:

$$V = 3.625 \text{ Kg} / 7.84 \times 10^{-6} \text{ Kg} / \text{mm}^3 = 462372.45 \text{ mm}^3 \quad (3.10)$$

Según la ecuación 3.7b el área para un diámetro de 76mm es de 4536.45 mm<sup>2</sup>, sustituyendo valores en la fórmula 3.6, para el cálculo de la longitud tenemos:

$$L = 462372.45 \text{ mm}^3 / 4536.45 \text{ mm}^2 = 101.92\text{mm} \quad (3.11)$$

La longitud de cada bloque será de 63.69mm y el diámetro será de 76mm.

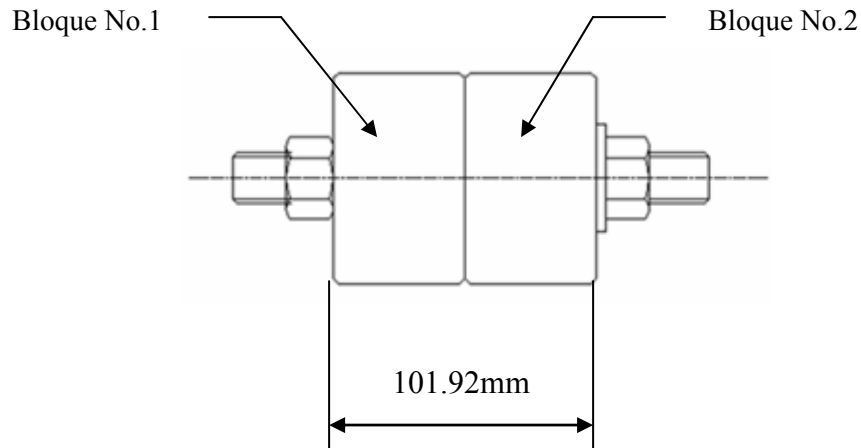


Fig. 3.15 Dibujo de pieza que fungirá como pesa, realizando la función de carga normalizada 71.2 N +/- 3%

### 3.9.10 Meta de diseño No.12.

Restricción del movimiento giratorio de la probeta colocada en el porta probetas.

Este diseño tomó en cuenta las metas de diseño; 1b, 3c, 4a, 5d, 6e, 7f y los conceptos de diseño 12b y 13a, que cumplen con los requerimientos del cliente localizados en la tabla 3.8. Se basa en geometrías simples, de fácil maquinado y unido a un conjunto de piezas estándares.

La Thomson Indistriers Inc, ofrece una amplia variedad de guías deslizantes sobre rieles que evitan el movimiento rotatorio, se selecciona la serie EE de las Linear Guid # 2, el tamaño No. 25 Esta tiene la opción de que puede deslizarse, sobre su eje longitudinal. En la figura 3.16 a, b, se muestra una vista de este tipo de guías.

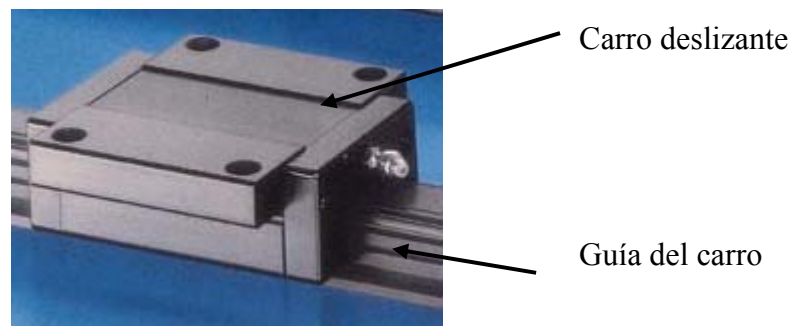


Fig. 3.16 a) Guías Thomson Linear Guide #2 serie EE.

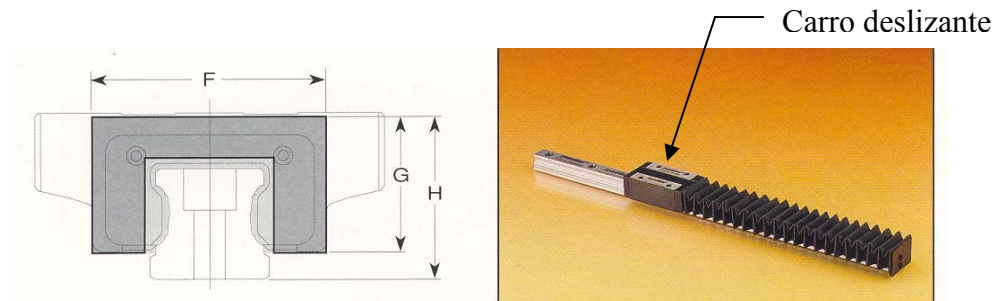


Fig. 3.16 b) Guías Thomson Linear Guide #2 serie EE.

Al carro deslizante tiene que adicionarse la herramienta que sujetará a la probeta no giratoria, una de las características primordiales que debe posicionar un elemento cilíndrico, a la vez sujetarse al carro deslizante. Se propuso el siguiente diseño, donde el bloque portaprobeta posiciona y sujeta a la probeta estacionaria, como lo indica la figura 3.17.

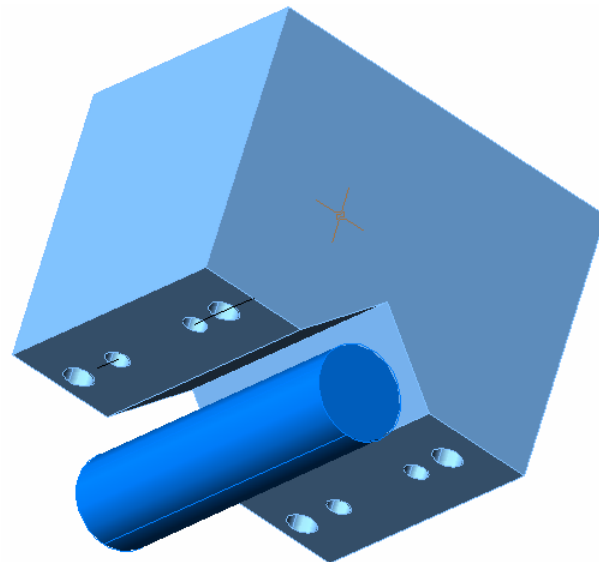


Fig. 3.17 Bloque portaprobeta, para que sujeta a la probeta no giratoria.

### 3.9.10.1 Cálculo de peso del porta probeta y la probeta.

Es necesario considerar el peso del bloque portaprobeta indicado en la figura 3.17, para conocer el valor de la carga muerta, para esto se presenta la figura 3.18 donde se muestra la geometría y las dimensiones generales del bloque portaprobetas.

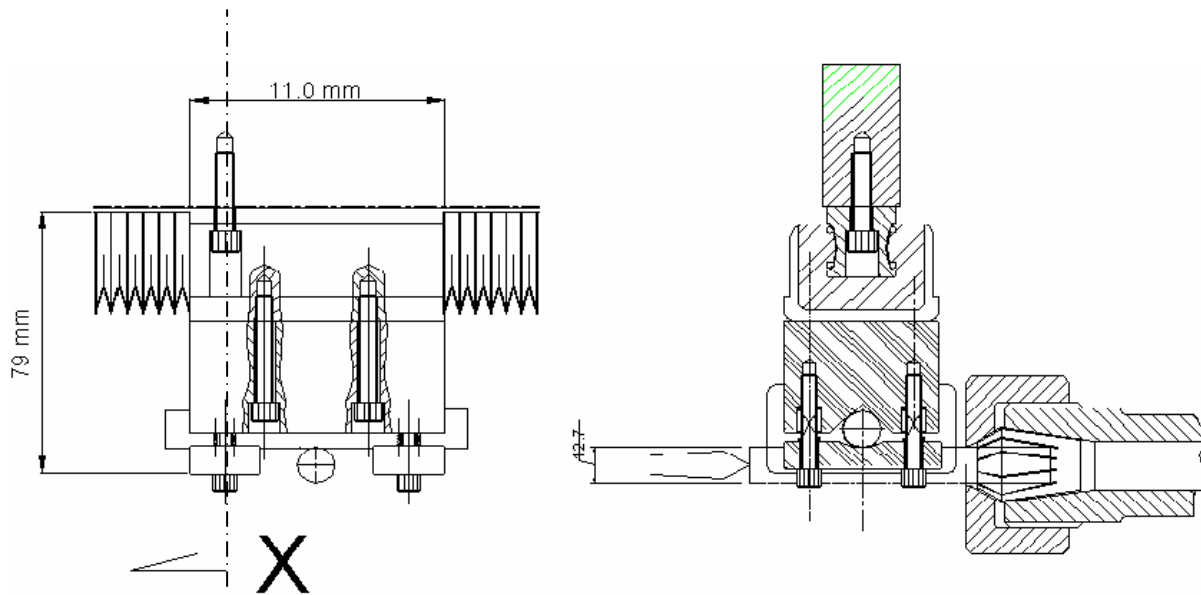


Fig. 3.18 Esquema de porta probeta no giratoria, donde se considera el peso del bloque que sujeta a la probeta la probeta no giratoria así como el carro y la guía Thomsom serie EE.

Altura = 79 mm

Longitud = 110 mm.

Espesor = 50 mm.

Volumen =  $533500 \text{ mm}^3$

Pe, del acero =  $7.84 \times 10^{-6} \text{ Kg} / \text{mm}^3$

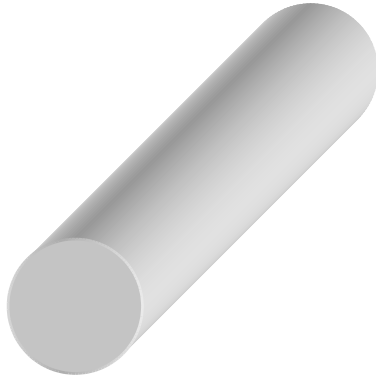
Peso total por pieza = 3.4 Kg

El diseño de detalle del bloque porta probeta, está en el dibujo CM 017, donde se indican los materiales y tolerancias con que es fabricado.

El material seleccionado para esta pieza es el NOM -1045, por sus adecuadas características mecánicas.

Peso de la Probeta.

El peso de la probeta que se coloca en el portaprobetas, es significativo en la calibración del equipo por tal motivo es necesario conocer su valor.



Diámetro = 12.7.0 mm,

Longitud = 102 mm.

Volumen = 12921.06 mm<sup>3</sup>

Pe, del acero =  $7.84 \times 10^{-6}$  Kg / mm<sup>3</sup>

Peso total por 1 pieza = 0.100 Kg.

Fig. 3.19 Probeta cilíndrica de 12.7 mm de diámetro y 102 mm de longitud.

### 3.9.11 Meta de diseño No.13.

Que el motor sea tenga una potencia de 3/4 HP, velocidad variable, capaz de mantenerla una vez seleccionada y que no transmita vibración a las probetas durante la prueba.

El motor seleccionado es de las siguientes características:

De inducción trifásico de corriente alterna a 1 HP con voltaje de 220 / 440 voltios, operación continua con factor de servicio de 1.15 @ 2280 msnm, 1745 rpm, Armazón 143 T, Eficiencia 82.5, Incremento de temperatura clase B., Rodamientos sobredimensionados.

El motor está acoplado a un reductor de velocidad con relación 5 a 1, o sea de 1750rpm a 350rpm con un torque máximo de 790 lb-ft, cuando el motorreductor esté entregando 100rpm a la salida. Al disminuir la velocidad de rotación del motor, se genera un calentamiento excesivo en sus devanados, por falta de enfriamiento. Lo que no permite disminuir su velocidad de rotación a límites de riesgo para su operación. Además existe una pérdida de par. Lo anterior significa que si el motorreductor entrega 100rpm a su salida el motor se encuentra girando a 500rpm, lo que permite garantizar la efectividad y la capacidad para desarrollar las pruebas.

### 3.10 Diseño de detalle de los elementos que componen la configuración cilindros cruzados.

#### 3.10.1 Diseño de detalle del brazo principal y cálculo de peso.

El brazo Principal es elemento mecánico que debe soportar y alojar a la probeta no giratoria, los contrapesos principales, las cargas normalizadas y al contrapeso fino. Se propone el siguiente diseño, que se ilustran en la figura 2.20.

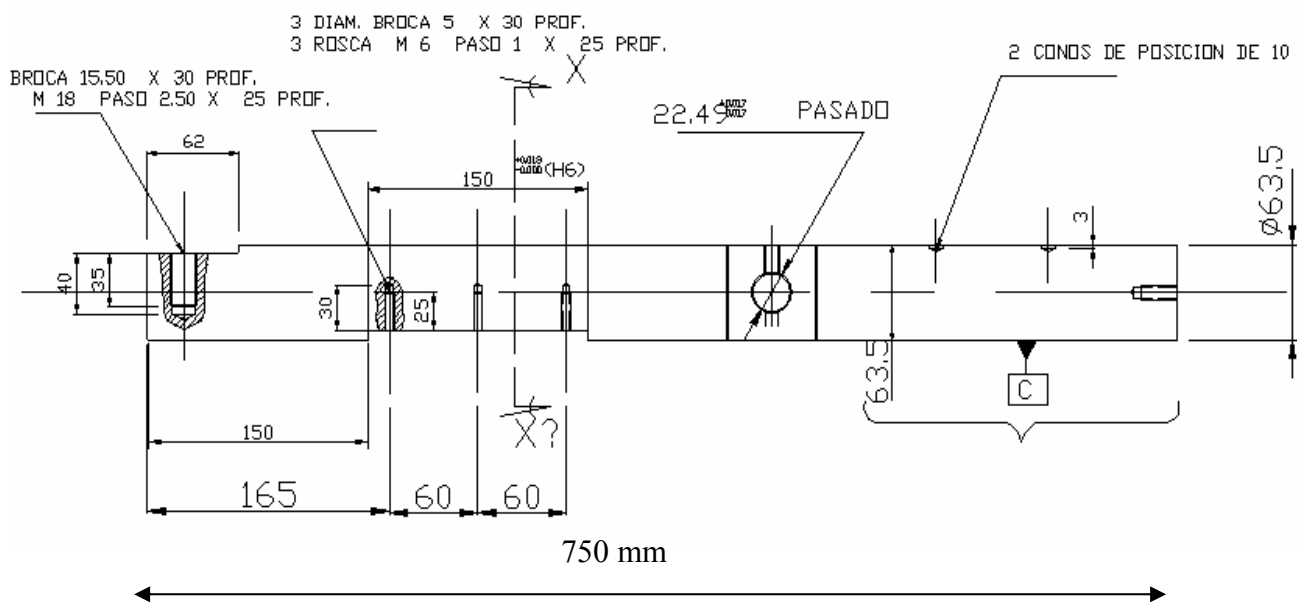


Fig. 3.20 Diseño de brazo principal, elemento mecánico que soportará y alojará a 4 elementos mecánico esenciales para el funcionamiento de la maquina.

Para realizar el estudio de fuerzas cortantes y flexionantes en necesario determinar primero todas las cargas que interviene en el diagrama. Por tal motivo se calcula la carga  $Q_1$ , que tiene la característica de mantener en equilibrio estático al brazo principal, sin carga  $W$ , de 71.2 N. Adicionalmente se anota la carga de 3.4 kg a una distancia de 200mm del perno principal, como se muestra en la figura 3.21, que es el peso del porta probeta. Se toman suma de momentos con respecto al punto A.

Las características físicas del brazo principal son las siguientes:

Diámetro = 63.5 mm.

Longitud = 750 mm.

Volumen = 2375191.3 mm<sup>3</sup>

Pe, del acero = 7.84 x10<sup>-6</sup> Kg / mm<sup>3</sup>

Peso total por 1 pieza = 18.62 Kg

Peso por metro de la pieza = 24.82 kg –m.

A si mismo, con el fin de localizar los contrapesos o carga  $Q_1$  a una distancia de 200 mm del punto A como se muestra en la figura 3.21. Se considera que el brazo principal es completamente rígido para este cálculo.

