



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
UNIDAD AZCAPOTZALCO

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**DISEÑO MECÁNICO INTEGRAL Y
MANUFACTURA DE LOS COMPONENTES
MECÁNICOS DE MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE
CUATRO BOLAS PARA ENSAYOS LUBRICADOS.**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO
EN INGENIERÍA DE MANUFACTURA**

P R E S E N T A:

Ing. Marco Antonio Figueroa Guadarrama.

D I R E C T O R:

Dr. Manuel Vite Torres.



México, D.F. Diciembre 2009.



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
SECRETARIA DE INVESTIGACION Y POSGRADO

ACTA DE REVISION DE TESIS

En la Ciudad de México, D.F. siendo las 13:00 horas del día 02 del mes de Diciembre del 2009 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de ESIME – U.A.

para examinar la tesis de titulada:
DISEÑO MECÁNICO INTEGRAL Y MANUFACTURA DE LOS COMPONENTES MECANICOS DE MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS PARA ENSAYOS LUBRICADOS

Presentada por el alumno:

FIGUEROA GUADARRAMA MARCO ANTONIO
Apellido paterno materno nombre(s)
Con registro:

B	0	7	1	4	2	6
---	---	---	---	---	---	---

aspirante al grado de:

Maestro en Ingeniería de Manufactura

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Director de Tesis

Dr. MANUEL VITE TORRES

Presidente

Dr. ORLANDO SUSARREY HUERTA

Secretario

Dr. JOSE MARTÍNEZ TRINIDAD

2do Vocal

Dr. BERNARDINO BENITO SALMERÓN QUIRÓZ

3er Vocal

Dr. CARLOS ADOLFO HERNÁNDEZ CARREÓN

Suplente

FARAÓN CARBAJAL ROMERO

EL PRESIDENTE DEL GOBIERNO

DR. JAIME PACHECO MARTÍNEZ
UNIDAD PROFESIONAL AZCAPOTZALCO
SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION

CS Calif

CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 05 del mes de Diciembre del año 2009, el que suscribe Figueroa Guadarrama Marco Antonio alumno del programa de Maestría en Ingeniería de Manufactura con número de registro B071426, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Azcapotzalco, manifiesta que es autor intelectual del presente Trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Manuel Vite Torres y cede los derechos del trabajo intitulado: “DISEÑO MECÁNICO INTEGRAL Y MANUFACTURA DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DE MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS PARA ENSAYOS LUBRICADOS” 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 el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: malguadarrama@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



Ing. Marco Antonio Figueroa Guadarrama

Dedicado a la persona que me formó,
que estuvo a mi lado en todos los
momentos de felicidad y desgracia.
Y no pudo ver esta obra terminada,
pero ahora me cuida desde el cielo.

Para ti...

Abuelita.

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue realizado gracias al apoyo de mi director de tesis el Dr. Manuel Vite Torres, quien me acompañó de manera constante, entusiasta y tenaz durante este trayecto, colaborando con su amplia experiencia y sin cuya ayuda no hubiese sido posible este logro, mil gracias por enriquecer mi conocimiento y haber confiado en mí.

De manera muy especial a mis sinodales quienes con un alto grado de compromiso y profesionalismo revisaron la presente tesis, contribuyendo a obtener un mejor producto de investigación.

Al Instituto Politécnico Nacional, una institución orgullosamente mexicana, que ha sabido llevar muy en alto este nombre al extranjero y a la que debo toda mi formación profesional sintiéndome honrado de ser politécnico.

A la SEPI ESIME Azcapotzalco, por haberme abierto las puertas y dado la gran oportunidad de ser su alumno en esta maestría, mi más sincero agradecimiento a los profesores por compartir su conocimiento y experiencia.

A la SEPI ESIME Zacatenco, por haberme dado la enorme oportunidad y facilidad de llevar a cabo el trabajo práctico de investigación en sus laboratorios, para finalmente concluir exitosamente este proyecto de vida.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), valiosa institución que sin su ayuda económica no hubiese sido posible realizar el proyecto.

Al Ing. Gelacio León Álvarez quien generosamente creyó en mí y me brindó su confianza y conocimiento en el ámbito laboral, por su gran capacidad profesional y calidad humana, estaré eternamente agradecido.

A mi Mamá, por guiarme certeramente durante mi formación personal y profesional y por su tenacidad de impulsarme a obtener mis metas, enseñándome que ningún objetivo es lo suficientemente alto para no alcanzarlo.

A Edith, una hermana como pocas, por su amistad, entusiasmo, cariño y apoyo que de ella he recibido y por los ratos que me contagia de su enorme alegría por vivir.

A Ariana, por la infinita paciencia que me ha tenido y por acompañarme de la mano en el camino de la vida.

A Ernesto, mi amigo y compañero de este proyecto de tesis, a quien en gran medida debo la estructuración y realización exitosa de la máquina tribológica.

A Harry, quien por un acto de negligencia y nepotismo de un tercero, no pudo concluir este proyecto de vida, pero que sin su valiosa ayuda y amplia experiencia en el ramo de la manufactura nunca se hubiera concretado este trabajo.

A todos y cada uno de mis compañeros de la maestría con quienes compartí momentos muy especiales durante diversas reuniones, mil gracias por su amistad sincera.

A mi abuelita, quien espiritualmente está conmigo y en mi corazón “Descanse en paz”

A todos, mi más profundo agradecimiento por siempre.

Marco Antonio.

RESUMEN

El presente trabajo consistió en el desarrollo tecnológico total de una máquina tribológica de cuatro bolas para desgaste lubricado. Los resultados obtenidos fueron totalmente satisfactorios pues se logró cotejar los resultados experimentales obtenidos por otros equipos, encontrando que son muy similares en las condiciones de extrema y no extrema presión, siguiendo detalladamente los protocolos marcados por las normas ASTM D2266, ASTM D4172, DIN 51350, ASTM D2596 y ASTM D2783.

En lo que respecta al ensayo de extrema presión se logró satisfactoriamente la soldadura de las cuatro bolas una vez que se ha rebasado la carga límite, ocasionando la ruptura de la película lubricante en la cual se encuentran embebidas dichas bolas.

Todo este trabajo ha permitido el desarrollo de la ciencia e ingeniería mexicana, así como lograr una reducción económica sumamente ventajosa, teniendo un precio de producción muy por debajo de los que cotizan las casas internacionales que comercializan este tipo de equipos, logrado con insumos del mercado nacional.

ABSTRACT

This work concerns the overall development of the "Know-How" of a tribology four ball machine for lubricated wear. The results were entirely satisfactory because they did compare the experimental results obtained by other machines, finding they are very similar in the extreme and not extreme pressure conditions, in detail following of protocols marked by ASTM D2266, ASTM D4172, DIN 51,350, ASTM D2596 and ASTM D2783.