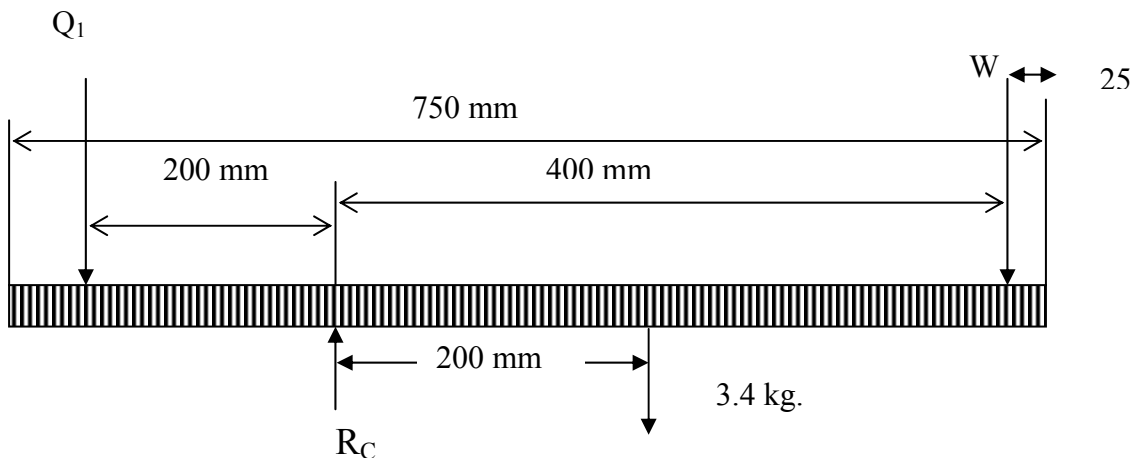


Fig. 3.21 Diagrama de cuerpo libre para el cálculo de la carga  $Q_1$ , que es el contrapeso principal para equilibrar las cargas muertas y el peso distribuido del brazo principal.

$\sum M_c = 0$  + Tomando momentos con respecto a C tenemos:

$$(Q_1)(.2) + \frac{24.82(0.325)}{2}(0.1625) - \frac{24.82(0.425)}{2}(.2125) - 3.4(0.2) = 0 \quad (3.12)$$

$$Q_1 = \frac{\left[ \frac{24.82(0.425)}{2} \right](0.2125) + 3.4(0.2) - \left[ \frac{24.82(0.325)}{2} \right](0.1625)}{0.2} = 5.7 \text{ kg} \quad (3.13)$$

El contrapeso  $Q_1$  que se requiere para tener la viga en equilibrio estático es de 5.7 Kg.

### 3.10.1.1 Cálculo de las dimensiones del contrapeso principal.

La figura 3.22 presenta una vista del contrapeso principal, la pieza es de hierro fundido, y las características dimensionales se obtienen a partir de el peso del brazo principal, el bloque portaprobetas, la probeta no giratoria.



Fig. 3.22 Esquema del contrapeso principal, los detalles de manufactura están indicados en el plano CM 012

Diámetro Ext = 208.15 mm

Diámetro Int. = 63.5 mm.

Longitud = 25 mm.

Volumen = 362244.9 mm<sup>3</sup>

Pe, del acero =  $7.84 \times 10^{-6}$  Kg / mm<sup>3</sup>

Peso total por 1 pieza = 2.85 Kg

Son dos piezas = 5.7 kg.

El siguiente paso es calcular las dimensiones de la viga o brazo principal según las fuerzas cortantes y las fuerzas flexionantes.



### 3.10.2 Análisis de cargas en el brazo principal.

La figura 3.23 es el diagrama cuerpo libre de cargas que intervienen en el equilibrio estático del brazo principal. Como primer punto se determina la reacción en el punto C.

Se considera una viga de las siguientes características:

Carga muerta de 24.82 Kg-m

Diagrama de cuerpo libre:

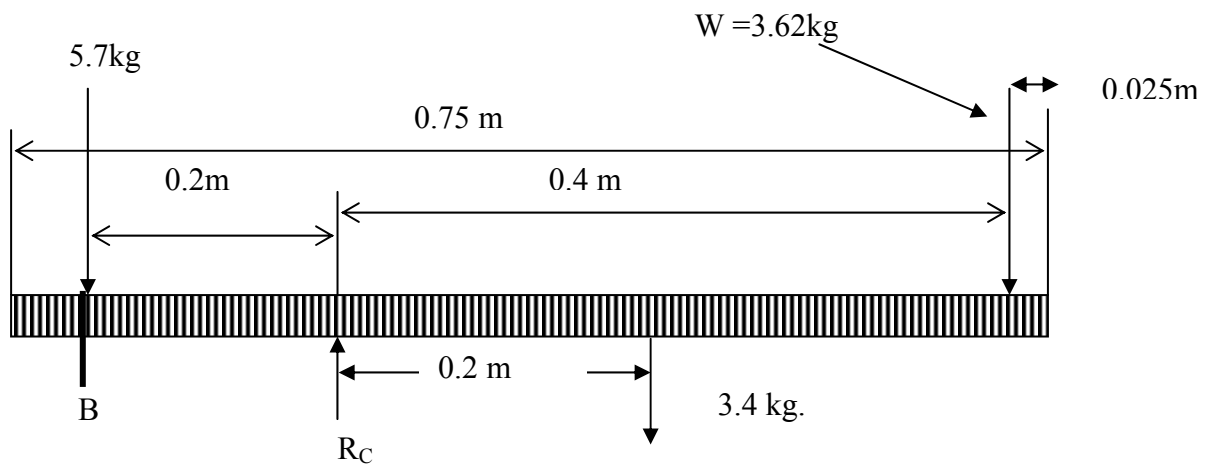


Fig. 3.23 Diagrama de cuerpo libre, tomando momentos con respecto a B, para obtener el valor de la reacción RA

+ ↺

$$\sum Mo_B = 0 \quad \text{Tomando momentos con respecto a B tenemos:}$$

$$\left[ \frac{24.82(0.125)}{2} \right] (0.062) + R_C (0.2) - 3.4(0.2) - 3.62(0.4) - \left[ \frac{24.82(0.625)}{2} \right] (0.312) = 0 \quad (3.14)$$

despejando  $R_C$ ;

$$R_C = \frac{0.68 + 1.448 + 2.41 - .096}{0.2} = 22.21 \text{Kg} \quad (3.15)$$

Donde  $R_C$ ; es la reacción con respecto a y del punto de apoyo del brazo principal. 91

### 3.10.3 Cálculos de momentos en diferentes puntos para el trazo de los diagramas de cortantes y de momentos flexionantes: en el brazo principal

La figura 3.24 representa el diagrama de cuerpo libre, con cargas aplicadas sobre el brazo principal, se trazan las líneas para tomar momentos flexionantes.

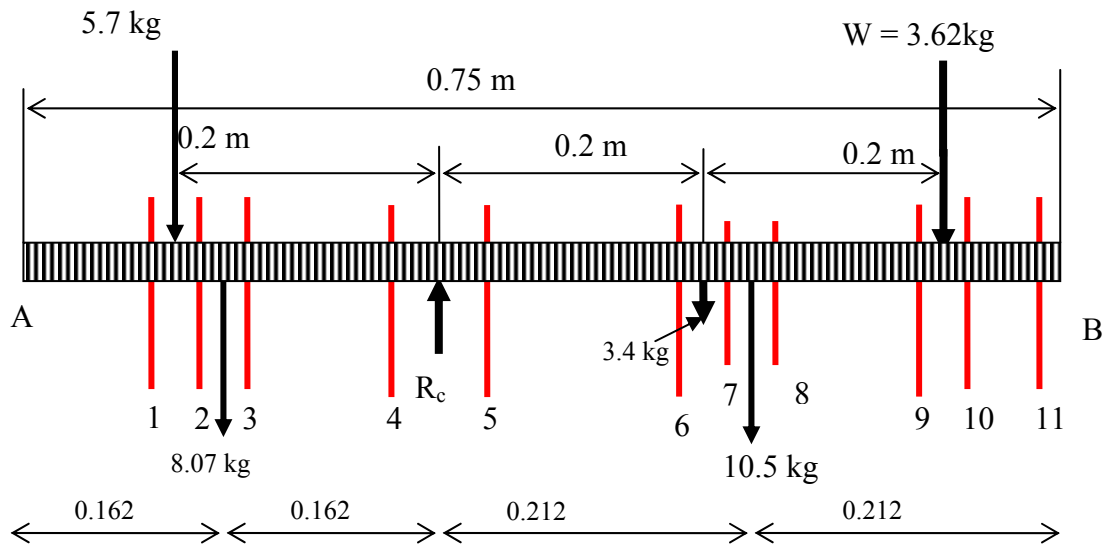


Fig. 3.24 Diagrama de cargas marcando los lugares donde se tomarán los diferentes puntos para los cálculos de los momentos cortantes y flexionantes. Donde  $R_c = 22.21$  kg.

Determinando primero las fuerzas internas a la derecha de A, hasta el punto 1 justo antes de de la carga de 5.7 kg.

+  $\uparrow F_y = 0$ ; no existe carga alguna por tal motivo es cero.

+  $\sum M_1 = 0$ ; no existe carga alguna por tal motivo es cero.

Se toma como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 3, entonces:

+  $\uparrow F_y = 0$ ;  $- 5.7 \text{ kg} - 8.07 - V_3 = 0$  por lo tanto  $V_3 = - 13.77$  kg. (Fig. 3.26)

+  $\sum M_3 = 0$ ;  $(5.7 \text{ kg})(0.37) + (8.07)(0) + M_3 = 0$  por lo tanto  $M_3 = - 2.109$  kg-m (Fig. 3.27)

Considerando como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 4, entonces:

+  $\uparrow F_y = 0$ ;  $- 5.7 \text{ kg} - 8.07 - V_4 = 0$  por lo tanto  $V_4 = - 13.77$  kg. (Fig. 3.26)

+  $\sum M_4 = 0$ ;  $(5.7 \text{ kg})(0.2 \text{ m}) + (8.07 \text{ kg})(0.162 \text{ m}) + M_4 = 0$  por lo tanto  $M_4 = 2.44$  kg-m (Fig. 3.27).

Si se considera como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 5, entonces:

+  $\uparrow F_y = 0$ ;  $- 5.7 \text{ kg} - 8.07 + 22.21 \text{ kg} - V_5 = 0$  por lo tanto  $V_5 = 8.44$  kg. (Fig. 3.26)

+  $\sum M_5 = 0$ ;  $(5.7 \text{ kg})(0.2 \text{ m}) + (8.07 \text{ kg})(0.162 \text{ m}) - (22.21 \text{ kg})(0) + M_5 = 0$  por lo tanto  $M_5 = 2.44$  kg-m (Fig. 3.27)



Tomando como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 6, entonces:

$$+ \uparrow F_y = 0; - 5.7 \text{ kg} - 8.07 \text{ kg} + 22.21 \text{ kg} - V_6 = 0 \text{ por lo tanto } V_6 = 8.44 \text{ kg. (Fig. 3.26)}$$

$$+ \sum M_6 = 0; (5.7 \text{ kg}) (0.4\text{m}) + (8.08 \text{ kg}) (0.362) - (22.21 \text{ kg}) (0.2 \text{ m}) + M_6 = 0 \text{ por lo tanto } M_6 = 0.759 \text{ kg-m (Fig. 3.27)}$$

Aceptando como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 7, entonces:

$$+ \uparrow F_y = 0; - 5.7 \text{ kg} - 8.07 + 22.21 \text{ kg} - 3.4 \text{ kg} - V_7 = 0 \text{ por lo tanto } V_7 = -5.04 \text{ kg. (Fig. 3.26)}$$

$$+ \sum M_7 = 0; (5.7 \text{ kg}) (0.4\text{m}) + (8.08 \text{ kg}) (0.362) - (22.21) (0.212) + (3.4 \text{ kg}) (0) + M_7 = 0$$

por lo tanto  $M_7 = 0.49 \text{ kg-m (Fig. 3.27)}$

Si se elige como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 8, entonces:

$$+ \uparrow F_y = 0; - 5.7 \text{ kg} - 8.07 \text{ kg} + 22.21 \text{ kg} - 3.4 \text{ kg} - 10.5 \text{ kg} - V_8 = 0 \text{ por lo tanto } V_8 = -5.4 \text{ kg. (Fig. 3.26)}$$

$$+ \sum M_8 = 0; (5.7 \text{ kg}) (0.412 \text{ m}) + (8.07 \text{ kg}) (0.374 \text{ m}) - (22.21 \text{ kg}) (0.212 \text{ m}) + (3.4 \text{ kg}) (0.012\text{m}) + M_8 (0) = 0 \text{ por lo tanto } M_8 = 0.698 \text{ kg-m. (Fig. 3.27)}$$

Si se acepta como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 9, entonces:

$$+ \uparrow F_y = 0; - 5.7 \text{ kg} - 8.07 \text{ kg} + 22.21 \text{ kg} - 3.4 \text{ kg} - 10.5 - V_9 = 0 \text{ por lo tanto } V_9 = 5.46 \text{ kg. (Fig. 3.26)}$$

$$+ \sum M_9 = 0; (5.7 \text{ kg}) (0.6\text{m}) + (8.07 \text{ kg}) (0.563 \text{ m}) - (22.21 \text{ kg}) (0.4 \text{ m}) + (3.4 \text{ kg}) (0.2\text{m}) + (10.5\text{kg}) (0.187) + M_9 = 0$$

por lo tanto  $M_9 = 1.72 \text{ kg-m. (Fig. 3.27)}$

Tomamos como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 10 y entonces:

$$+ \uparrow F_y = 0; - 5.7 \text{ kg} - 8.07 \text{ kg} + 22.21 \text{ kg} - 3.4 \text{ kg} - 10.5 \text{ kg} - 3.62 \text{ kg} - V_{10} = 0 \text{ por lo tanto } V_{10} = -1.9 \text{ kg (Fig. 3.26)}$$

$$+ \sum M_{10} = 0; (5.7 \text{ kg}) (0.6 \text{ m}) + (8.07 \text{ kg}) (0.563 \text{ m}) - (22.21 \text{ kg}) (0.4 \text{ m}) + (3.4 \text{ kg}) (0.2\text{m}) + (3.62) (0) + M_{10} = 0$$

por lo tanto  $M_{10} = - 0.24 \text{ kg-m. (Fig. 3.27)}$

Por último si se considera como cuerpo libre la porción de la viga que está a la izquierda de 11, y entonces:

$$+ \uparrow F_y = 0; - 5.7 \text{ kg} - 8.07 \text{ kg} + 22.21 \text{ kg} - 3.4 \text{ kg} - 10.5 \text{ kg} - 3.62 \text{ kg} - V_{11} = 0 \text{ por lo tanto } V_{11} = -1.9 \text{ kg (Fig. 3.26)}$$

$$+ \sum M_{11} = 0; (5.7 \text{ kg}) (0.625\text{m}) + (8.07 \text{ kg}) (0.588 \text{ m}) - (22.21 \text{ kg}) (0.425 \text{ m}) + (3.4 \text{ kg}) (0.225\text{m}) + (10.5 \text{ kg}) (0.212) + (3.62) (.025) + M_{11} = 0$$

por lo tanto  $M_{11} = 1.95 \text{ kg-m. (Fig. 3.27)}$

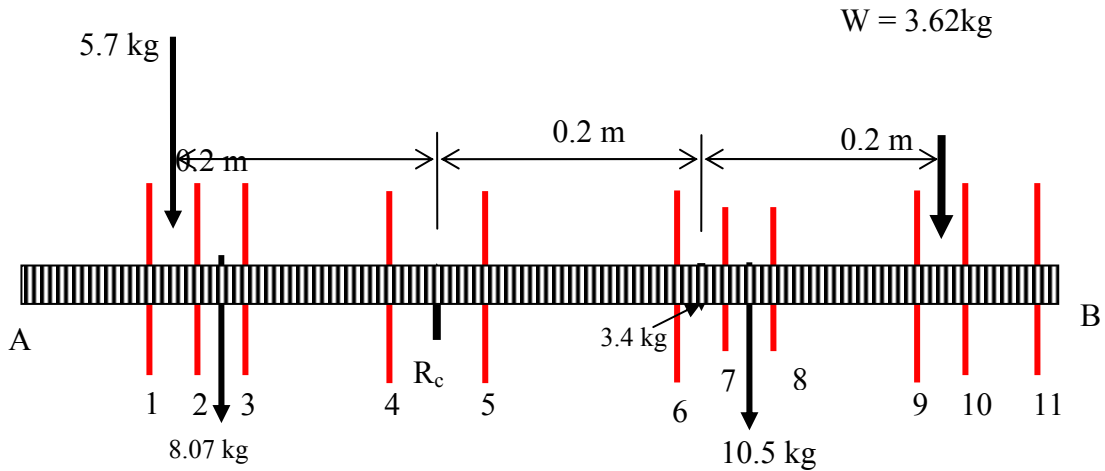


Fig. 3.25 Diagrama de cuerpo libre marcando los lugares donde se tomarán los diferentes puntos para los cálculos de los momentos cortantes y flexionantes.

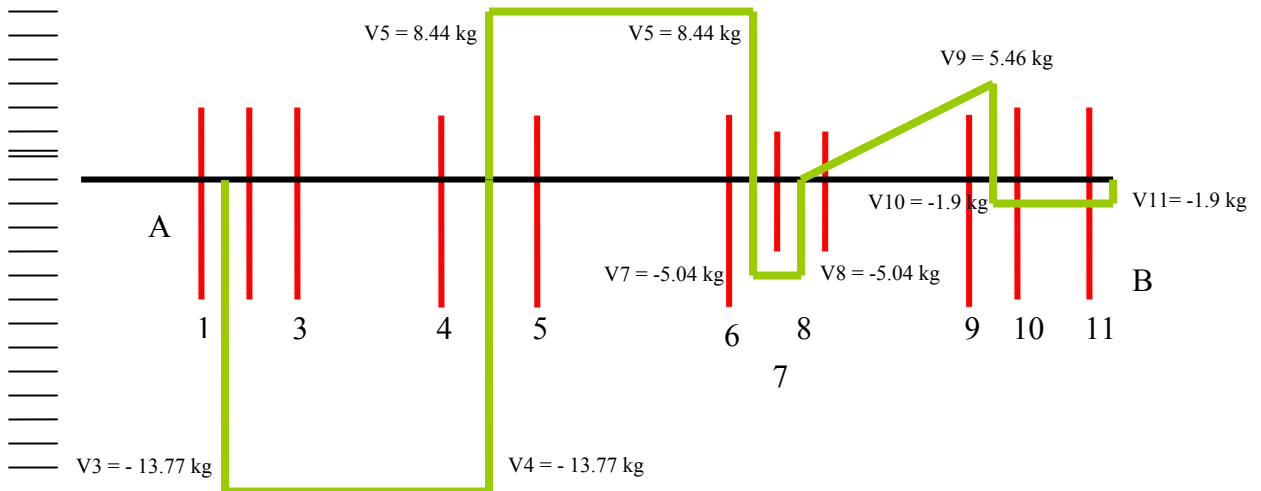


Fig. 3.26 Diagrama de fuerzas cortantes, resultado de cálculos.

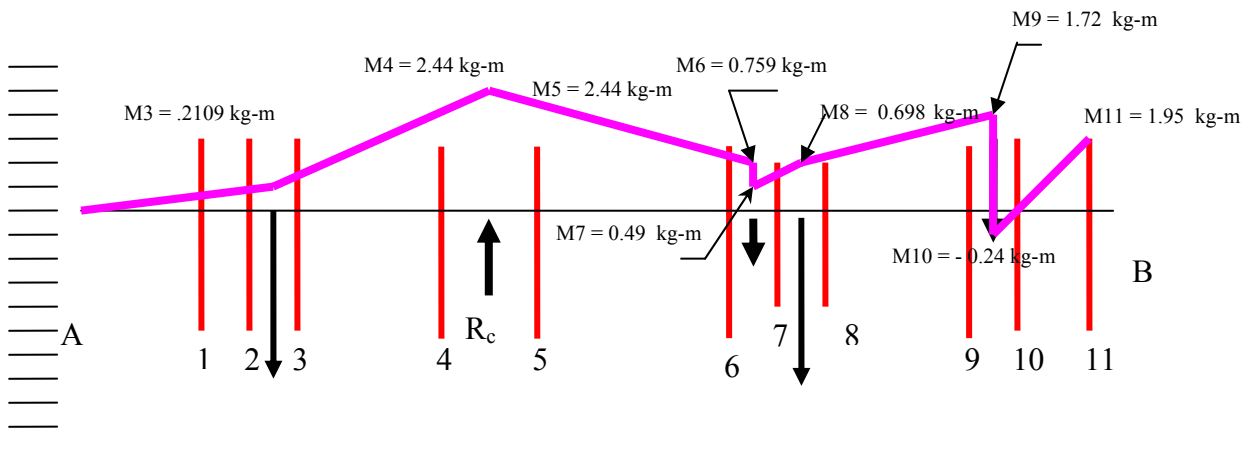


Fig. 3.27 Diagrama de momentos, resultado de cálculos.

### 3.11 Diseño y cálculo de perno principal.

La figura 3.28 presenta una vista en tres dimensiones del perno principal, la pieza es de acero NOM 1045 y las características dimensionales se obtienen a partir de los cálculos realizados anteriormente.

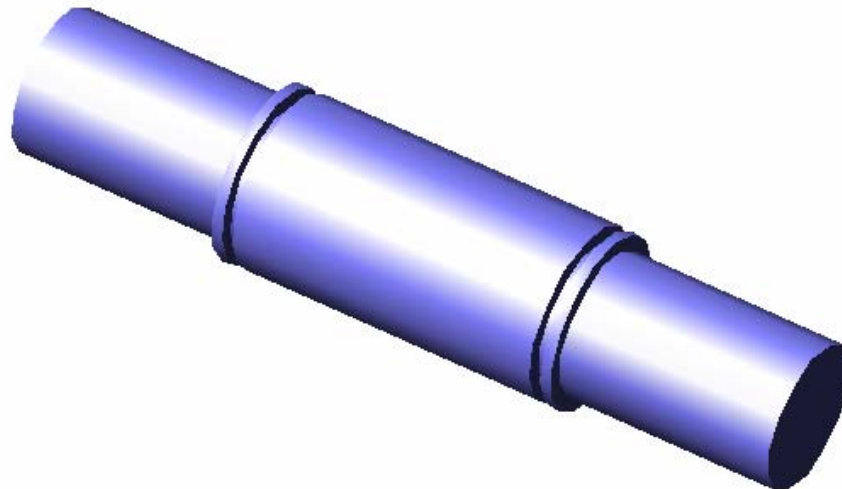


Fig. 3.28 Perno principal propuesto, los detalles de manufactura están indicados en el plano CM 033

Características físicas del perno.

Diámetro = 17.0mm

Longitud = 76.8mm.

Volumen = 17432.06 mm<sup>3</sup>

Pe, del acero =  $7.84 \times 10^{-6}$  Kg / mm<sup>3</sup>

Peso total por 1 pieza = 0.136 Kg

Peso de candado truarc. 0.05 Kg

Peso de 9 tornillos de 6mm-paso 1 x 12mm de longitud. = 0.023 Kg

Peso de espárrago de 6mm de diámetro. Por 63mm de lg. = 0.130 Kg

Estudio de esfuerzos del perno principal propuesto:

Diámetro = 17.0mm

Longitud = 76.8mm.

Volumen = 17432.06 mm<sup>3</sup>

Carga P = 22.21 kg. Multiplicado por un factor de seguridad de 4 = 88.8 kg o sea de 90 kg.

Material seleccionado; NOM 1045

Resistencia al corte = 340 MPa tracción y a cortante de 60 MPa.

La figura 3.29 muestra el diagrama de cargas del perno principal. Se muestran los lugares donde se toman las referencias de los cálculos de momentos cortantes y flexionantes. Las características dimensionales de esta pieza se localizan en el plano de fabricación CM 031

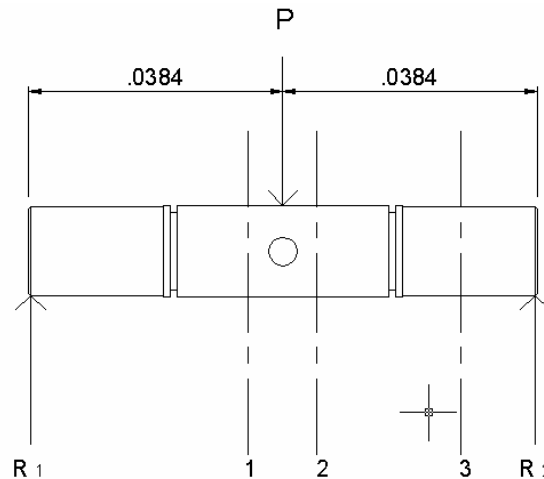


Fig. 3.29 Diagrama del perno principal, marcando los lugares donde se tomarán los diferentes puntos para los cálculos de los momentos cortantes y flexionantes.

El perno tiende a fallar por cortante, por lo que la fuerza total que puede resistir es de:

$$P_2 = \tau_{\text{perm.}} 2(A) \quad (3.16)$$

Donde A es el área de la sección transversal del perno. Al sustituir valores numéricos se obtiene:

$$P_2 = 60 \text{ MPa} (2) \pi/4 (0.017 \text{ m})^2 = 27237.6 \text{ N} \quad (3.16a)$$

Para convertir a kg se divide entre 9.81 por lo tanto  $P_2 = 27237.6/9.81 = 2776.5 \text{ kg}$  lo que significa que está sobredimensionado el perno, pues solo tiene un esfuerzo de 90 kg.

Se toma la determinación de este diámetro de perno por la relación dimensional del brazo principal.

### 3.11.1 Cálculos de momentos en diferentes puntos para el trazo de los diagramas de cortantes y de momentos flexionantes:

Cálculo de las reacciones en R1 y R2 del perno principal.

$$+\uparrow F_y = 0;$$

$$R_1 + R_2 - P = 0; \text{ Despejando}$$

$$2(R) = P \text{ por lo tanto } R = P / 2$$

Sustituyendo valores:

$$R = 90 \text{ kg} / 2 = 45 \text{ Kg.}$$

Por lo tanto  $R_1 = 45 \text{ Kg.}$  y  $R_2 = 45 \text{ Kg.}$

La figura 3.30 muestra las reacciones R1 y R2 tomando una carga concentrada de 90 Kg.

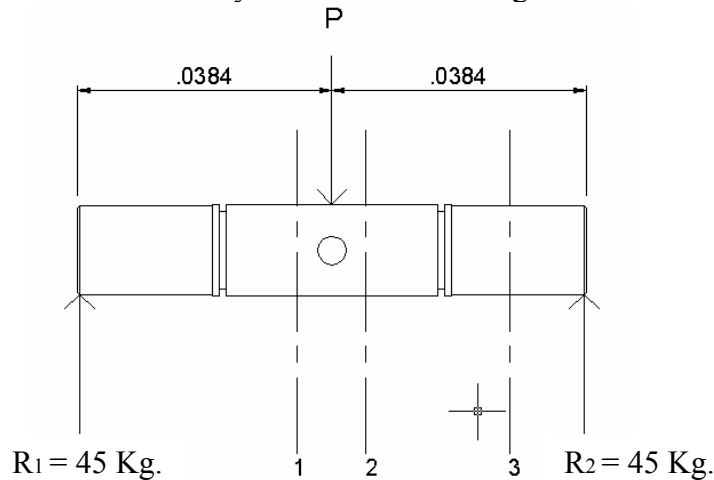


Fig. 3.30 Perno principal donde las reacciones R1 y R2 son de 45 Kg.

Cálculo de los cortantes V1 y V2 del perno principal.

La figura 3.31 y 3.32 muestran gráficamente los valores obtenidos por los siguientes cálculos.

Realizando un corte antes de la carga P se realiza el estudio de cortantes y momentos en el tramo de lado izquierdo.

$$+\uparrow F_y = 0;$$

$$R_1 - V_1 = 0 \text{ por lo tanto } V_1 = -R_1; \text{ sustituyendo}$$

$$V_1 = 45 \text{ kg.}$$

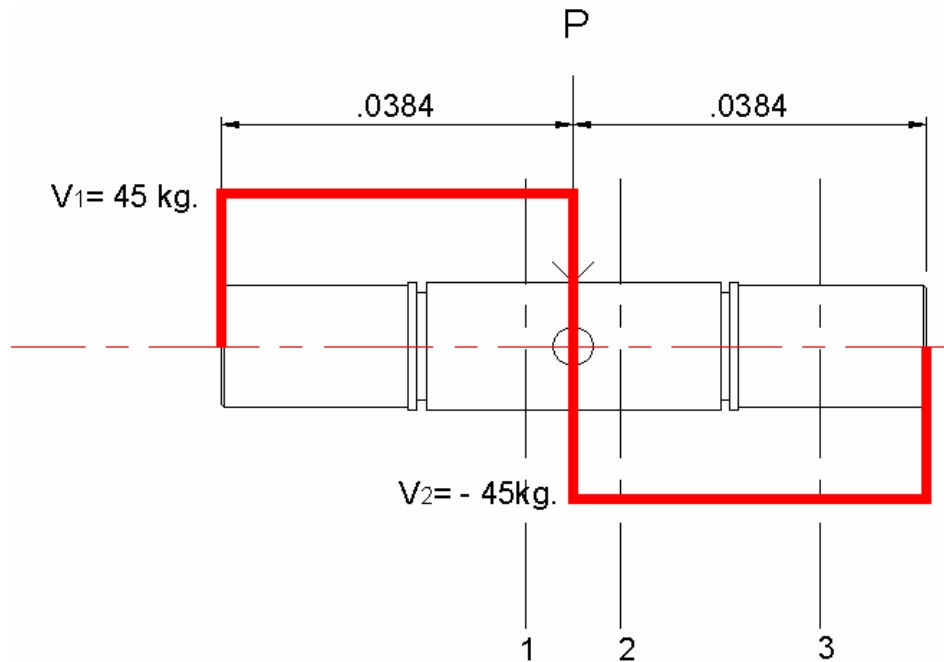


Figura 3.31 Diagrama de esfuerzos cortantes del perno principal.

Tomando momentos antes de la carga P:

$$+ \curvearrowright M_1 = 0; \text{ en el corte 1.}$$

$$-R_1 (0.038) + M_1 = 0; \text{ despejando y sustituyendo.}$$

$$M_1 = 45 (0.038) = 1.71 \text{ kg-m}$$

Realizando un corte después de la carga P se realiza el estudio de cortantes y momentos en el tramo de lado izquierdo.

$$+ F_y = 0;$$

$$R_1 - P - V_2 = 0 \text{ por lo tanto } V_2 = R_1 - P; \text{ sustituyendo}$$

$$V_2 = 45 - 90 \text{ kg.} = -45 \text{ kg.}$$

$$+ \curvearrowright M_2 = 0; \text{ en el corte después de la carga P.}$$

$$-R_1 (0.038) + P (0) + M_2 = 0; \text{ despejando y sustituyendo.}$$

$$M_2 = -45 (0.038) = +1.71 \text{ kg-m}$$



Realizando un corte antes de la reacción 2 se realiza el estudio de cortantes y momentos en el tramo de lado izquierdo.

$$+\uparrow F_y = 0;$$

$R_1 - P - V_3 = 0$  por lo tanto  $V_3 = R_1 - P$ ; sustituyendo

$$V_3 = 45 - 90 = -45 \text{ kg.}$$

$+\curvearrowright M_3 = 0$ ; en el corte antes de la reacción 2.

$-R_1 (0.076) + P (0.038) - M_3 = 0$ ; despejando y sustituyendo.

$$M_3 = -45(0.076) + 90 (0.038) = 0 \text{ kg-m.}$$

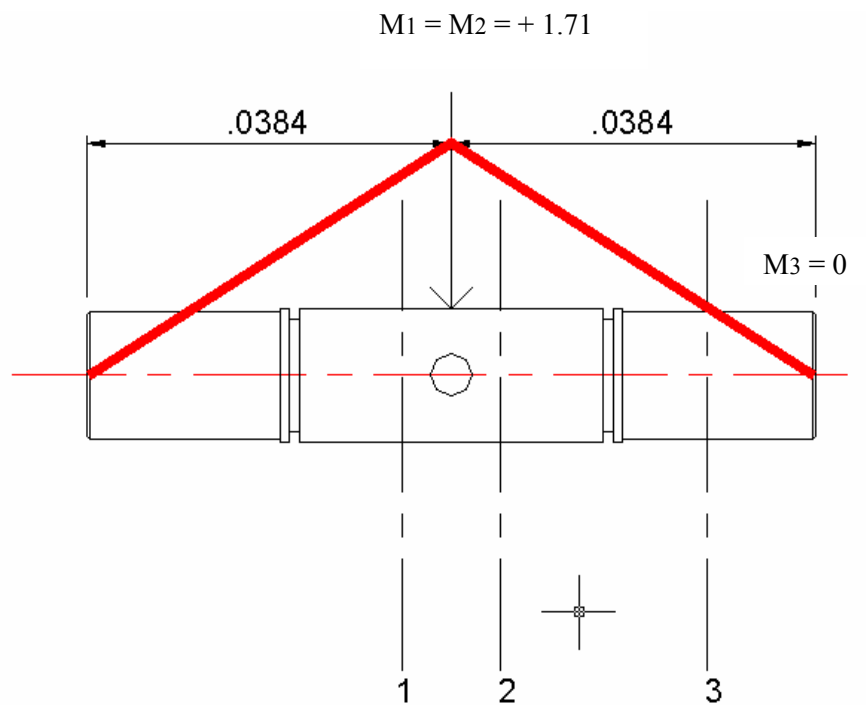


Fig. 3.32 Diagrama de momentos flexionantes del perno principal.