In regard to the extreme pressure test is successfully achieved the four-ball weld once it has exceeded the limit load, causing the rupture of the lubricating film in which they are embedded balls.

All this work has allowed the development of Mexican science and engineering, as well as achieves a highly advantageous economic reduction, having an output price far below than international houses, and made with national market inputs.

CONTENIDO

RESUMEN	vii
ABSTRACT	viii
CONTENIDO	ix
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABLAS	xvi
NOMENCLATURA	xviii
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 2. INTRODUCCIÓN A LA TRIBOLOGÍA	5
2.1. TRIBOLOGÍA	5
2.1.1. MARCO HISTÓRICO	7
2.1.2. SUPERFICIES	9
2.1.3. CONTACTO MECÁNICO	10
2.2. FRICCIÓN	17
2.2.1. CONCEPTO DE FRICCIÓN	17
2.2.2. LEYES DE LA FRICCIÓN	18
2.2.3. FACTORES FÍSICOS QUE MODIFICAN LA FRICCIÓN	21
2.3. DESGASTE	23
2.3.1. DEFINICIÓN DE DESGASTE	23
2.3.2. MECANISMOS DE DESGASTE	24
2.3.3. DESGASTE POR ADHESIÓN	24
2.3.4. DESGASTE LUBRICADO	28
CAPÍTULO 3. ESTADO DEL ARTE DE LAS MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS	29
3.1. ANTECEDENTES DE LAS MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS	29
3.2. CARACTERÍSTICAS DE LAS MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS DE CUATRO BOLAS	33
3.2.1. CASAS FABRICANTES DE LAS MÁQUINAS DE CUATRO BOLAS	35
3.3. LUBRICANTES	41
3.3.1. ACEITES LUBRICANTES	41

3.3.2.	GRASAS LUBRICANTES	42
3.3.3.	LUBRICACIÓN DE EXTREMA PRESIÓN	42
	CAPÍTULO 4. DISEÑO MECÁNICO DE UNA MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS	45
4.1.	COMPRENSIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	46
4.1.1.	IDENTIFICACIÓN DEL CLIENTE	46
4.1.2.	DETERMINACIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS Y EXPECTATIVAS DE LOS CLIENTES	47
4.1.3.	DETERMINAR LA IMPORTANCIA RELATIVA DE LOS REQUERIMIENTOS Y EXPECTATIVAS DE LOS CLIENTES	47
4.1.4.	TRADUCCIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE EN TÉRMINOS MESURABLES DE INGENIERÍA	49
4.1.5.	ESTABLECER METAS DE DISEÑO	50
4.2.	DISEÑO CONCEPTUAL	52
4.2.1.	SISTEMA DE SUJECCIÓN DE PROBETAS	53
4.2.2.	SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE PROBETAS	56
4.2.3.	SISTEMA DE CARGA NORMAL	57
4.2.4.	SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	59
4.2.5.	SISTEMA DE SENSADO DE PARÁMETROS	60
4.2.6.	SISTEMA DE SOPORTE	62
4.3.	ESTUDIO ERGONÓMICO	63
	CAPÍTULO 5. DISEÑO DE DETALLE Y MANUFACTURA DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE LA MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS	69
5.1.	DISEÑO DE DETALLE Y MANUFACTURA DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN DE PROBETAS	69
5.1.1.	RECIPIENTE DE PROBETAS	69
5.2.	SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y MEDICIÓN DEL PAR	77
5.2.1.	CÁLCULO DEL MOTOR, POLEAS Y BANDA	77
5.2.2.	CÁLCULO DEL SISTEMA PARA SENSAR EL PAR	80
5.3.	SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA	82
5.4.	PRESENTACIÓN DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS	86
5.5.	RESULTADOS	88

5.6. REPORTES	93
CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES	95
TRABAJOS FUTUROS	97
PUBLICACIONES Y RECONOCIMIENTOS	98
REFERENCIAS	109
ANEXO A. PLANOS DE LAS PIEZAS MECÁNICAS	113
ANEXO B. HOJAS DE PROCESO	123
ANEXO C. MANUAL DE OPERACIÓN	133
PREPARACIÓN DE LA MÁQUINA	133
AJUSTE DE VELOCIDAD DE ROTACIÓN	134
PREPARACIÓN DEL RECIPIENTE DE PROBETAS	134
APRIETE DEL RECIPIENTE DE PROBETAS	135
CONCLUSIÓN DE PRUEBAS	136
ANEXO D. MANUAL DE MANTENIMIENTO	137
MANTENIMIENTO PREVENTIVO MENOR	137
MANTENIMIENTO PREVENTIVO MAYOR	138
MANTENIMIENTOS CORRECTIVOS	140

LISTA DE FIGURAS

Figura 2-1. Análisis de un tribo-sistema en función de los parámetros de entrada y salida.....	6
Figura 2-2. Tribo-sistema.	6
Figura 2-3. Ciencias involucradas con la tribología.	7
Figura 2-4. Perfil de rugosidad de la superficie del hierro fundido con $R_a=0.88 \mu\text{m}$.9	
Figura 2-5. Trazo de rugosidad, con una distribución Gausiana de la altura.	9
Figura 2-6. Diagrama tensión - deformación.....	12
Figura 2-7. Elemento sometido a esfuerzos normales en los 3 ejes.	12
Figura 2-8. Elemento sometido a esfuerzos normales en el eje x.....	13
Figura 2-9. Contacto conformable.	14
Figura 2-10. Contacto no conformable.....	14
Figura 2-11. Contacto geométrico de un cilindro contra una superficie plana rígida, sin carga entre ellas.	15
Figura 2-12. Contacto geométrico de un cilindro contra una superficie plana rígida, con una carga por unidad de longitud W/L	16
Figura 2-13. Contacto entre dos esferas deformables.	17
Figura 2-14. Puntos de contacto reales entre dos áreas circulares geométricas de diámetro d	19
Figura 2-15. Análisis de fuerza de fricción en un plano inclinado.....	20
Figura 2-16. Gráfica de fuerza aplicada contra fuerza de fricción.....	21
Figura 2-17. Coeficiente de fricción contra porcentaje de oxígeno.	21
Figura 2-18. Variación del coeficiente de fricción contra la temperatura del Níquel, Cobre, Oro y Plata que se deslizan entre ellos mismos, en condiciones de alto vacío.	22
Figura 2-19. Variación del coeficiente de fricción contra la temperatura del Hierro, Tantalio, Molibdeno y Wolframio que se deslizan entre ellos mismos, en condiciones de alto vacío.	23
Figura 2-20. Influencia de la carga y la velocidad sobre el desgaste de deslizamiento(10).	26
Figura 2-21. Diagrama esquemático que muestra la evolución de un contacto individual entre dos asperezas que se mueven una contra otra.(11)	27
Figura 3-1. A la izquierda sistema de cilindros rodantes con ruedas de empuje en el cojinete y a la derecha armazón que soporta rodillos amplios	29
Figura 3-2. Máquinas diseñadas para estudiar la fricción deslizante y rodante.....	30