### 3.12 Diseño de la base.

Con el objeto de tener una base sólida para el soporte del maquina que sea durable y resistente se desarrolla el cálculo aproximado del peso del prototipo. También se toma en cuenta la fisonomía estándar del operador de tal forma que la relación hombre máquina sea optima. La tabla 3.9 muestra un concentrado de los elementos que conforman el equipo en desarrollo.

Tabla 3.9 Concentrado de carga en kg, de los elemento que conforman la “Máquina tribológica de configuración de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento”

Descripción de la pieza	Dimensiones	Peso
Brazo principal	50 diámetro x 750 mm	18.6 kg
Flecha motriz	25 diámetro x 300 mm	1.14kg
Bloque porta flecha	100 x 100 x 120 mm	6.24kg
Base para brazo principal (2 piezas)	25.4 x 50 x 35 mm	5.85kg
Placa base	850 x 600x 12.7 mm	54.73kg
Contrapunto		1.50kg
Motorreductor		35.0kg
Bloque portaprobeta		3.40kg
Probetas y otros accesorios		10.0kg.
Total		136.0kg

Para la construcción de la base se utiliza PTR (perfil tubular rectangular) de 50 mm, unido con soldadura continua de chaflán de 5 mm x 45°.

Estudio de esfuerzos del diseño propuesto.

Altura estimada = 900 mm.

No de postes de la estructura = 4

Carga P = 136 kg. Multiplicado por un factor de seguridad de 4 = 544 kg

Material seleccionado; NOM A-36

Esfuerzo de fluencia = 250 MP a la tracción y compresión.

Sabemos que:

$$\sigma = P / A \quad (3.17)$$

Tomaremos  $\sigma = 0.5$  del esfuerzo de fluencia. =  $125 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

$P = 544 \text{ kg}$

$A = \text{Área de trabajo sometida a la compresión.} = 7.58 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Despejando el área de la fórmula de esfuerzo y sustituyendo valores:

$$A = 544 \text{ kg} / \sigma = (544 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2) / 125 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 4.26 \times 10^{-5}$$

Comparando; El área sometida a la compresión por el diseño es superior a la requerida por los cálculos de resistencia.

Por tal motivo se acepta este perfil tubular rectangular (PTR)

Como resultado se tiene la figura 3.33, que muestra la base terminada. La selección del material y el dibujo de detalle, se localiza en el plano de fabricación CM 001.

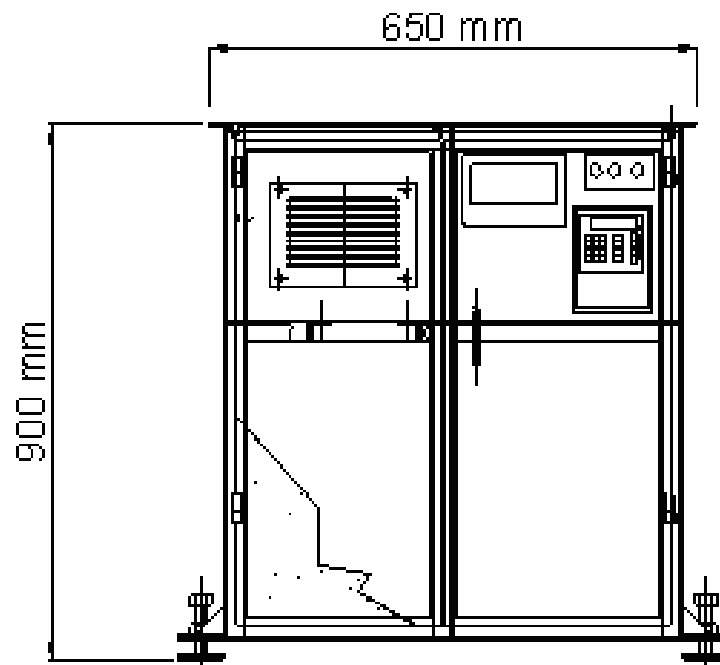


Fig. 3.33 Mesa que será la base de la “Maquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste adhesivo”.

### 3.13 Estudio de acotación funcional de piezas que están en contacto y movimiento relativo.

Acotación funcional es una herramienta del Diseño Mecánico que asegura la intercambiabilidad de las piezas, y el funcionamiento correcto un mecanismo. Esto se logra cumpliendo una serie de condiciones llamadas funcionales [27].

#### 3.13.1 Estudio funcional del perno principal.

El perno principal es la pieza que ensambla dos elementos básicos del equipo, por tal motivo se requiere el estudio funcional de sus dimensiones. La figura 3.34 muestra al perno principal con una serie de líneas con una cabeza de flecha en un solo sentido, que denominaremos “cadena mínima”.

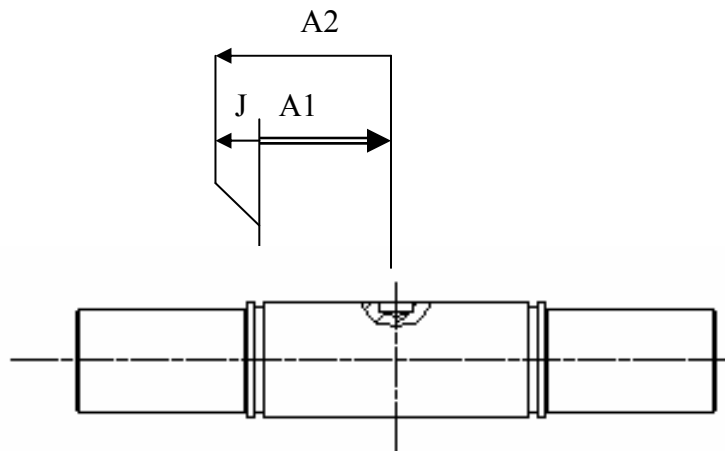


Fig. 3.34 Dibujo de perno principal con cadena de cotas, para estudio de tolerancias funcionales

La cadena de cotas conduce a la siguiente ecuación.

$$J = A_2 - A_1$$

Donde:

J = Juego entre piezas.

$A_1$  = Dimensión mínima aceptable

$A_2$  = Dimensión máxima aceptable



Para lograr que  $J$  sea máximo  $A_2$  debe ser máximo y  $A_1$  mínimo y a la inversa para que  $J$  sea mínimo,  $A_2$  debe ser mínimo y  $A_1$  máximo.

Dando valores:

(Los valores de las tolerancias se toma de la tabla del manual de fabricación mecánica [28])

$$A_1 = 25.75 +0.2/ +0.05$$

$$A_1 = 25.95 / 25.80$$

$$A_2 = 25.75 +0.0/ -0.1$$

$$A_2 = 25.75 / 25.65$$

$$\text{Juego Máximo} = 25.95 - 25.65 = 0.3$$

$$\text{Juego mínimo} = 25.80 - 25.75 = 0.05$$

$$\text{Tolerancia funcional} = \text{Juego Máximo} - \text{Juego mínimo}$$

$$= 0.3 - 0.05 = 0.25$$

sabemos que  $J = +A_2 - A_1 \rightarrow$

$$A_1 = A_2 - J$$

$$A_{1\text{Máx}} = A_{2\text{MAX}} - J_{1\text{mín.}} = 25.90 - 0.05 = 25.85$$

$$A_{1\text{mín.}} = A_{2\text{MIN}} - J_{\text{Máx.}} = 25.8 - 0.30 = 25.50$$

La dimensión es de 25.67<sup>+/-0.17</sup>

### 3.13.2 Tolerancia funcional para flecha motriz.

La flecha motriz es ensamblada en un bloque que le sirve de cuerpo y base, la dimensión libre del bloque donde se aloja la flecha es de: 87.5mm. La figura 3.35 muestra la cadena de cotas mínimas para realizar el estudio funcional de esta sección de la flecha motriz.

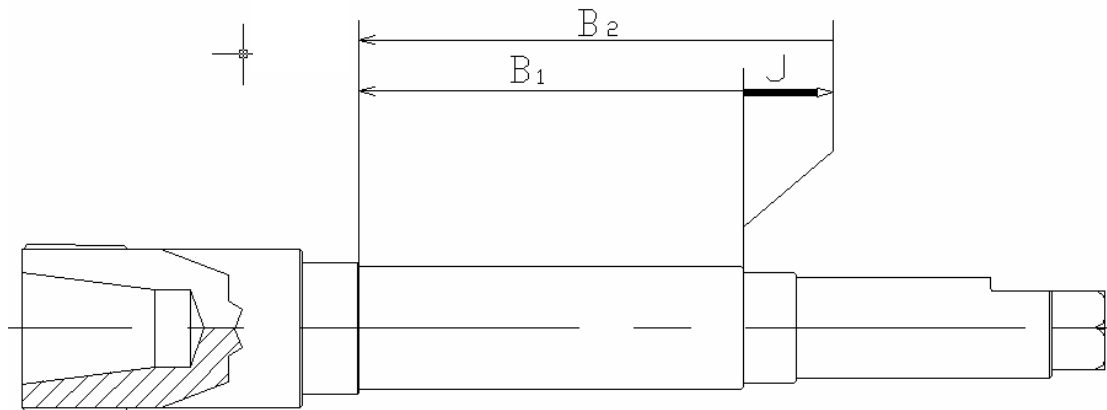


Fig.3.35 Dibujo de flecha cónica con cadena de cotas, para estudio de tolerancias funcionales

La cadena de cotas conduce a la siguiente ecuación.

$$J = B_2 - B_1$$

Donde:

J = Juego entre piezas

$B_1$  = Dimensión mínima aceptable.

$B_2$  = Dimensión máxima aceptable.

Para lograr que J sea máximo  $B_2$  debe ser máximo y  $B_1$  mínimo y a la inversa para que J sea mínimo,  $B_2$  debe ser mínimo y  $B_1$  máximo.

Dando valores:

$$B_1 = 87.50 + 0.2 / +0.05$$

$$B_1 = 87.70 / 87.55$$

$$B_2 = 87.50 + 0.0 / -0.2$$

$$B_2 = 87.5 / 87.30$$



$$\text{Juego Máximo} = 87.70 - 87.3 = 0.4$$

$$\text{Juego mínimo} = 87.55 - 87.5 = 0.05$$

$$\text{Tolerancia funcional} = \text{Juego Máximo} - \text{Juego mínimo}$$

$$= 0.4 - 0.05 = 0.35$$

$$\text{sabemos que } J = +B_2 - B_1 \quad \longrightarrow$$

$$B_1 = B_2 - J$$

$$B_{1\text{Máx}} = B_{2\text{MAX}} - J_{1\text{mín.}} = 87.5 - 0.05 = 87.45$$

$$B_{1\text{mín.}} = B_{2\text{MIN}} - J_{\text{Máx.}} = 87.3 - 0.40 = 86.9$$

La dimensión B1 es de  $87.17^{+/-0.2}$

### 3.14 Costo de los componentes

Para poder ensamblar la piezas manufacturadas, así como para realizar algunas modificaciones. Primeramente se compro y aplicó la pintura, diversas herramientas para ensamblar, tortillería, algunos rodamientos, componentes electrónicos y eléctricos, refacciones y diversos componentes. En la tabla 3.10 se presentan los costos de los elementos que conforman la máquina tribológica.

Tabla 3.10 Resumen de costos de los elementos que conforman la “Maquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste adhesivo”.

NOMBRE	COSTO
Palca base	\$ 2800
Flecha cónica	\$ 1000
Base para flecha cónica	\$1200
Brazo principal	\$ 2500
Base del brazo principal	\$ 1600
Carro para guía Thomsom serie EE modelo N° 25	\$ 1800
GUÍA	\$ 1800
Tortillería	\$ 600
Bastidor	\$ 4500
Perno del brazo principal	\$ 800
Contrapunto	\$ 600
Pesas	\$ 2650
Eje de contrapeso fino y contrapesos	\$200
Boquilla cónica	\$ 900
Rodamientos	\$ 450
Tuerca cónica	\$ 1800
PINTURA	\$ 700
Reductor de velocidad	\$ 3100
Motor de 1 HP	\$ 2000
Inversor de frecuencia y protección	\$ 3500
Refacciones de diversos componenetes	\$ 3000
Herramientas diversas	\$ 2500
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 40000</b>





## CAPITULO 4

---

---

# MAQUINA TRIBOLÓGICA DE CILINDROS CRUZADOS Y PRUEBAS PRELIMINARES

---

---



## 4.1 Presentación de la máquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para el análisis de desgaste adhesivo.

Debido a la importancia de la tribología, y lo inexcusable que se hace su aplicación, en el sector industrial y educativo, es necesario contar con laboratorios que permitan cuantificar y medir el fenómeno de fricción y desgaste en los pares cinemáticos.

La máquina tribológica que se presenta en este capítulo produce desgaste adhesivo, con probetas metálicas de configuración geométrica de “Cilindros Cruzados”.

El diagrama constitutivo de la máquina se ilustra en la figura 4.1, posteriormente se describen sus principales componentes.

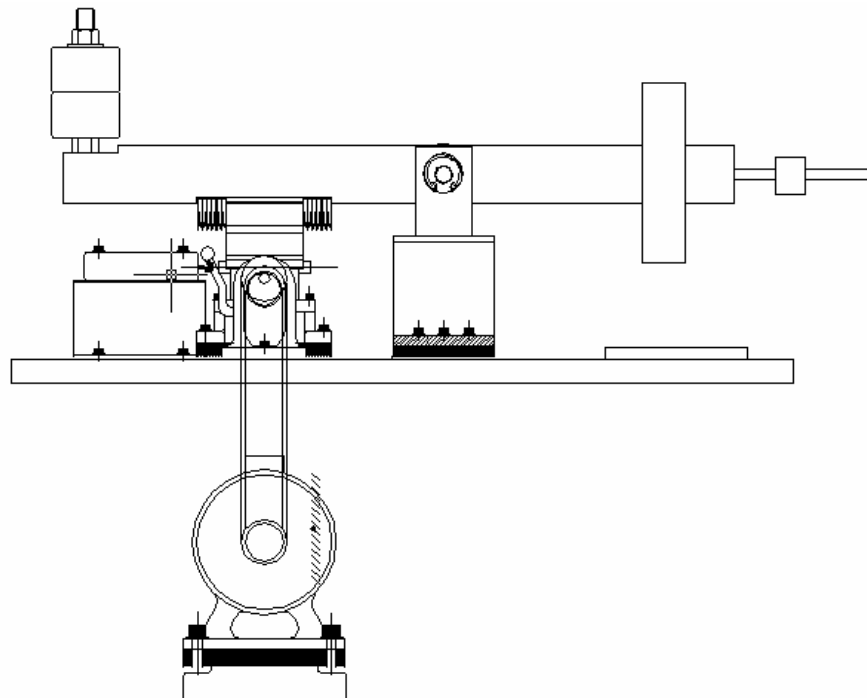


Fig. 4.1 Vista esquemática del equipo tribológico para desgaste adhesivo de configuración “cilindros cruzados”.

## 4.2 Características generales del prototipo.

Los componentes del equipo desarrollado en la SEPI ESIME ZACATENCO, se muestra en la figura 4.2

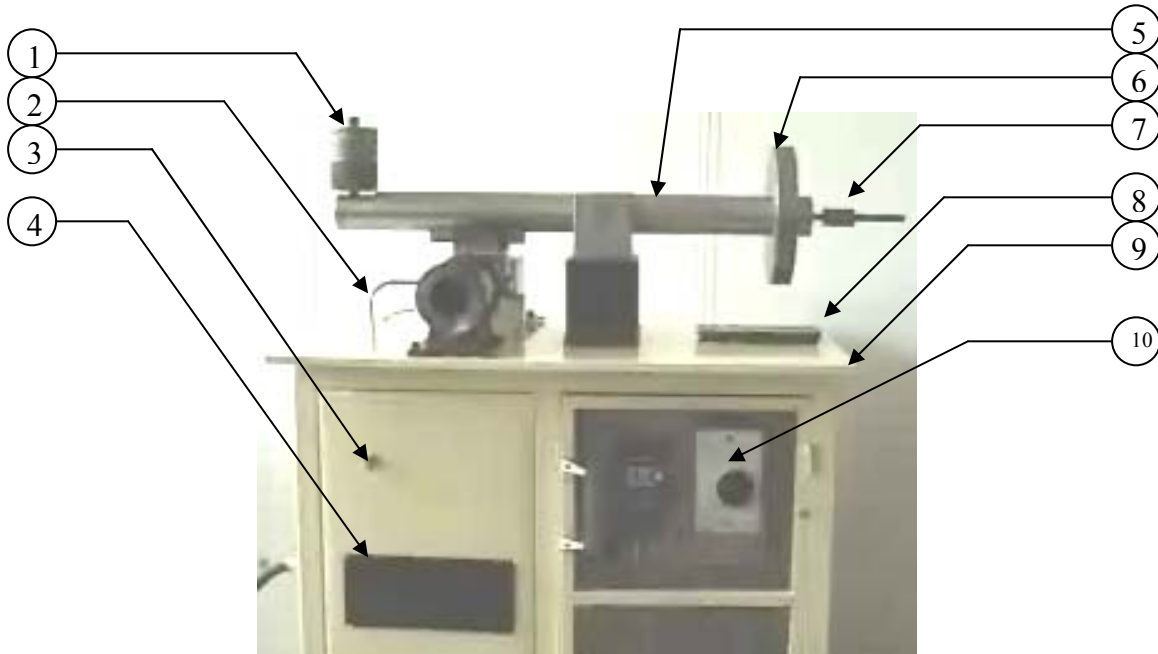


Fig. 4.2 a) Vista frontal del equipo tribológico para desgaste adhesivo de configuración “cilindros cruzados”.

1. Carga de 7.25 kg.
2. Tubería por donde circula aceite lubricante afin de realizar ensayos lubricados.
3. Válvula reguladora, dosifica el paso del aceite lubricante en caso de ensayos lubricados.
4. Rejilla que permite el flujo del aire para ventilación del motor eléctrico.
5. Brazo principal, en el que se aplica la carga, también lleva el contrapeso principal para eliminar el peso muerto y el lugar que aloja a la probeta no giratoria.
6. Contrapeso principal
7. Contrapeso fino.
8. Bloque de neopreno para descanso del contrapeso principal.
9. Base para soporte de la estructura.
10. Tablero de control.



Fig. 4.2 b) Vista en perspectiva del equipo tribológico para desgaste adhesivo de configuración “cilindros cruzados”.

- 11. Banda dentada
- 12. Bloque porta flecha
- 13. Flecha cónica
- 14. Base de bloque que soporta a la flecha cónica.
- 15. Contenedor de aceite.
- 16. Estructura que soporta al brazo principal.
- 17. Contrapunto que soporta a la probeta giratoria.

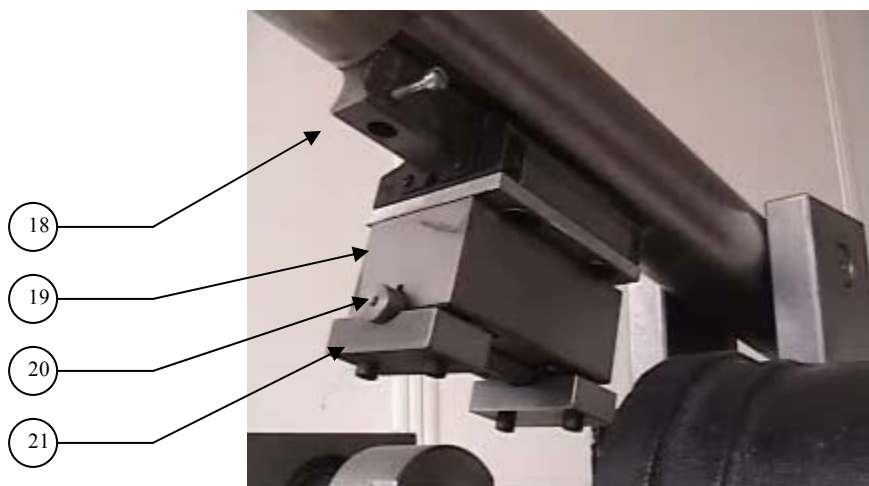


Fig. 4.2 c) Vista en detalle del bloque porta probeta y sus componentes principales.



Fig. 4.2 d) Vista en detalle de los “cilindros cruzados”.

- 18. Riel Thomsom serie EE
- 19. Bloque porta probeta.
- 20. Probeta cilíndrica no giratoria Normalizada.
- 21. Sujetador de probeta no giratoria.
- 22. Tope para evitar daño al sensor de fuerza de fricción.
- 23. Guía Thomsom serie EE
- 24. Probeta cilíndrica giratoria

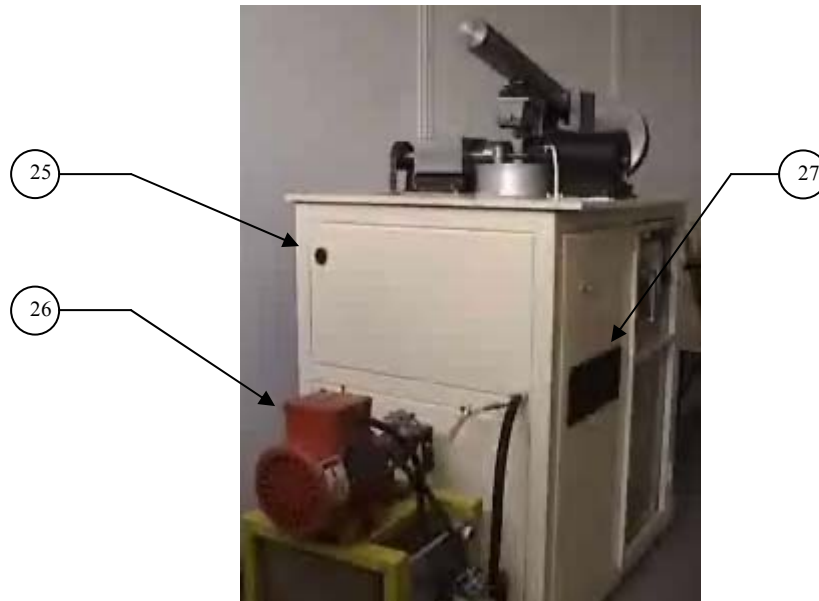


Fig. 4.2 e) Vista en perspectiva del lado izquierdo del equipo tribológico.

- 25. Toma de corriente para el equipo de lubricación a 220 VCA.
- 26. Equipo para lubricación de  $\frac{1}{4}$  de HP., con bomba de lóbulo y engrane.
- 27. Rejilla para ventilación del motor de 1 HP.

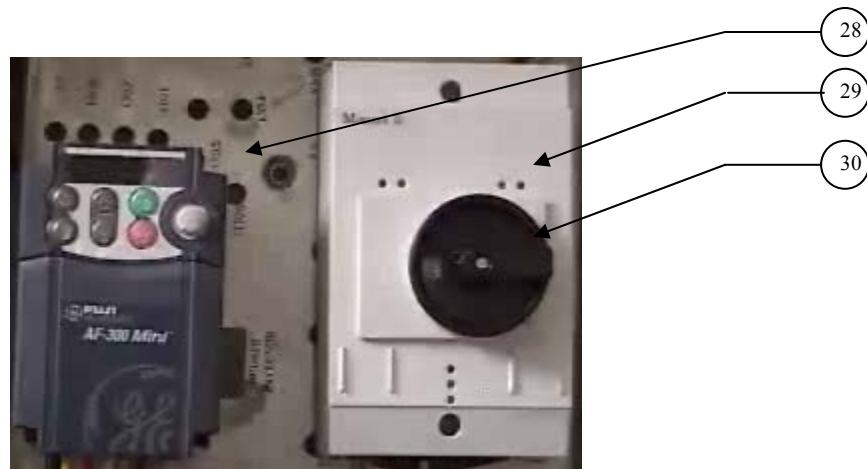


Fig. 4.2 f) Vista en detalle del tablero de control.

- 28. Inverso de frecuencia.
- 29. Arrancador protector de motor.
- 30. Perilla principal ON-OFF.

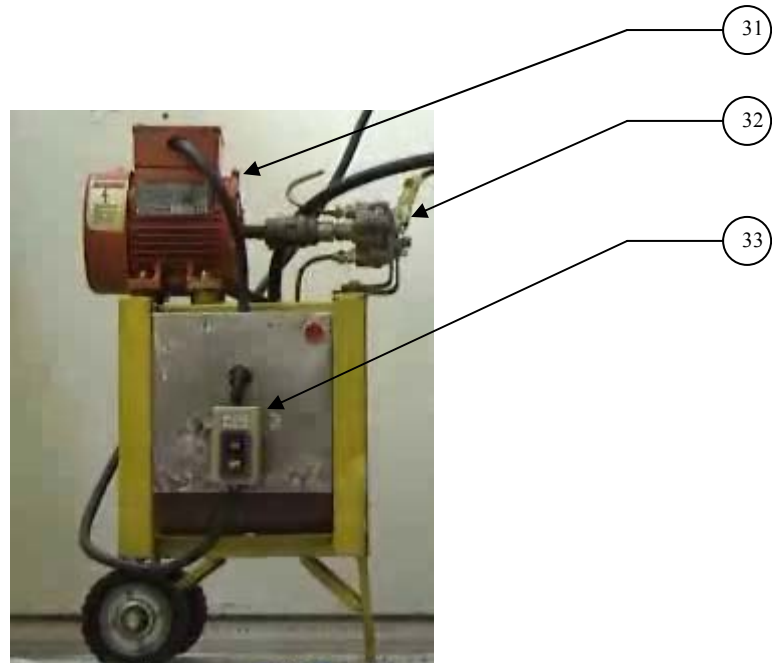


Fig. 4.2 g) Vista del equipo de lubricación.

- 31. Motor de trifásico de  $\frac{1}{4}$  HP a 220 VCA.
- 32 Bomba de lóbulo y engrane.
- 33. Interruptor ON-OFF, del equipo de lubricación.

### 4.3 Manual de operación.

Para comenzar un ensayo, es necesario leer el manual de operación. De la figura 4.2 a la 4.2g se muestra las partes que se deben tener presentes en la operación de la máquina.

Es imprescindible que el operador utilice el equipo de protección recomendado. El equipo trabaja con un voltaje trifásico de 220 VCA. Para obtener el máximo rendimiento se deben seguir las siguientes instrucciones.



1. El operador debe utilizar el equipo o herramienta adecuado para realizar las pruebas.
  - a) Para protección de la vista utilizar anteojos transparentes de uso industrial.
  - b) Para protección del cuerpo utilizar camisa de trabajo o bata.
  - c) Para protección de los pies, usar zapatos de uso industrial de preferencia con casquillo y suela dieléctrica.
  
2. Localizar y familiarizarse con el botón de paro de emergencia. Su identificación, se presenta en la figura 4.2f con el No. 30. Debe ser utilizado cuando exista alguna emergencia que se encuentre relacionada con la integridad física de algún usuario o este en riesgo alguna parte del equipo o de las instalaciones en general.

## 4.4 Calibración de la máquina tribológica de cilindros cruzados, para ensayos de desgaste por deslizamiento.

### 4.4.1. Verificación del tipo de prueba a realizar.

En relación a las propiedades mecánicas de material a estudiar se selecciona un tipo de prueba según lo establecido en la norma referida. Para materiales muy duros se realiza la prueba A. Para materiales de dureza intermedia se efectúa la prueba B, y para materiales con baja dureza se realiza la prueba C.

### 4.4.2. Verificación del estado energizado, desenergizado.

Es importante asegurarse que la máquina no esté conectada a la línea de voltaje antes de realizar la calibración, ya que podría ocasionar grave daño a la persona que la está operando, debido a algún movimiento rotatorio de la máquina.

### 4.4.3. Calibración de la máquina.

Funcionamiento de la máquina. Esta es la parte medular para el adecuado desempeño de la máquina, es aquí donde se realizan los ajustes pertinentes para la correcta operación de la máquina de ensayo. A continuación se enlista una serie de recomendaciones.

#### 4.4.3.1 Herramienta y equipo utilizado.

- a) Nivel de burbuja
- b) Llave tipo Allen de ¼”, de 1/8 y de 5/16”



- c) Guantes de piel
- d) Anteojos industriales transparentes
- e) Zapatos industriales
- f) Bata o camisa de trabajo
- g) Trusquín con calibrador de carátula
- h) Llave española de 2.5"
- i) Desarmador de cabeza plana, fino.

#### 4.4.3.2 Instalación de la probeta (no giratoria).

a) Limpieza de la probeta (no giratoria). Se debe limpiar y secar perfectamente con reactivos tales como acetonas o alcohol etílico. Se debe remover la grasa y residuos presentes en la superficie de la misma. No usar clorinatos, ni agentes limpiadores que formen películas, en las probetas.

b) Pesado de la probeta. Una vez terminada la limpieza se debe pesar la probeta en una balanza analítica con una sensibilidad de 0.0001g, misma que se observa en la figura 4.3 anotar los datos en una tabla de registro.



Fig. 4.3. Balanza Analítica con sensibilidad de 0.0001 gr.

c) Colocar la probeta sobre el bloque portaprobeta indicado en la figura 4.2c con el No.19 auxiliándose de la llave allen de 1/8". Tener cuidado de no contaminar la probeta.



#### 4.4.3.3 Nivelación del brazo principal.

- a) Colocar el nivel de burbuja sobre el brazo principal
- b) Deslizar el contrapeso principal, identificado como el No. 6 en la figura 4.1a, a la derecha o izquierda, para ajustar la horizontalidad del brazo principal. El nivel de burbuja indicará cuando el brazo principal está completamente horizontal. Posteriormente se fija la posición con el prisionero Allen de  $\frac{1}{4}$ ". Realizar si es necesario realizar un ajuste fino de horizontalidad con la regleta identificada con el No. 7 en la figura 4.1a.

#### 4.4.3.4 Instalación de la probeta giratoria.

- a) Limpieza de la probeta ver 4.4.3.3 (a).
- b) Pesado de la probeta ver 4.4.3.3 (b).
- c) Colocar la probeta en la flecha cónica indicada en la figura 4.1 con el número 5 auxiliándose de la llave española de 2.5". Se debe tener cuidado de no ensuciarla.

#### 4.4.3.5 Procedimiento de instalación de la probeta giratoria.

- a) Colocar la probeta limpia sobre la boquilla cónica o mordaza, pieza número 6 de la figura 4.1, acercar el contrapunto, pieza número 13 de la figura 4.2b, hasta tocar la probeta. La probeta debe entrar por lo menos 12 mm, dentro de la mordaza.
- b) Con el trusquín y el indicador de carátula verificar la excentricidad de la probeta giratoria. Para ajustar la excentricidad, auxiliarse de laminas calibradoras.

#### 4.4.3.6 Instalación del sensor de fuerza.

El sensor de fuerza de fricción mostrado en la figura 4.4, es un equipo auxiliar que consta de un hardware y un software, que por medio de un transductor electromecánico convertirá la energía mecánica en señales electrónicas, que a su vez el software convertirá en datos gráficos.



Fig. 4.4 Sensor de fuerza de fricción que consta de un transductor electromecánico.

- Colocar el sensor de fuerza sobre la placa, pieza número 9 de la figura 4.2a
- Colocar el gancho o aditamento que realizará el contacto con la probeta no giratoria.
- Calibrar el desplazamiento máximo permitido para la probeta no giratoria, que estará en contacto con el sensor de fuerza.

La medición de la fuerza de fricción puede realizarse mecánicamente mediante un dinamómetro con escala apropiada. A continuación se muestra un ejemplo de este tipo de instrumento de medición.

Dinamómetro; Marca Ohaus, escala de 10 a 2000 gr, que se muestra en la figura 4.5



Fig. 4.5 Dinamómetro de 0 a 2000 gr.

El coeficiente de fricción se obtiene a partir de la lectura de la fuerza de fricción que registra el dinamómetro en relación a la carga aplicada.



#### 4.4.3.7 Calibración del desplazamiento máximo de la probeta no giratoria.

- a) Con una llave tipo Allen, quitar el tornillo indicado con el número 22 de la figura 4.2d.
- b) Colocar la pieza de Nylamid que servirá de tope y protector, sobre el riel Thomsom, pieza número 23 de la figura 4.2d, fijándolo nuevamente con el tornillo del inciso anterior.
- c) Realizar pruebas manualmente y observar que no se desplace en su eje longitudinal más de lo permitido por el tope de Nylamid.

#### 4.4.3.8 Conexión y encendido del sensor de fuerza de fricción.

- a) Conectar el sensor de fuerza al CPU de la computadora.
- b) Encender la computadora, implica encender el regulador, el CPU y el monitor.
- c) Verificar manualmente que el sensor de fuerza, esté funcionando. Esto quiere decir que existan datos gráficos en la pantalla del monitor.
- d) Comenzar con una pagina en blanco en el monitor.

#### 4.4.3.9 Colocación de la carga de 71.2 N.

- a) En la posición indicada con el número 1 de la figura 4.2a, colocar la carga con cuidado, en necesario acentuar que no se debe dejar caer, sobre su sujetador ya que esto dañaría directamente la superficie de la probeta a ensayar.