Figura 3-3. Carruaje típico de la nobleza Francesa en el siglo XVII	31
Figura 3-4. Tribómetro esquemático.	31
Figura 3-5. Configuración tetraédrica de las cuatro bolas	34
Figura 3-6. Vista en perspectiva de la máquina tribológica de cuatro bolas mostrando la manera en la que se conectan los elementos (19).....	36
Figura 3-7. A la izquierda, sección transversal de la máquina mostrando los detalles del tribómetro, en la parte superior derecha, las gráficas de par y de carga, y en la parte inferior derecha, un acercamiento de el arreglo tetraédrico de las cuatro bolas (19).....	36
Figura 3-8. (a), Máquina Falex de cuatro bolas de extrema presión y (b) máquina de no extrema presión.	37
Figura 3-9. Máquina <i>Phoenix de cuatro bolas a 30,000 rpm</i>	38
Figura 3-10. Máquina tribológica de cuatro bolas producida por IDP Aparatos.....	39
Figura 3-11. Máquina tribológica de cuatro bolas producida por Koehler Instrument Company	39
Figura 3-12. Máquina de cuatro bolas producida por PIT Tribology Testing Equipment.....	40
Figura 3-13. Máquina tribológica de cuatro bolas producida por Southwest Research Institute.....	40
Figura 3-14. Gráfica de la fricción en función de la temperatura.	43
Figura 3-15. Gráfica de transferencia de material en función de la temperatura....	44
Figura 4-1. Fases del proceso de diseño.	45
Figura 4-2. Tres esferas metálicas en contacto relativo.....	54
Figura 4-3. Esferas metálicas con su base	54
Figura 4-4. Fuerzas necesarias para la sujeción de las esferas.....	55
Figura 4-5. Recipiente para contener el fluido a ser examinado.	55
Figura 4-6. Sistema de sujeción completo.	56
Figura 4-7. Recipiente para probetas, con dos resistencias.	56
Figura 4-8. Fuelle neumático desinflado e inflado.....	58
Figura 4-9. Mecanismo de carga: 1.- Platina 2.- Flecha guía 3.- Tubo fijo 4.- Pin de carga 5.- Base del pin.	58
Figura 4-10. Sistema de transmisión de potencia: 1.- Boquilla 2.- Balero de carga 3.- Chumacera de pared 4.- Flecha 5.- Polea escalonada conducida 6.- Banda 7.- Polea escalonada motriz 8.- Motor eléctrico	59
Figura 4-11. Recipiente para probetas con el termopar tipo K.....	60
Figura 4-12. A) Celda de carga tipo (S) (25) B) Sistema de carga completo 1.- Base del pin 2.- Celda de carga 3.- Base de la celda de carga.	61
Figura 4-13. A), sistema de censado de par, B), vista explosionado del mismo: 1.- Flecha guía 2.- Balero de carga axial 3.- Pista del balero 4.- Mecanismo de tracción entre platina y recipiente de probetas 5.- Brazo de palanca 6.- Contrapeso 7.- Guía de celda de carga 8.- Celda de carga 9.- Base de celda de carga.....	61

Figura 4-14. A) Puntos de apoyo del conjunto de sistemas, B) Modelo propuesto de armazón. 1.- Fuelle neumático 2.- Tubo guía 3.- Base de celda de carga 4.- Chumaceras 5.- Motor	62
Figura 4-15. Elementos de interacción con el usuario. 1.- Recipiente de probetas 2.- Banda de transmisión 3.- Manivela de tensión del motor.	62
Figura 4-16. Interacciones Persona – Máquina.....	63
Figura 4-17. Taladro de banco	64
Figura 4-18. Sujeto en interacción con el equipo. A) perfil izquierdo, B) perfil derecho, C) vista de superior.....	65
Figura 4-19. Diseño conceptual de máquina tribológica de cuatro bolas.....	68
Figura 5-1. Dimensiones básicas del arreglo tetraédrico de las probetas.	71
Figura 5-2. A la izquierda, dimensiones del disco centrador, a la derecha, dimensiones de la sección sumergida en el lubricante [mm]	71
Figura 5-3. Análisis de elemento finito del recipiente de probetas, a la izquierda, distribución de tensiones, a la derecha deformaciones de la pieza.	73
Figura 5-4 Análisis térmico del recipiente de probetas.....	73
Figura 5-5. Recipiente de probetas.	76
Figura 5-6. Distancia del brazo de palanca necesario para calcular el par [mm]. ..	77
Figura 5-7. Selección de tipo de banda.(37)	79
Figura 5-8. Análisis por elemento finito, a la izquierda: esfuerzos máximos, a la derecha, deformación máxima del brazo de palanca.	81
Figura 5-9. Brazo de palanca, platina y contrapeso maquinados.....	82
Figura 5-10. Fuelle neumático ASNS 31-3-1, diagrama fuerza-altura y dimensiones básicas (40).	84
Figura 5-11. A) Análisis del factor de seguridad del pin de carga. B) Deformaciones máximas del sistema de carga.	85
Figura 5-12. Diagrama neumático de la máquina tribológica de cuatro bolas.	85
Figura 5-13. Vista frontal	86
Figura 5-14. Vista lateral izquierda y derecha.	86
Figura 5-15. Vista frontal de la torre y cabina de pruebas	87
Figura 5-16. Control del sistema neumático.....	87
Figura 5-17. Tablero de fuerza y de control.	88
Figura 5-18. Marcaje de una de las bolas bajo la norma ASTM D 4172 a) tamaño normal y b) acercamiento a 60X con un diámetro de huella de 0.2 mm	89
Figura 5-19. Gráfica carga (N) contra tiempo (s), Prueba NEP ASTM D4172	89
Figura 5-20. Gráfica par (N-m) contra tiempo (s), Prueba NEP ASTM D4172.....	90
Figura 5-21. Gráfica temperatura (°C) contra tiempo (s), Prueba NEP ASTM D4172	90
Figura 5-22. Marcaje de una de las bolas bajo la norma ASTM D 2783 @ 1234.8 N, a) tamaño normal y b) acercamiento a 60X con un diámetro de huella de 2.3 mm	91