## 4.5 Operación de la máquina tribológica de cilindros cruzados.

4.5.1 Verificar que el interruptor de cuchillas principal del laboratorio esté en la posición OFF.

4.5.2 Conectar la clavija trifásica especial, en el enchufe de la máquina, parte No. 27 que se muestra en la figura 4.6.

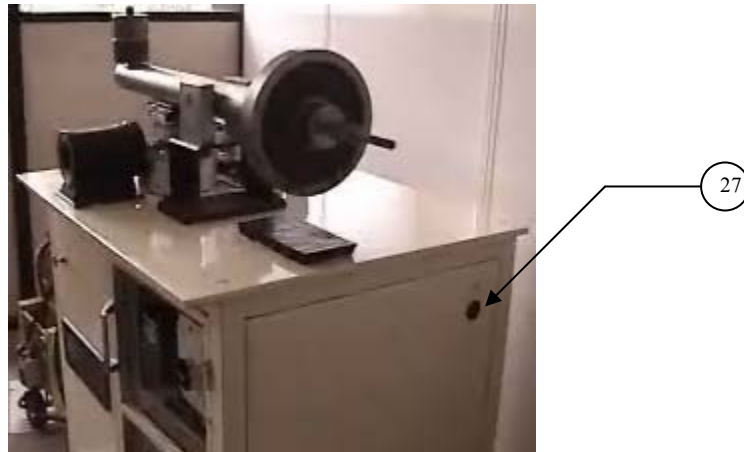


Fig. 4.6 Vista en perspectiva de lado derecho del equipo tribológico, se muestra el contacto que sirve de entrada de energía eléctrica a 220 VCA para alimentación.

4.5.3 Conectar la clavija trifásica estándar a la toma de corriente trifásica de 220 VCA del laboratorio de pruebas.

4.5.4 Tablero de control.

a) El No. 29 de la figura 4.2f, muestra un guarda motor. Este consta de un interruptor selector de perilla ON-OFF. Asegurarse que el selector esté en la posición OFF.

b) El No. 28 de la figura 4.2f muestra el inversor de frecuencia, dispositivo que sirve para regular la velocidad de giro del motor. Verificar que la perilla de variación de velocidad se encuentre en la posición de cero.

#### 4.5.5 Energizar el sistema.

- a) Cerrar el interruptor general de voltaje tipo cuchillas.
- b) Colocar en la posición de ON el selector de perilla del guarda motor.
- c) Para realizar la prueba tipo A, con una velocidad de 400 rpm durante 80000 ciclos, posicionar el inversor de frecuencia a 69 Hz, durante un tiempo de 3.20 Hrs.
- d) Para realizar la prueba B con una velocidad de 400 rpm durante 40000 ciclos, posicionar el inversor de frecuencia a 69 Hz durante un tiempo de 1.4 Hrs.
- e) Para realizar la prueba C con una velocidad de 100rpm durante 10000 ciclos, posicionar el inversor de frecuencia a 17 Hz durante un tiempo de 1.4 Hrs.

4.5.6 Una vez seleccionada la frecuencia de trabajo, oprimir la tecla de RUN del inversor de frecuencia. Es el instante que sirve como referencia para tomar el tiempo del ensayo.

4.5.7 Concluido el tiempo de la prueba seleccionada, accionar la tecla STOP del inversor de frecuencia.

La figura 4.7 muestra las teclas RUN y STOP del inversor de frecuencia.



Fig. 4.7 Vista de teclas del inversor de frecuencia.

## 4.6 Registro y organización de datos durante la operación.

- 4.6.1 Registrar el comportamiento de la máquina durante el ensayo.
- 4.6.2 Registrar del comportamiento de las probetas durante el ensayo.
- 4.6.3 Registrar datos de fuerza de fricción entregados por el medidor.



## 4.7 Procedimiento de extracción de probetas.

4.7.1 Terminado el ensayo oprimir el botón STOP del inversor de frecuencia, colocar el interruptor selector del guarda motor en la posición OFF. Interrumpir el paso de energía, bajando la palanca del interruptor trifásico principal del laboratorio de pruebas.

4.7.2 Extraer manualmente las probetas.

4.7.3 Limpiar las probetas, utilizar el procedimiento del punto 4.1.3.5 a).

4.7.4 Registrar el peso perdido en las probetas, utilizar el procedimiento del punto 4.1.3.5 b).

## 4.8 Reporte de datos del ensayo.

El reporte consta de los siguientes datos.

4.8.1 Norma y tipo de ensayo realizado.

4.8.2 Material del que están fabricadas las probetas.

4.8.3 Carga aplicada

4.8.4 Resultados de la prueba.

a) Número de prueba.

b) Peso perdido de la probeta.

c) Promedio de peso perdido del número de pruebas.

d) Rango de lecturas de peso.

e) Valor de la densidad del material utilizado en el ensayo.

## 4.9 Pruebas preliminares.

### 4.9.1 Desarrollo experimental del aluminio 6061 T-6 contra el acero AISI 1045.

El ensayo se realizó con los siguientes parámetros:

Material	Aluminio 6061 T-6
Velocidad	400 r.p.m
Carga aplicada:	71.2 N
Número de ciclos:	40,000
Condición:	seco / lubricado
Lubricante:	aceite SAE 40
Densidad del aluminio	$2.7 \times 10^3 \text{ Kg /m}^3$

La figura 4.8 a) muestra una vista general del equipo utilizado para el ensayo de desgaste adhesivo. La figura 4.8 b) muestra la probeta en el caso del ensayo lubricado.



a)

Fig. 4.8 a) Máquina de ensayo con el equipo de lubricación.



b)

Fig. 4.8 b) Probetas en condición lubricada.

La figura 4.9 a) muestra la fuerza de fricción dinámica que existe entre el aluminio y el acero AISI 1045 en condición seca. La figura 4.9 b) muestra la fuerza de fricción dinámica entre la aluminio y el acero AISI 1045 en condición lubricada.



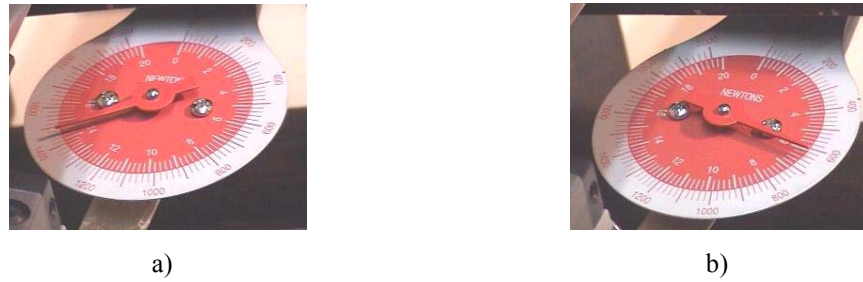


Fig.4.9 Dinamómetro mostrando la fuerza de fricción del aluminio contra el acero en condiciones secas y lubricadas respectivamente.

Para la verificación de los valores del coeficiente de fricción  $\mu_d$ , se empleó una carga de 39.2 N, debido al rango de trabajo de la celda de carga mencionada. La fuerza de fricción, registrada para el caso del aluminio contra el acero AISI 1045 en condición seca, está representada gráficamente en la figura 4.10. Para la condición lubricada, se muestra el gráfico respectivo en la figura 4.11.

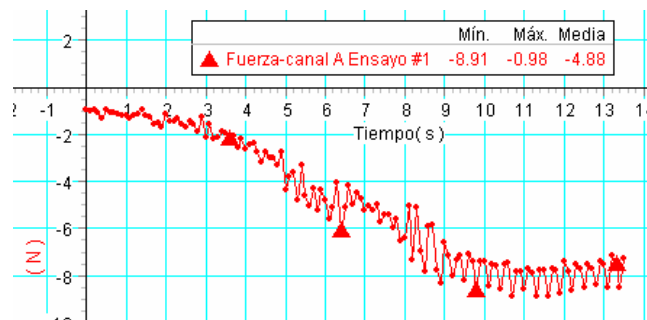


Figura 4.10 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del aluminio contra acero AISI 1045 en un tribosistema seco

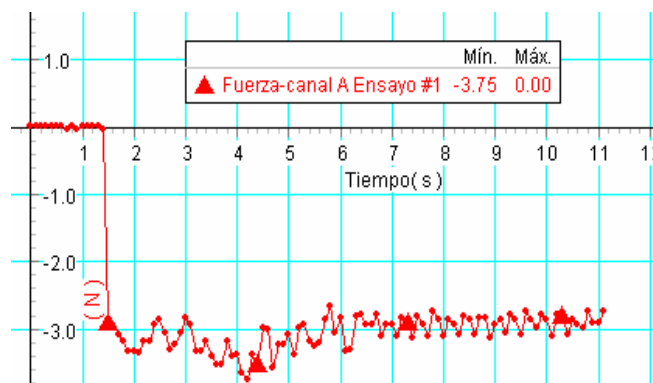


Figura 4.11 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del aluminio contra acero AISI 1045 en un tribosistema lubricado.

El desgaste generado se determina por la pérdida de masa en gramos de la probeta de aluminio, pesándola antes y después de cada ensayo. Mientras que el coeficiente de fricción dinámico se obtiene a partir de la relación; fuerza de fricción entre la carga aplicada.

En la figura 4.12 a) se muestra el daño superficial ocasionado por el desgaste del aluminio en condiciones secas. En tanto que la figura 4.12 b) Exhibe la huella de desgaste del aluminio en condición lubricada.

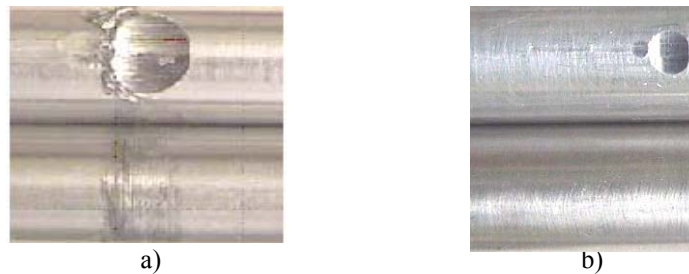


Fig.4.12 a) Probeta de aluminio en la parte superior, desgastada en condiciones secas, en la parte inferior acero AISI 1045. La figura 4.12 b) Exhibe el desgaste en la probeta de aluminio, ubicado en la parte superior en un sistema lubricado contra el acero AISI 1045 que se encuentra en la parte inferior.

La figura 4.13, muestra la micrografía del desgaste por deslizamiento en el aluminio contra el acero AISI 1045 en condición seca, en la configuración de cilindros cruzados, tomados en el MEB-5900-LV, marca JEOL, con una ampliación x 100. Es importante observar el corrimiento del material en la interfase, entre el límite de la huella de desgaste y la zona no desgastada, característica del desgaste por deslizamiento.

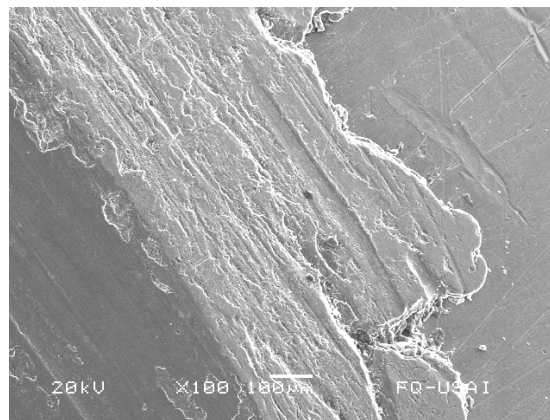


Fig. 13. Micrografía del aluminio contra el acero AISI 1045 en condición seca, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.

En la tabla 4.1, se exponen los valores experimentales que se obtuvieron en el ensayo, del aluminio contra el acero AISI 1045 durante el desgaste por deslizamiento.

Tabla 4.1 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del aluminio contra acero AISI 1045, en condición seca.

Prueba No.	Tiempo de prueba minutos.	Desplazamiento de acero AISI 1045 metros	Pérdida de masa de la probeta de acero AISI 1045 gramos.	Perdida de masa acumulada del aluminio. gramos	Pérdida total de volumen del aluminio mm <sup>3</sup>	Coefficiente de fricción. $\mu_d$
	0	0	0	0	-	-
1	15	239.34	-	0.0076	-	-
2	30	478.68	-	0.0103	-	-
3	45	718.02	-	0.015	-	-
4	60	957.36	-	0.0208	-	-
5	75	1196.7	-	0.0257	-	-
6	90	1436.0	-	0.0307	-	-
7	100	1595.6	0.0269	0.0346	12.78	0.25 [18].

La tabla 4.2, expone los valores experimentales que se obtuvieron del desgaste del aluminio contra el acero AISI 1045, en condición lubricada.

Tabla 2. Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del aluminio contra acero AISI 1045, en condición lubricada.

Prueba No.	Tiempo de prueba minutos.	Desplazamiento de acero AISI 1045 metros	Pérdida de peso de la probeta de acero AISI 1045 gramos.	Perdida de masa acumulada del aluminio. gramos	Pérdida total de volumen del aluminio. mm <sup>3</sup>	Coefficiente de fricción. $\mu_d$
	0	0	0	0	-	-
1	15	239.34	-	0.0014	-	-
2	30	478.68	-	0.0030	-	-
3	45	718.02	-	0.0036	-	-
4	60	957.36	-	0.0045	-	-
5	75	1196.7	-	0.0054	-	-
6	90	1436.0	-	0.0060	-	-
7	100	1595.6	.0012	0.0065	2.40	0.04-0.06

La figura 4.14, revela la micrografía del desgaste por deslizamiento en el aluminio contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en la configuración de cilindros cruzados, tomado en el MEB-5900-LV, marca JEOL, con una ampliación x 100. Es importante notar el corrimiento del material en la interfase, entre el límite de la huella de desgaste y la zona no desgastada, esta es una característica del desgaste por deslizamiento.

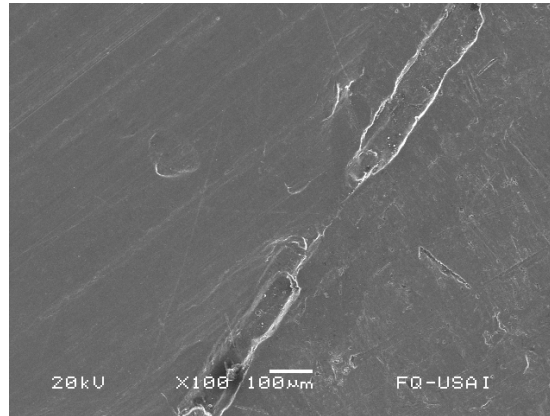


Fig. 14. Micrografía del aluminio contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.

El gráfico de la figura 4.15, muestra la pérdida de masa acumulada en gramos de la probeta de aluminio en condición seca y lubricada.

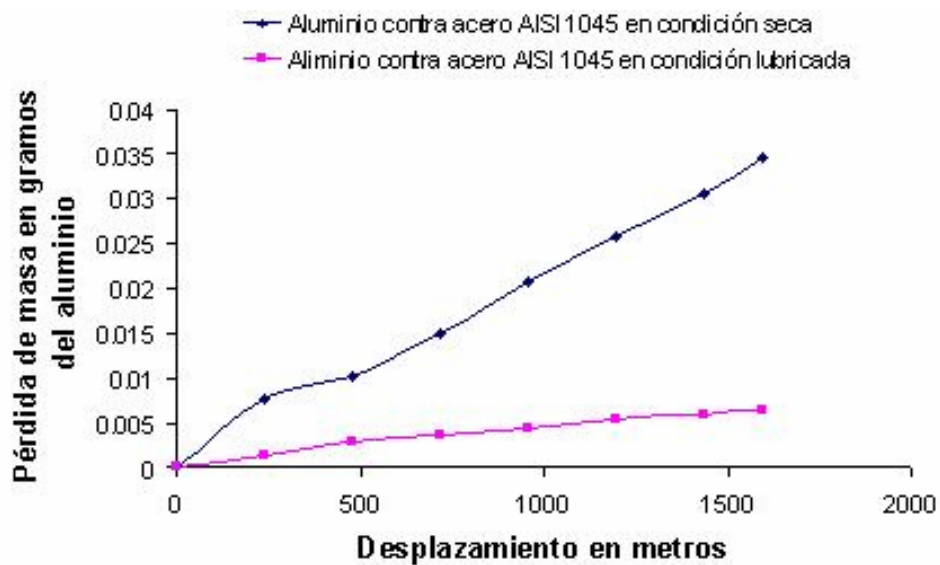


Fig. 4.15 Pérdida de masa acumulada del aluminio contra acero AISI 1045 en condición seca y lubricada.