Figura 5-23. Soldadura del tetraedro en una prueba no normalizada, velocidad 1770 RPM, carga 2205 N y temperatura 25°C y acercamiento del punto de soldadura.....	91
Figura 5-24. Gráfica carga (N) contra tiempo (s), Prueba EP ASTM D2783, rombo [1234.5 N], cuadro [1960 N], triangulo [2205 N]	92
Figura 5-25. Gráfica par (N-m) contra tiempo (s), Prueba EP ASTM D2783, rombo [1234.5 N], cuadro [1960 N], triangulo [2205 N]	92
Figura 5-26. Gráfica temperatura (°C) contra tiempo (s), Prueba EP ASTM D2783, rombo [1234.5 N], cuadro [1960 N], triángulo [2205 N].....	93
Figura 5-27. Reporte de prueba de extrema presión realizada en la máquina tribológica de cuatro bolas.	94
Figura C-1. Preparación de la máquina	133
Figura C-2. Ajuste de velocidad de rotación	134
Figura C-3. Preparación del recipiente de probetas.	134
Figura C-4. Apriete del recipiente de probetas.	135
Figura D-1. Purga de línea de aire.....	138
Figura D-2. Apriete de opresores de la boquilla.	138
Figura D-3. Lubricación de baleros de carga y chumaceras.....	139
Figura D-4 Lubricación de baleros del motor eléctrico	139

LISTA DE TABLAS

Tabla 2-1. Clasificación de los mecanismos de desgaste.	24
Tabla 2-2. Clasificación de los procesos de desgaste.	24
Tabla 3-1. Configuraciones geométricas de algunas pruebas tribológicas.....	32
Tabla 3-2. Protocolos de prueba según normas internacionales (14)(15)(16)(17) y (18).....	35
Tabla 3-3. Lista parcial de los tipos de líquidos lubricantes disponibles en el mercado (21).	41
Tabla 4-1. Identificación del cliente.	46
Tabla 4-2. Requerimientos y expectativas del cliente.	47
Tabla 4-3. Lista de requerimientos deseables y obligatorios.	47
Tabla 4-4. Asignación de literales a los requerimientos deseables.....	48
Tabla 4-5. Ponderación de requerimientos deseables.	48
Tabla 4-6. Traducción de los requerimientos del cliente a términos medibles. ..	49
Tabla 4-7. Valores de la matriz de relaciones.....	50
Tabla 4-8. Matriz de relaciones.....	51
Tabla 4-9. Lista de metas de diseño.	52
Tabla 4-10. Sistemas de la máquina tribológica de cuatro bolas.	53
Tabla 4-11. Sistemas de aplicación de carga.	57
Tabla 4-12. Antropometría del mexicano.....	64
Tabla 4-13. Análisis de manipulación del recipiente de probetas.....	66
Tabla 4-14. Comparativo de calificaciones del método RULA.....	67
Tabla 4-15. Dimensiones básicas de la máquina tribológica de cuatro bolas.	67
Tabla 5-1. Propiedades físicas y mecánicas del acero AISI No 52100.....	70
Tabla 5-2. Propiedades químicas del acero AISI No 52100.....	70
Tabla 5-3. Propiedades físicas y mecánicas del acero AISI 1018.	72
Tabla 5-4. Propiedades químicas del acero AISI 1018.	72
Tabla 5-5. Tamaño de plaquitas.....	74
Tabla 5-6. Descripciones de las plaquitas.....	74
Tabla 5-7. Significado del código de la plaquita CNMG 09 03 04 WF.....	74
Tabla 5-8. Recomendaciones de profundidad de corte y avance.	75
Tabla 5-9. Factores de servicio típicos para bandas y poleas. (37).....	78
Tabla 5-10. Diámetro mínimo de poleas.....	79
Tabla 5-11. Condiciones maquinados para la Platina, Brazo de palanca y Contrapeso.	82

Tabla 5-12. Presiones aplicadas a las probetas, según las normas internacionales(38)(15)(16)(17)(18).....	83
Tabla 5-13. Especificaciones del compresor del laboratorio de Tribología ESIME Zacatenco.	84
Tabla 5-14. Propiedades del lubricante ExxonMobil Mobilgard 300 (41).....	89

NOMENCLATURA

A	Sección transversal de la pieza estirada
A_r	Área real de contacto
C	Número de comparaciones
d	Diámetro
D_c	Diámetro de la pieza
E	Módulo de Young
ε	Alargamiento unitario
F	Fuerza aplicada
H	Dureza
HP	Caballos de potencia
h	Altura
Ir	Valor relativo
k	Coefficiente de desgaste
L	Longitud original
N	Número de requerimientos deseables
n_a	Número de asperezas
n	Velocidad de rotación
Q	Pérdida de volumen por unidad de distancia deslizada
R	Radio
R_a	Rugosidad
T	Par
μ	Coefficiente de fricción
σ	Tensión sobre la barra usada para determinar el módulo de elasticidad

τ_{union}	Esfuerzo tangencial de cada unión de aspereza
V	Volumen
V_c	Velocidad de corte
ν	Relación de Poisson
w	Carga normal
Z_i	Altura de cada aspereza

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

La línea de investigación de tribología ha desarrollado tribómetros cuyo funcionamiento emulen lo más cerca posible las condiciones de operación de los sistemas mecánicos, en consecuencia han sido construidos varios equipos entre los que se puede mencionar la máquina de abrasión en un tribo-sistema acuoso, por el Ing. Joel Aguilar Rosales (2002), máquina tribológica para pruebas de desgaste abrasivo severo, por el Ing. Agustín Leovigildo Márquez Morales (2002), máquina tribológica de cilindros cruzados, por el Ing. Migue Bautista Santiago (2005) y la máquina tribológica para pruebas de abrasión severa “gouging”, por el Ing. Oscar Figueroa García (2007) entre otros, lo que ha permitido lograr las metas proyectadas del desarrollo del equipo mencionado. Todo ello se tiene como antecedente general, lo que ayudo para que el presente trabajo se pudiera realizar satisfactoriamente.

A partir de las normas internacionales que presentan la configuración y los parámetros de operación de pruebas de extrema y no extrema presión a películas lubricantes, se propone el desarrollo total de una máquina tribológica de cuatro bolas para ensayo lubricado que permita reproducir los resultados logrados en máquinas similares fabricadas por casas especializadas en la comercialización de los equipos mencionados.

La industria manufacturera mexicana demanda satisfacer de manera urgente necesidades cotidianas de una forma versátil y rápida, esto a su vez está relacionado a una disminución de costos de producción y mantenimiento. En la mayoría de los procesos de manufactura conocidos se presenta el fenómeno de fricción y desgaste, del cual se tienen pocos estudios en México por ejemplo: los factores que lo originan, que efectos causa y las maneras más

efectivas para prevenirlo; lo que conlleva a alargar la vida útil de las piezas en las que se presenta este fenómeno.

El sector productivo nacional, generalmente recurre a maquinaria extranjera para resolver estos problemas, las cuales, son muy costosas y encarecen los beneficios que se obtienen de las pruebas que se realizan en ellas, asimismo se sigue fomentando el círculo vicioso de adquirir tecnología y productos extranjeros, en lugar de generar los propios. México cuenta con los recursos científicos, tecnológicos y económicos para poder desarrollar particularmente, máquinas tribológicas con componentes adquiridos en el mercado nacional, que sean capaces de generar resultados con estándares internacionales, a un costo accesible.

La máquina tribológica de cuatro bolas está enfocada a realizar ensayos de extrema y no extrema presión a películas lubricantes, lo que va a contribuir al desarrollo de nuevos lubricantes y aditivos generados a nivel nacional, todo ello va dirigido a mejorar la vida útil de piezas lubricadas sometidas a fricción y desgaste, en condiciones extremas de alta temperatura, carga y par.

El desgaste, definido como la remoción de material, donde existe un desprendimiento de partículas en la interface de dos cuerpos que interactúan con movimiento deslizante, rodante, recíprocante, o la combinación de ellos y sometidos a carga. Es uno de los mayores problemas al que se enfrenta la industria manufacturera, viéndose reflejado en un decremento de la calidad de las piezas fabricadas, y en el peor de los casos, paros de líneas de producción, provocadas por fracturas de piezas en maquinarias. El estudio de las características de los lubricantes, es de suma importancia, ya que al realizar una selección adecuada se reduce la fricción así como el fenómeno mencionado de manera significativa, manteniendo las líneas de producción operando de manera continua y con buena calidad de producto terminado, además de un ahorro económico significativo.

El presente trabajo de tesis de grado, tiene como parte fundamental, aportar el diseño conceptual, auxiliándose con métodos como el QFD, el diseño mecánico integral, y la manufactura de los componentes de una máquina tribológica de 4 bolas en condición lubricada, capaz de realizar ensayos de extrema presión a películas lubricantes, para obtener sus propiedades físicas y mecánicas. Todo esto, sustentado mediante las normas internacionales ASTM D2596, ASTM D2783, ASTM 2266 y DIN 51350, en donde se muestra la configuración geométrica básica de la máquina y los protocolos de los ensayos referidos. Además, como parte integral de este trabajo, presenta una selección adecuada de materiales y equipo auxiliar a adquirir, planos de las piezas, manufactura de los componentes mecánicos, y manuales de operación y mantenimiento.

El grupo de Tribología constituidos por los estudiantes de posgrado de ingeniería en manufactura de la ESIME Azcapotzalco, se encargó de proporcionar el diseño de detalle y

la manufactura de todas las piezas y componentes de la máquina tribológica de cuatro bolas, usando el conocimiento científico e ingenieril, así como el ingenio para lograr un desarrollo tecnológico total acorde con los estándares internacionales, a fin que el equipo logrado esté disponible para la enseñanza teórico-práctica y de investigación de tribología en las universidades públicas como en los institutos de investigación nacionales.

El objetivo del presente trabajo es lograr el desarrollo tecnológico total de una máquina tribológica de cuatro bolas, para reproducir ensayos de extrema presión a películas lubricantes, obteniendo valores experimentales, y cuyos resultados puedan ser cotejables con normas internacionales.

Para esto se han establecidos los siguientes objetivos específicos:

- Generar el diseño conceptual de los componentes de una máquina tribológica de 4 bolas.
- Realizar el diseño mecánico integral de máquina tribológica de cuatro bolas funcional, en concordancia con las especificaciones establecidas por las normas internacionales ASTM D2596, ASTM D2783, ASTM 2266 y DIN 51350, así como los planos de detalle de los componentes esenciales del equipo.
- Establecer la magnitud de los parámetros de funcionamiento como carga, par, temperatura y tiempo de ruptura de la película lubricante sometida a los ensayos correspondientes.
- Realizar el análisis de esfuerzos de los componentes críticos de la máquina tribológica funcional de cuatro bolas.
- Elaborar un prototipo funcional de la máquina de cuatro bolas para el laboratorio de tribología.
- Realizar las pruebas de arranque para obtener sus resultados, mostrando así la validez de los logros obtenidos.
- Elaborar los manuales de operación y mantenimiento de la máquina propuesta.

La estructura de la tesis está conformada por cuatro capítulos:

En el capítulo 2 se plantea un marco histórico de los temas que se investigan, tales como, la importancia del estudio de la fricción y el desgaste en la industria, la manera para disminuir considerablemente el efecto de los dos primeros fenómenos y eficientar el uso de lubricantes de extrema presión. Como es sabido, las piezas desgastadas provocan pérdida de tiempo por paros en la producción, generan costos inimaginables a la industria, tiempos muertos del equipo correspondiente, disminuyendo el rendimiento de la planta productiva del país. Asimismo, se expone una breve descripción de los lubricantes empleados en diferentes máquinas que se desarrollan en estas condiciones. Por último, se desarrolla la temática de las máquinas tribológicas que se encargan de caracterizar las propiedades de los lubricantes referidos.

En el capítulo 3 se detallan las principales características de las máquinas tribológicas para pruebas de extrema presión, desde sus antecedentes históricos, los primeros modelos generados, hasta los modelos empleados en la actualidad por las industrias de lubricantes. También se muestra la recopilación de la información de las principales casas comerciales internacionales encargadas de manufacturar este equipo, así como las normas en las que se basan para su construcción. Aunado a ello se indican los costos a los cuales se pueden adquirir estos equipos en el mercado internacional, dado a la inversión inicial es alta, resulta una limitante para que algunas empresas del sector productivo nacional inviertan en su adquisición.

En el capítulo 4 se presenta el diseño mecánico de detalle de la máquina tribológica de cuatro bolas desde lo general hasta lo particular, iniciando con las herramientas utilizadas para generar dicho diseño conceptual como son la metodología del Despliegue de Funciones de Calidad (QFD) por sus siglas en inglés “Quality Function Deployment”, lo cual conlleva a generar el diseño conceptual y en el análisis de las funciones que debe de cumplir esta, no dejando de lado el factor humano, en lo que se refiere a la ergonomía de la máquina para facilitar su uso, con lo que finalmente se generaran los planos constructivos de las piezas a manufacturar.

Por último, en el capítulo 5 se muestra la manufactura de todos los componentes mecánicos, generados a partir de los planos de detalle, así como la adecuada selección del equipo auxiliar que se puede adquirir, particularmente, del mercado nacional, presentando además las pruebas de arranque y sus resultados obtenidos, así como los manuales para su correcta operación y mantenimiento preventivo.

CAPÍTULO 2. INTRODUCCIÓN A LA TRIBOLOGÍA

2.1. TRIBOLOGÍA

En el presente capítulo, se plantea la importancia del estudio tanto de la fricción, desgaste y lubricación, así como el combate a estos dos primeros que ayuda a eficientar la producción, generando un ahorro considerable en los procesos de manufactura en México.