## 4.9.2 Desarrollo experimental del cobre electrolítico al 95.5 % contra el acero AISI 1045.

El ensayo se realizarán con los siguientes parámetros:

Probeta: Cobre electrolítico al 95.5 % de pureza

Velocidad 400 r.p.m

Carga aplicada: 71.2 N

Número de ciclos: 40,000

Condición: seco / lubricado

Lubricante: aceite SAE 40

La fuerza de fricción, registrada por la celda de carga, para el caso del cobre electrolítico contra el acero AISI 1045 en condición seca, esta representada gráficamente en la figura 4.16; mientras que para la condición lubricada se muestra su gráfico respectivo en la figura 4.17.

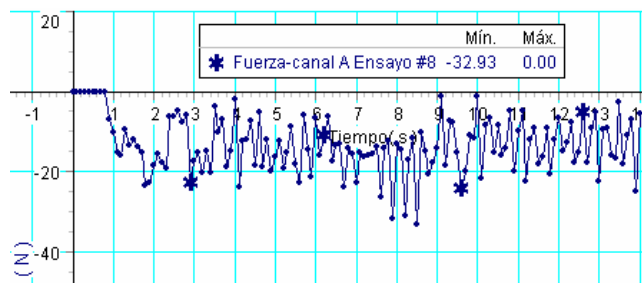


Figura 4.16 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del cobre contra acero AISI 1045 en un tribosistema seco.

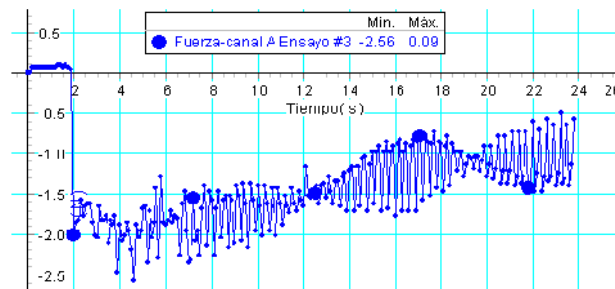


Figura 4.17 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del cobre contra acero AISI 1045 en un tribosistema lubricado.

La figura 4.18 a) muestra el daño superficial ocasionado en la probeta debido al desgaste por deslizamiento en condición seca, así mismo la figura 4.18 b) exhibe el daño del cobre en condición lubricada.



Fig.4.18 Probeta de cobre en la parte superior y probeta de acero AISI 1045 en la parte inferior, a) Desgaste en condición seca, b) Desgaste en condición lubricada.

La figura 4.19, muestra la micrografía del desgaste por deslizamiento en el cobre contra el acero AISI 1045 en condición seca, en la configuración de cilindros cruzados, tomados en el MEB-5900-LV, marca JEOL, con una ampliación x 100. Es importante observar el corrimiento del material en la interfase, entre el límite de la huella de desgaste y la zona no desgastada, esta es una característica del desgaste por deslizamiento.

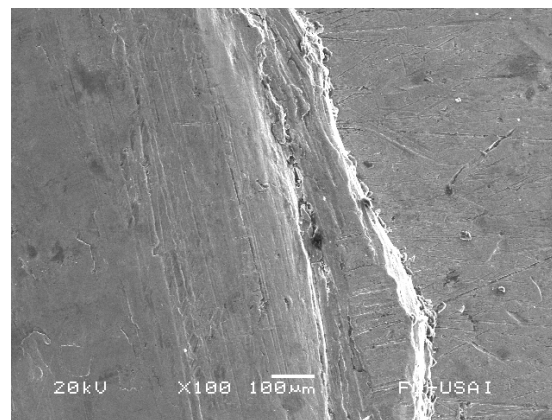


Fig. 19. Micrografía del cobre electrolítico contra el acero AISI 1045 en condición seca, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.

En la tabla 4.3, se exponen los valores experimentales que se obtuvieron en el ensayo de desgaste del cobre electrolítico contra el acero AISI 1045 en condición seca.

Tabla 4.3 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del cobre electrolítico contra acero AISI 1045, en condición seca.

Prueba No.	Tiempo de prueba minutos.	Desplazamiento de acero AISI 1045 metros	Pérdida de peso del acero AISI 1045 gramos.	Perdida de masa acumulada del cobre. gramos	Pérdida total de volumen del cobre. mm <sup>3</sup>	Coefficiente de fricción. $\mu_d$
	0	0	0	0	-	-
1	15	239.34	-	0.023	-	-
2	30	478.68	-	0.0338	-	-
3	45	718.02	-	0.0416	-	-
4	60	957.36	-	0.0452	-	-
5	75	1196.7	-	0.0513	-	-
6	90	1436.0	-	0.0581	-	-
7	100	1595.6	0.0079	0.0618	6.90	0.81 [18].

En la tabla 4.4, se muestran los valores experimentales que se obtuvieron en el ensayo de desgaste del cobre electrolítico contra el acero AISI 1045 en condición lubricada.

Tabla 4.4 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del cobre electrolítico contra acero AISI 1045, en condición lubricada.

Prueba No.	Tiempo de prueba minutos.	Desplazamiento de acero AISI 1045 metros	Pérdida de peso de la probeta de acero AISI 1045 gramos.	Perdida de masa acumulada del cobre gramos	Pérdida total de volumen del cobre. mm <sup>3</sup>	Coefficiente de fricción. $\mu_d$
	0	0	0	0	-	-
1	15	239.34	-	0,0029	-	-
2	30	478.68	-	0,0042	-	-
3	45	718.02	-	0,0057	-	-
4	60	957.36	-	0,0084	-	-
5	75	1196.7	-	0.0101	-	-
6	90	1436.0	-	0.0128	-	-
7	100	1595.6	0.0009	0.0136	1.52	0.04

La figura 4.20, revela la micrografía del desgaste por deslizamiento en el aluminio contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en la configuración de cilindros cruzados, tomado en el MEB-5900-LV, marca JEOL, con una ampliación x 100. Es importante notar el corrimiento del material en la interfase, entre el límite de la huella de desgaste y la zona no desgastada, esta es una característica del desgaste por deslizamiento.

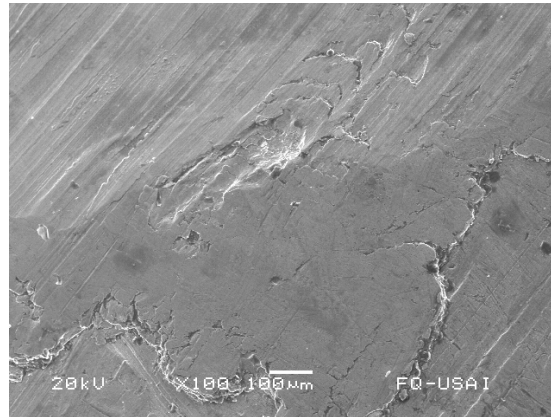


Fig. 20. Micrografía del cobre electrolítico contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.

El gráfico de la figura 4.21, muestra la pérdida de masa acumulada en gramos en el cobre en condición seca y lubricada.

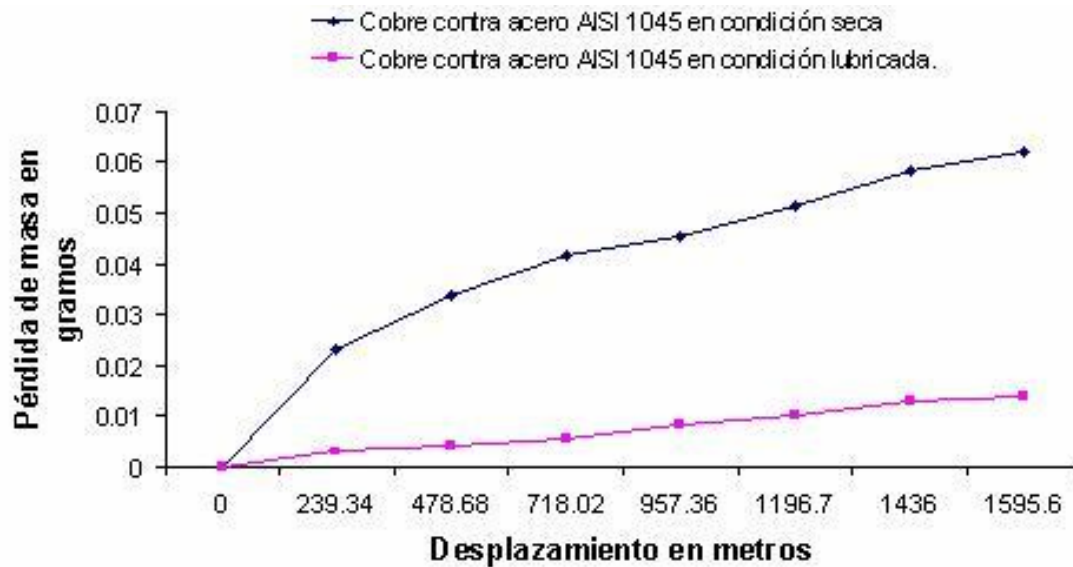


Fig. 4.21 Pérdida de masa acumulativa del cobre contra acero AISI 1045 en condición seca y lubricada.



## 4.9.2 Desarrollo experimental del bronce estándar contra el acero AISI 1045.

El ensayo se realizará con los siguientes parámetros:

Probeta:	bronce estándar
Velocidad	400 r.p.m
Carga aplicada:	71.2 N
Número de ciclos:	40,000
Condición:	seco / lubricado
Lubricante:	aceite SAE 40

La fuerza de fricción, registrada por la celda de carga, para el bronce, contra el acero AISI 1045 en condición seca, esta representada gráficamente en la figura 4.22 y para la condición lubricada se presenta el gráfico de la figura 4.23.

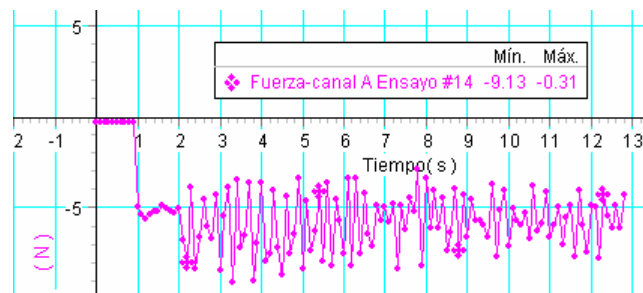


Figura 4.22 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del bronce contra acero AISI 1045 en un tribosistema seco.

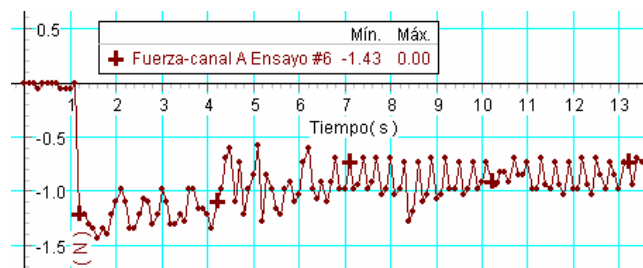


Figura 4.23 Fuerza de fricción en Newton contra tiempo del bronce contra acero AISI 1045 en un tribosistema lubricado.

La figura 4.24 a) muestra el daño superficial ocasionado en la probeta debido al desgaste por deslizamiento en condición seca, así mismo la figura 4.20 b) exhibe el daño del bronce en condición lubricada.



Fig.4.24 Probeta de bronce en la parte superior y probeta de acero AISI 1045 en la parte inferior, a) Desgaste en condición seca, b) Desgaste en condición lubricada.

La figura 4.25, muestra la micrografía del desgaste por deslizamiento en el bronce contra el acero AISI 1045 en condición seca, en la configuración de cilindros cruzados, tomados en el MEB-5900-LV, marca JEOL, con una ampliación x 100. Es importante observar el corrimiento del material en la interfase, entre el límite de la huella de desgaste y la zona no desgastada, esta es una característica del desgaste por deslizamiento.

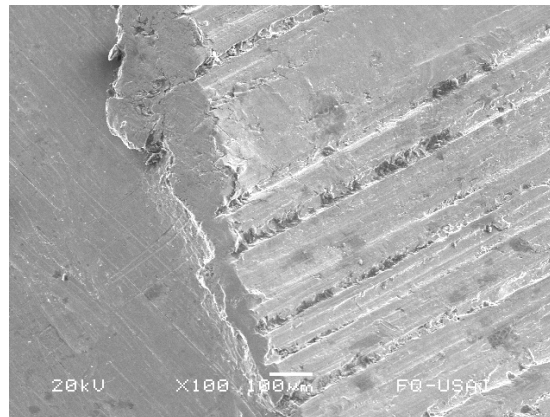


Fig. 25. Micrografía del bronce contra el acero AISI 1045 en condición seca, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.

En la tabla 4.5, se exponen los valores experimentales que se obtuvieron en el ensayo de desgaste del bronce contra el acero AISI 1045 en condición seca.

Tabla 4.5 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del bronce contra acero AISI 1045, en condición seca.

Prueba No.	Tiempo de prueba minutos.	Desplazamiento de acero AISI 1045 metros	Pérdida de peso del acero AISI 1045 gramos.	Perdida de masa acumulada del bronce. gramos	Pérdida total de volumen del bronce. mm <sup>3</sup>	Coefficiente de fricción. $\mu_d$
	0	0	0	0	-	-
1	15	239.34	-	0.024	-	-
2	30	478.68	-	0.0697	-	-
3	45	718.02	-	0.1197	-	-
4	60	957.36	-	0.1861	-	-
5	75	1196.7	-	0.241	-	-
6	90	1436.0	-	0.2919	-	-
7	100	1595.6	0.0070	0.3303	38.11	0.23[18]

En la tabla 4.6, se muestran los valores experimentales que se obtuvieron en el ensayo de desgaste del bronce contra el acero AISI 1045 en condición lubricada.

Tabla 4.6 Valores experimentales obtenidos en el desgaste por deslizamiento del bronce contra acero AISI 1045, en condición lubricada.

Prueba No.	Tiempo de prueba minutos.	Desplazamiento de acero AISI 1045 metros	Pérdida de peso de la probeta de acero AISI 1045 gramos.	Perdida de masa acumulada del bronce gramos	Pérdida total de volumen del bronce mm <sup>3</sup>	Coefficiente de fricción. $\mu_d$
	0	0	0	0	-	-
1	15	239.34	-	0.0008	-	-
2	30	478.68	-	0.0015	-	-
3	45	718.02	-	0.0023	-	-
4	60	957.36	-	0.003	-	-
5	75	1196.7	-	0.0038	-	-
6	90	1436.0	-	0.0042	-	-
7	100	1595.6	0.0006	0.0045	0.52	0.036

La figura 4.26, revela la micrografía del desgaste por deslizamiento en el bronce contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en la configuración de cilindros cruzados, tomado en el MEB-5900-LV, marca JEOL, con una ampliación x 100. Es importante notar el corrimiento del material en la interfase, entre el límite de la huella de desgaste y la zona no desgastada, esta es una característica del desgaste por deslizamiento.

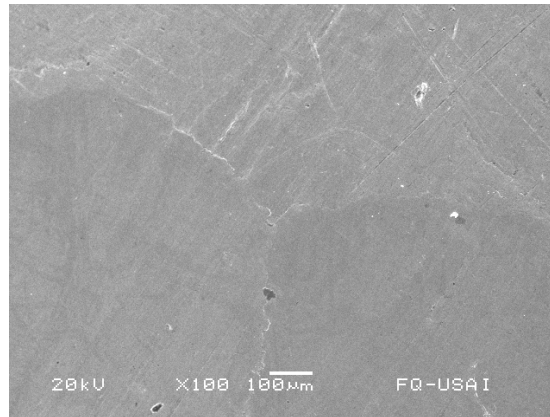


Fig. 26. Micrografía del bronce contra el acero AISI 1045 en condición lubricada, en configuración cilindros cruzados, tomados en M.E.B-5900 L.V. Marca JEOL, ampliación x 100.

El gráfico de la figura 4.27, muestra la pérdida de masa acumulada en gramos en el bronce en condición seca y lubricada.

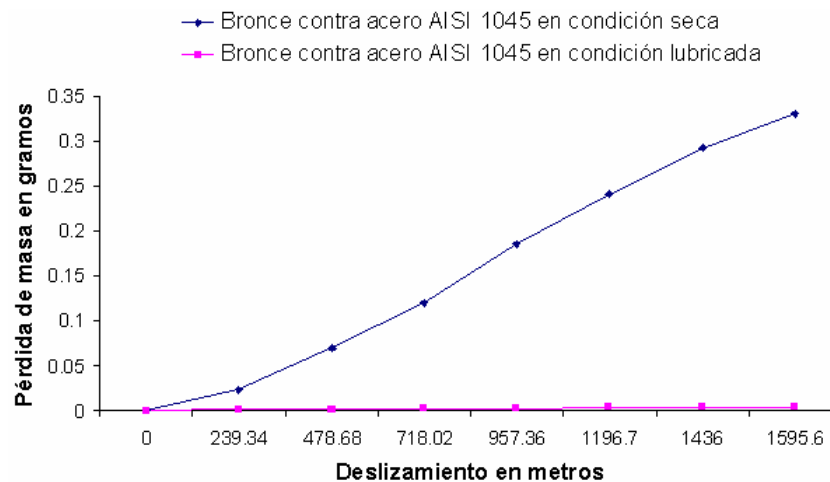


Fig. 4.27 Pérdida de masa acumulativa del bronce contra acero AISI 1045 en condición seca y lubricada.