Etimológicamente, la palabra Tribología deriva del griego “*tribos*” que significa rozamiento o frotamiento y “*logos*” que es tratado o estudio. La ciencia que se refiere al rozamiento o frotamiento. Sin embargo, el concepto de “*tribología*” fue utilizado por primera vez en el informe elaborado por la Comisión del Ministerio de Educación y Ciencia de la Gran Bretaña, encabezada por el científico británico Peter Jost. Fue el 9 de marzo de 1966, fecha que se reconoce como la del nacimiento de la tribología, definiéndola como: ***“Ciencia y tecnología que estudia a los cuerpos que están 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 fundamentales que sustentan esta ciencia”***. Ya en este informe se señalaba su carácter multidisciplinario. Posteriormente, se le comenzó a reconocer como fuente de gran potencial para economizar recursos financieros, materias primas y materiales energéticos (1). En la actualidad, hay un número muy importante de publicaciones, tales como, “*Wear, Tribology Letters, Tribology and International*”, entre otras, que impactan y promueven positivamente el desarrollo de esta ciencia interdisciplinaria.

Los fenómenos tribológicos han sido estudiados durante muchos años, regularmente los resultados de amplios experimentos empíricos han encontrado inmediatas aplicaciones en la práctica, solucionando problemas específicos. Sin embargo, el estudio de las superficies y

las interfaces ha crecido exponencialmente en las últimas décadas, gracias a la tecnología del alto vacío, lo que permite preparar y mantener una buena caracterización de las superficies a estudiar. Estos adelantos han permitido explorar un amplio rango de estrategias, que permiten entender el fenómeno tribológico a un nivel sin precedentes. Recientemente, los microscopios de fuerza atómica han abierto un nuevo campo, la nanotribología, por ejemplo, el estudio del fenómeno a nivel atómico, el cual es el responsable del comportamiento tribológico a nivel macroscópico. Adicionalmente, las condiciones de operación de la maquinaria se han vuelto más severas, lo cual ha generado una necesidad fundamental de entender los fenómenos tribológicos ver, Figura 2-1 (2).

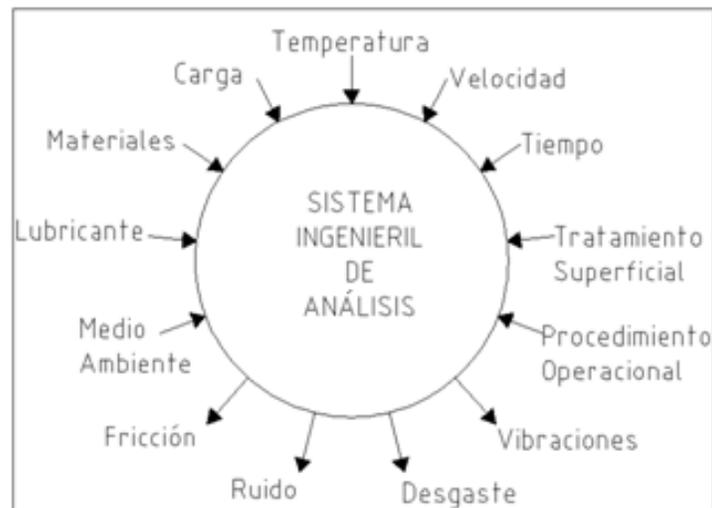


Figura 2-1. Análisis de un tribo-sistema en función de los parámetros de entrada y salida.

Otro aspecto fundamental es el referente al medio que rodea a los cuerpos que están en contacto y movimiento relativo denominándose “tribo-sistema”, el cual va a ser determinante para la respuesta que den los mismos y puede ser seco, lubricado, al alto vacío, ácido, etcétera, o la posible combinación de algunos de ellos, ver Figura 2-2.

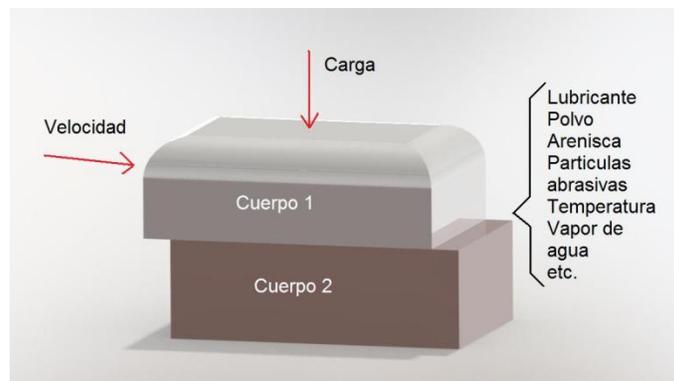


Figura 2-2. Tribo-sistema.

La tribología es soportada por otras disciplinas del conocimiento tales como la ciencia de los materiales, ingeniería mecánica y la física indicadas en la Figura 2-3, aunque existen ciencias de apoyo como son mecánica de sólidos contacto mecánico, termodinámica, matemáticas y resistencia de materiales entre otras.

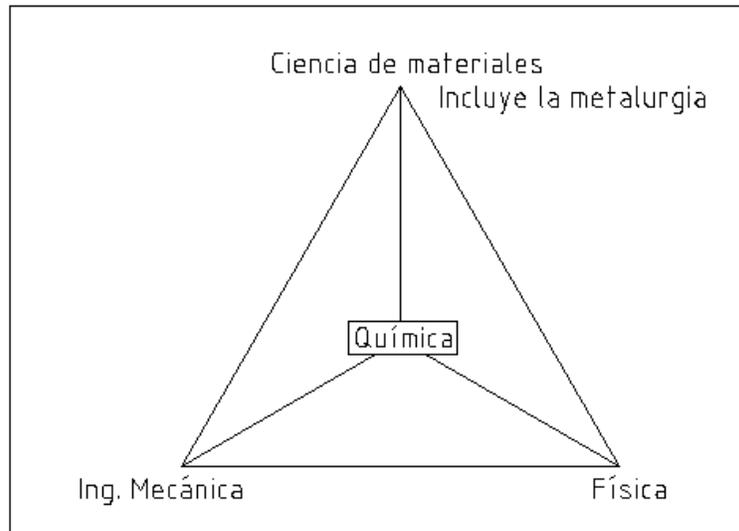


Figura 2-3. Ciencias involucradas con la tribología.

2.1.1. MARCO HISTÓRICO

La investigación del fenómeno de la fricción inicio recientemente, en el siglo XVII, pero su origen data en la prehistoria, pudiera considerarse desde el periodo Paleolítico, cuyo significado etimológico es “Edad antigua de piedra” (1,000,000 - 11,000 años), específicamente en la primera parte del mismo (hace aproximadamente 200,000 años) en el cual los serios cambios climáticos como las glaciaciones, incitaron la evolución de habilidades para hacer herramientas, armas, refugios y lo más importante, la tecnología para producir el fuego, mediante la fricción de piedras pedernales para generar chispas, las cuales son evidencias claras y contundentes del uso de la tribología de este periodo (3).

La primera civilización registrada en la historia del desarrollo humano fue Mesopotamia (3200 A.C.) ubicada a un costado del Golfo Pérsico entre los ríos Tigris y Éufrates, específicamente la región conocida como Sumeria, la cual sería conocida posteriormente con el nombre de Babilonia, aportando el descubrimiento de la rueda. Posteriormente, la civilización Egipcia tuvo muchos florecimientos tecnológicos, siendo concretamente cinco los desarrollos tribológicos bien documentados en frescos.

- 1 Taladros de rotación alternativa, los cuales se utilizaban para hacer barrenos y generar fuego.
- 2 La rueda de vasija, empleada como un pivote, manufacturada de madera y piedra, facilitaba el manejo del barro a altas velocidades rotativas.
- 3 Se concibió el vehículo con ruedas.
- 4 Los lubricantes minerales fueron utilizados para diferentes propósitos, como, facilitar la rotación y la traslación.
- 5 Se utilizaron deslizadores para la transportación de pesadas estatuas de piedras y bloques para construcción.

Estos dos últimos desarrollos, fueron los que más impactaron, debido a que sin ellos no se hubieran podido crear las pirámides ni los monumentos majestuosos típicos de esta cultura. Se consideraban tan relevante el proceso que utilizaban para trasladar estas moles, encontrándose registros en pinturas de las tumbas de los antiguos egipcios, en donde muestra un mural que exhibe el uso de un líquido lubricante que pudo ser grasa de carnero lo que puede considerarse como “los primeros lubricantes” (3).

Aunque Aristóteles (384 - 322 A.C.) ya había identificado el fenómeno de la fricción, fue mucho tiempo después Leonardo di Ser Piero de Vinci (1452 - 1519 D.C.) quien facilitó la comprensión del fenómeno gracias a sus experimentos realizados a finales del siglo XV; siendo la primera vez que se estudio de forma “cuasi científica”; además, formuló empíricamente algunos conceptos de fricción, mediante el deslizamiento de objetos sobre superficies pulidas. También, estudió la naturaleza del desgaste, los efectos de los lubricantes y el diseño de rodamientos. Su principal aportación fue, al concepto llamado Coeficiente de Fricción, que lo denominó “Conflagración”, que es la razón entre la fuerza de fricción y la carga normal, obteniendo el valor experimental de 0.25. Más adelante, sus observaciones empíricas, se convirtieron en las leyes de la fricción. Aunque, la mayor parte de la obra escrita por Leonardo da Vinci fue publicada hasta 1960 (4).

Posteriormente el físico francés Guillaume Amontons (1663 – 1705 D.C.), quien de forma independiente al trabajo de Leonardo estudió la fricción en condiciones lubricadas y no lubricadas, postuló las siguientes conclusiones:

La fuerza de fricción es independiente del área aparente de contacto.

La fuerza de fricción es dependiente de la fuerza normal ejercida sobre el cuerpo.

Dichos estudios realizados por Amontons, fueron aceptados con cierto escepticismo por la Academia de Ciencias Real de París, el 19 de diciembre de 1699, los cuales posteriormente fueron verificados por el científico francés Charles Augustin de Coulomb en 1781 (5).

2.1.2. SUPERFICIES

En una escala microscópica, las superficies no son atómicamente rectificadas, si no que tienen ondulaciones. Estas ondulaciones son conocidas como rugosidad. Un trazo típico de la misma se puede observar en la Figura 2-4. En este perfil, las puntas de las asperezas llamadas crestas aparecen afiladas, porque la magnificación vertical es mucho más grande que la horizontal, cuando la escala en los dos sentidos es de la misma magnitud, las asperezas tendrán pendientes suaves. La línea central promedio R_a y la rms por sus siglas en inglés, (*root mean square*) mejor conocida como R_q , está basada en la línea principal, la cual divide el perfil de rugosidad en áreas iguales. En la práctica ingenieril, el factor R_a es comúnmente utilizado para las superficies mientras que el factor R_q es usado para el análisis estadístico de ellas.

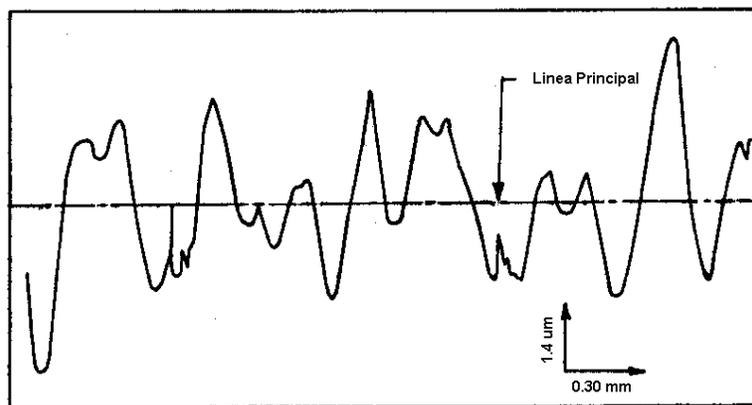


Figura 2-4. Perfil de rugosidad de la superficie del hierro fundido con $R_a=0.88 \mu\text{m}$.

Existe un método para proporcionar un análisis estadístico de las superficies a estudiar, las cuales dependen de la distribución de las alturas de las asperezas, por tal motivo es necesario especificar la función de distribución. El siguiente análisis es basado en una distribución Gaussiana con la cual se aproximan muchas superficies ingenieriles. En la Figura 2-5, se muestra la naturaleza de la distribución de altura general y la distribución de altura acumulativa (6).

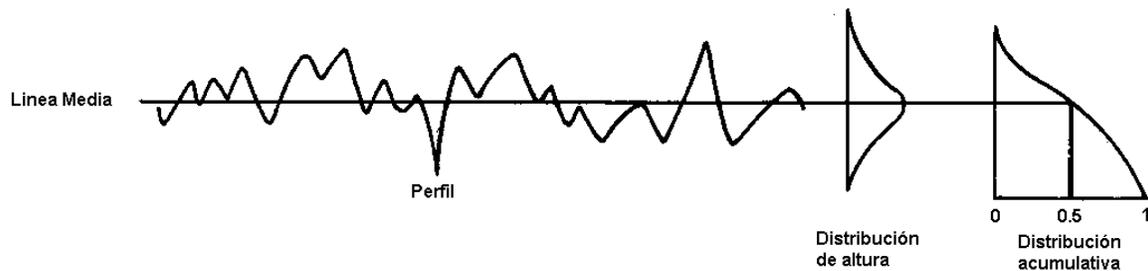


Figura 2-5. Trazo de rugosidad, con una distribución Gaussiana de la altura.