### 4.9.3 Tasa de desgaste del aluminio, cobre y bronce.

La tasa de desgaste  $Q$  se obtiene con la siguiente ecuación:

$$Q = \text{Volumen perdido en mm}^3 / \text{Distancia deslizada en metros.} \quad (4.1)$$

La tabla 4.7, muestra los resultados experimentales de la tasa de desgaste en el aluminio en condición seca y lubricada.

Tabla 4.7 Tasa de desgaste del aluminio en condición seca y lubricada.

Material	Condición	Pérdida de volumen en mm <sup>3</sup>	Distancia deslizada en metros.	Tasa de desgaste Q mm <sup>3</sup> / m
Aluminio	seca	12.88	1595.6	0.0080
Aluminio	lubricada	2.41	1595.6	0.0016

La figura 4.28, presenta el gráfico de, un comparativo estadístico de la tasa Q de desgaste del aluminio, del cobre y del bronce en condición seca.

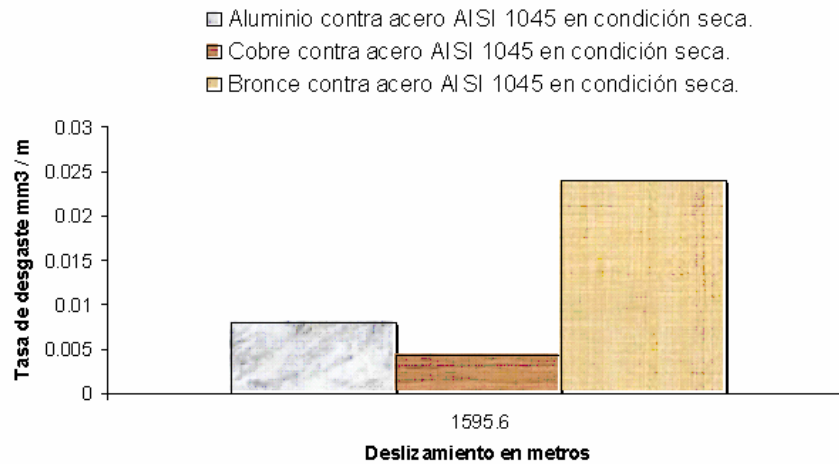


Fig. 4.28 Comparativo de tasa de desgaste de aluminio y cobre en condición seca.

La tabla 4.8, muestra los resultados experimentales de la tasa de desgaste del cobre electrolítico en condición seca y lubricada.

Tabla 4.8 Tasa de desgaste del cobre en condición seca y lubricada.

Material	Condición	Pérdida de volumen en mm <sup>3</sup>	Distancia deslizada en metros.	Tasa de desgaste Q mm <sup>3</sup> / m
Cobre	seca	6.96	1595.6	0.0043
Cobre	lubricada	1.536	1595.6	0.0010

La tabla 4.9, muestra los resultados experimentales de la tasa de desgaste del bronce estándar en condición seca y lubricada.

Tabla 4.9 Tasa de desgaste del bronce en condición seca y lubricada.

Material	Condición	Pérdida de volumen en $\text{mm}^3$	Distancia deslizada en metros.	Tasa de desgaste Q $\text{mm}^3 / \text{m}$
Bronce	seca	38.11	1595.6	0.0238
Bronce	lubricada	0.560	1595.6	0.0003

La figura 4.29, muestra el comparativo estadístico de la tasa de desgaste Q del aluminio, cobre y del bronce, en condición lubricada.



Fig. 4.29 Comparativo de tasa de desgaste de aluminio, cobre y bronce en condición lubricada.

#### 4.9.4 Análisis de los resultados experimentales.

- Los resultados experimentales demuestran que la pérdida de masa del aluminio en condición seca es mayor que la obtenida en el sistema lubricado, en una relación mayor al 42 %. Esto, se debe en gran parte, a que la película del aceite lubricante, forma una capa protectora que soporta la carga aplicada, lo que impide en cierta manera que muchos puntos de contacto interactúen directamente las crestas de las asperezas correspondientes. Asimismo, el daño superficial ocasionado no muestra características de severidad, dado que este material tiene una microestructura cerrada es decir presenta un límite de grano muy compacto, proporcionándole una mejor resistencia al desgaste por deslizamiento.
- Por lo que se refiere al cobre, se puede concluir que experimenta un flujo plástico, que se manifiesta como un desplazamiento de material a los lados de la huella de desgaste. En ella, como se observa en la figura 4.30, se encuentra mucho material adherido en sus bordes, debido al proceso de deformación plástica que experimentó el cobre, como consecuencia de su propiedad de maleabilidad.



Fig. 4.30 Se manifiesta un desplazamiento de cobre a los lados de la huella de desgaste.

- En cuanto al bronce, presentó mayor desgaste, en condición seca, debido a su menor dureza, comparado contra, el aluminio y el cobre [29], esto se debe a los elementos que lo conforman químicamente como son; cobre al 86% , Estaño al 4.5 %, Plomo al 6%, Zinc en un 6%, etc. Sin embargo en el ensayo, en condición lubricada, presentó el menor desgaste, de los tres materiales, con una relación de 42 %, de mejora sobre el aluminio y 22 %, de mejora sobre el cobre.

El gráfico de la figura 4.31 presenta el porcentaje del volumen perdido de cada uno de los materiales que se ensayaron contra el acero AISI 1045, en condición seca y lubricada, tomando como 100 % la suma de los volúmenes parciales.

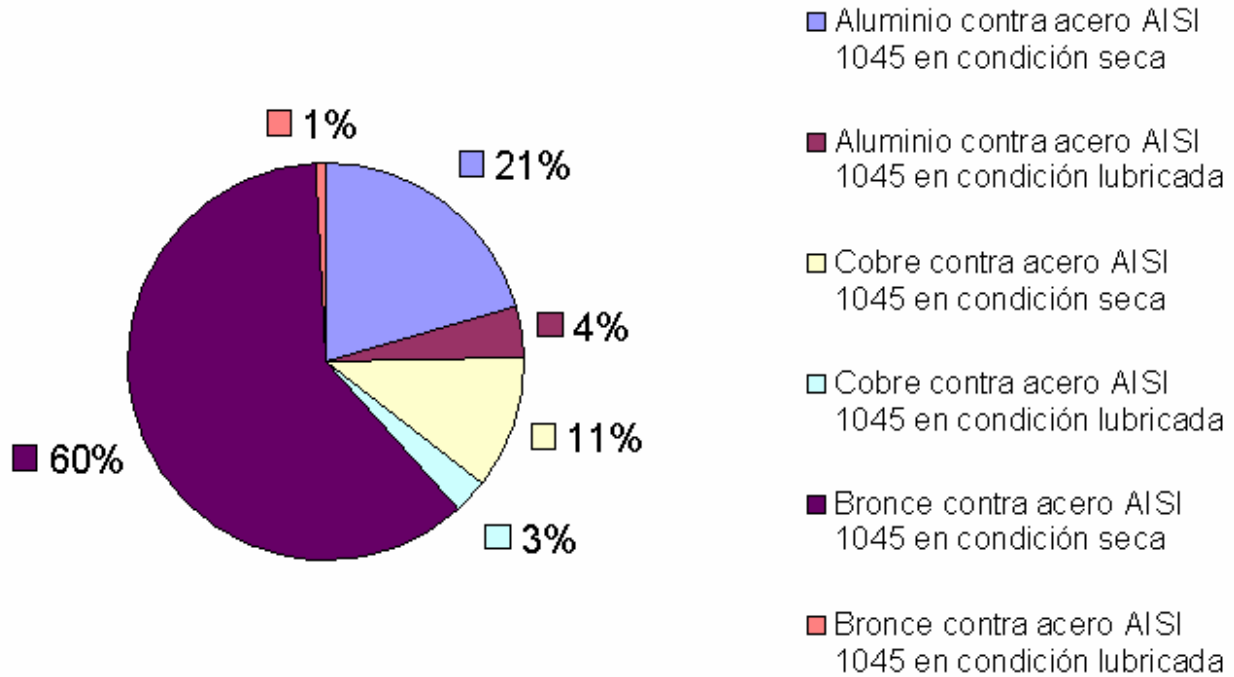


Fig. 4.31 Porcentaje del volumen perdido de cada uno de los materiales que se ensayaron contra el acero AISI 1045

La figura 4.32 a) muestra un comparativo visual de las huellas de desgaste en condición seca del aluminio, cobre y bronce, mientras que la figura 4.32 b) muestra el desgaste de los mismos materiales pero en condiciones lubricadas, todas con las mismas condiciones de carga.

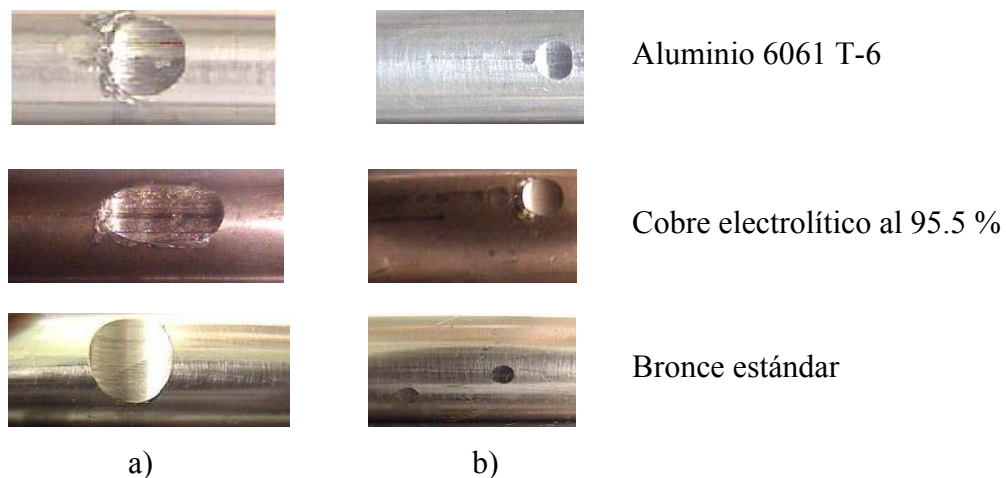


Fig. 4.27 Desgaste de probetas con carga de 71.2 N y 1595.6 metros deslizados, a) en condición seca, b) en condición lubricada.





## Conclusiones

- Se cumplió satisfactoriamente con las metas de diseño y construcción de la máquina tribológica de cilindros cruzados.
- Se validó experimentalmente el tribómetro construido, al generar datos muy próximos a los reportados por la literatura técnica consultada.
- Los valores determinados, en los ensayos respectivos, del coeficiente de fricción, volumen perdido y tasas de desgaste son datos valiosos para el diseño y construcción de elementos mecánicos.
- El precio de adquisición una máquina de cilindros cruzados construida por alguna empresa internacional es de aproximadamente \$ 40 000.00 DLS. USA, comparado con el costo del prototipo construido que resultó ser de \$40,000 Pesos Mexicanos, lo que permite un ahorro considerable.
- El paquete tecnológico se desarrollo totalmente por el grupo de tribología de la SEPI ESIME IPN. Es necesario hacer mención que no se utilizaron técnicas de ingeniería en reversa ni trasferencia de tecnología, solo se contó con la norma ASTM G-83 y con la experiencia adquirida de otros equipos construidos.



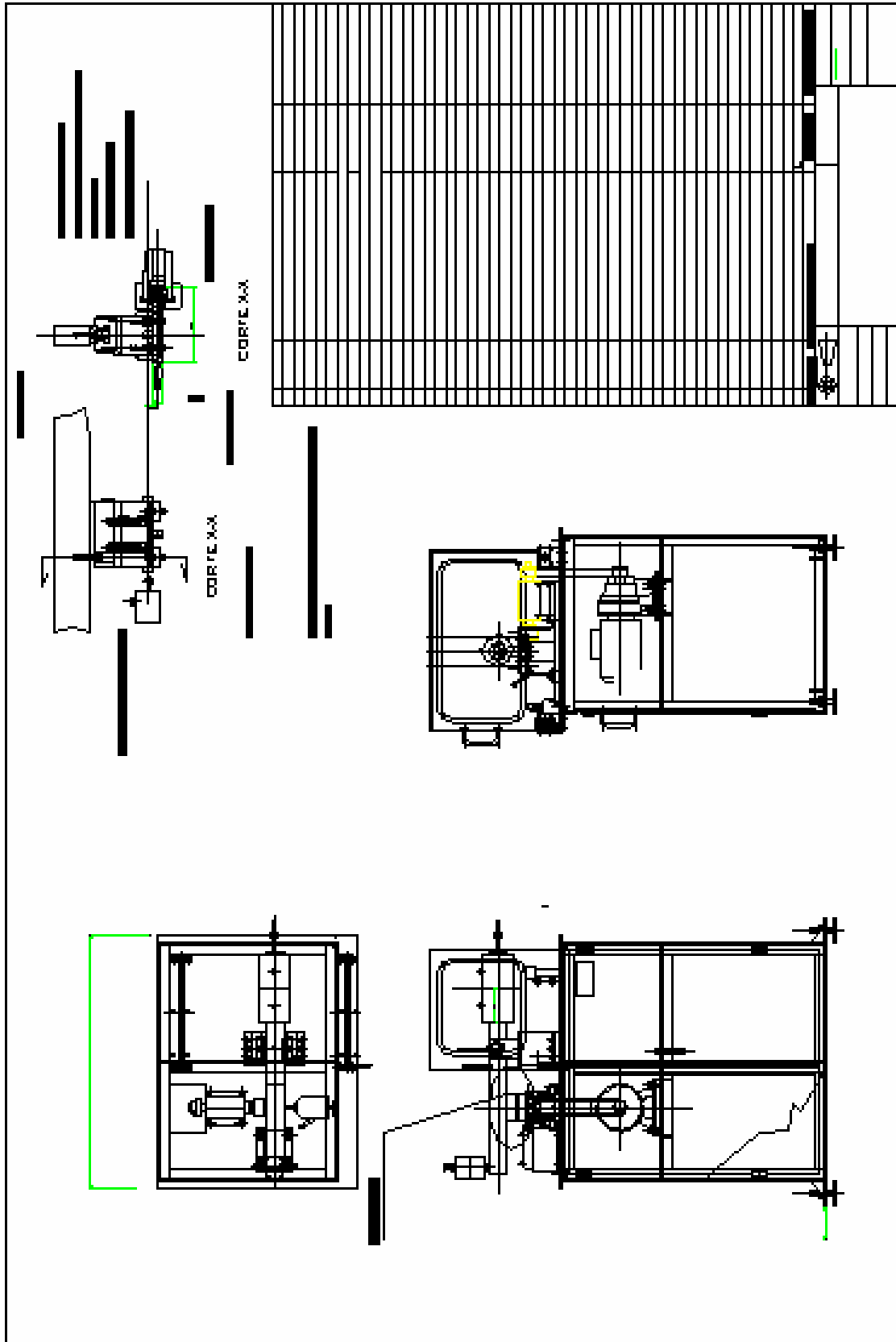
## Trabajos futuros

- El tribómetro de configuración cilindros cruzados se desarrollo satisfactoriamente, de acuerdo a los objetivos propuestos sin embargo este, es susceptible a sufrir mejoras para aumentar su eficiencia.
- Realizar pruebas en materiales con recubrimientos especiales, para conocer su tasa de desgaste así como su coeficiente de fricción.
- Realizar estudios de tasa de desgaste así como de coeficientes de fricción con diferentes tipos de lubricantes en los diferentes tipos de materiales y recubrimientos.
- Difundir y clarificar los conocimientos de la tribología con la ayuda de este tipo de máquinas, en las universidades del país, para entender la ciencia del desgaste. Así mismo, realizar diferentes pruebas de los materiales y recubrimientos que se aplican en la ingeniería.
- Realizar pruebas con distintos materiales metálicos utilizados en la industria en general, a fin de mejorar, su comportamiento con relación al desgaste por deslizamiento.



# ANEXO 1

(Plano de ensamble general de la máquina tribológica de configuración geométrica de cilindros cruzados para análisis de desgaste por deslizamiento)





# ANEXO 2

(Trabajos presentados en congresos)