De la figura anterior, se obtiene la ecuación 2-1.

$$R_a = \frac{i}{n_a} \sum_{i=1}^n |z_i|$$

2-1

Donde:

n_a = Número de asperezas.

z_i = Altura de cada aspereza.

La rugosidad y la ondulación de las superficies contribuyen notablemente en el desgaste de las mismas, ya sea en condición seca o lubricada, ya que sí un material duro se desliza sobre otro menos duro, las asperezas se fracturan o deforman afectando la tasa inicial de desgaste, resultando ser más grande en superficies rugosas que en las lisas.

2.1.3. CONTACTO MECÁNICO

Cuando dos superficies interactúan encontrándose sometidas a una carga determinada, se genera una distorsión o deformación en cada una de ellas. Estas, pueden ser elásticas o elasto-plásticas, y ser observadas a diferentes escalas, macroscópicas o microscópicas. El contacto, que es definido como la situación en la que dos cuerpos se tocan físicamente en áreas bien definidas, en la mayoría de los casos las tensiones producidas afectan el comportamiento general de los componentes, a consecuencia de ello, se podría esperar, desgaste y/o la posible aparición de grietas o fisuras. Razón por la cual el contacto mecánico debe ser considerado rigurosamente en el diseño mecánico de cualquier pieza que tenga interacción y movimiento relativo, tales como levas, pistones, engranes, etcétera. Por lo tanto, el estudio del mismo en cuerpos deformables, es un tema actual y de gran importancia en la mecánica de sólidos. Debido a que el desempeño de las máquinas actuales es cada día más severo, se busca incluir estos conocimientos en el área del diseño mecánico.

Las bases fundamentales para análisis de contacto mecánico están incluidas en la teoría clásica de elasticidad. Por lo general casi todos los materiales poseen propiedades de elasticidad, si las fuerzas externas no sobrepasan los límites del módulo elástico, la deformación generada tiende a desaparecer al eliminar la fuerza que actúan sobre ellos. Por lo tanto, el esfuerzo de contacto a diferencia del esfuerzo de compresión es el responsable de ocasionar la fluencia del material cuando éste se torna excesivo. Por ello en el diseño de

un elemento mecánico deben considerarse las deformaciones y esfuerzos que se generan en el mismo.

Los diagramas de esfuerzo-deformación de los materiales de ingeniería, exhiben una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación unitaria dentro de la región elástica. Por consiguiente, un aumento en el esfuerzo causa un aumento proporcional en la deformación unitaria. Este hecho fue descubierto por Robert Hooke en 1676, en donde se le conoce como ley de Hooke o ley de la Elasticidad indicándose como la ecuación 2-2.

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{F}{AE}$$

2-2

Donde:

ϵ = Alargamiento unitario.

ΔL = Incremento de longitud.

L = Longitud original.

F = Fuerza aplicada.

A = Sección transversal de la pieza estirada.

E = Módulo de Young.

El módulo de elasticidad, también conocido como módulo de Young mostrado en la ecuación 2-3, es un parámetro con el cual puede caracterizarse el comportamiento de un material elástico, según sea la dirección en la que se aplica la carga, el además es una constante independiente del esfuerzo mientras que no exceda el límite elástico, y siempre es mayor a cero. Este comportamiento fue estudiado por el científico inglés Thomas Young y publicado en 1807.

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{\frac{F}{A}}{\frac{\Delta L}{L}} = \frac{FL}{A\Delta L}$$

2-3

Donde:

E = Módulo de elasticidad longitudinal o Módulo de Young.

σ = Tensión sobre la barra usada para determinar el módulo de elasticidad.

ϵ = Alargamiento unitario.

F = Fuerza aplicada.

A = Sección transversal de la pieza estirada.

ΔL = Incremento de longitud.

L = Longitud original

El módulo de Young y el límite elástico son distintos para diferentes materiales y ambos pueden encontrarse con base al ensayo de tracción del material estudiado del cual se obtiene una grafica como se muestra en la Figura 2-6.

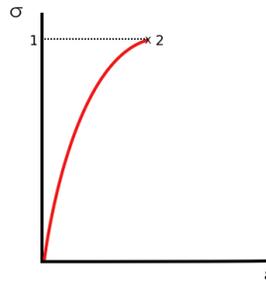


Figura 2-6. Diagrama tensión - deformación.

La deformación de un elemento en una dirección viene acompañada de las deformaciones laterales en las dos direcciones restantes.

La relación de Poisson ν es el cociente de la deformación transversal unitaria entre la deformación longitudinal unitaria de un elemento sometido a carga axial. En la Figura 2-7 se muestra un elemento sometido a esfuerzos normales; si se considera solo el esfuerzo en la dirección X las deformaciones que aparecen son mostradas en la Figura 2-8. En el caso que el material se considere homogéneo, analizando y resolviendo se obtiene las siguientes relaciones de Poisson, ecuaciones 2-4, 2-5 y 2-6 .

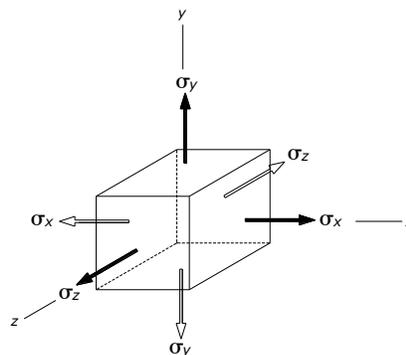


Figura 2-7. Elemento sometido a esfuerzos normales en los 3 ejes.

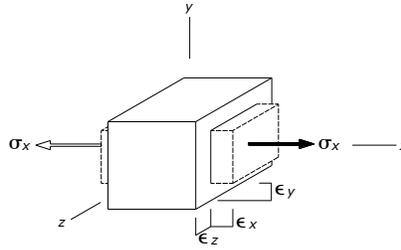


Figura 2-8. Elemento sometido a esfuerzos normales en el eje x

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)]$$

2-4

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)]$$

2-5

$$\epsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]$$

2-6

La relación entre deformaciones lineales y esfuerzos normales se encuentra completamente definida mediante las constantes E y ν , las cuales se pueden usar para definir la relación entre deformaciones angulares y esfuerzos tangenciales (7).

Otro principio que permite el estudio del contacto mecánico es el de Saint Venant, el cual permite realizar el análisis de esfuerzos en estructuras. Donde se establece que las fuerzas resultantes y los momentos permanecen constantes. Por lo tanto, esfuerzos, deformaciones y desplazamientos en una muestra dada, no van a variar con la aplicación de una carga. Es decir, son independientes del tipo de carga utilizada, un ejemplo de ello, es la deformación local que depende de la geometría del cuerpo que ejerce una fuerza sobre el otro. En tanto la distribución de esfuerzos es totalmente independiente de la forma del mismo.

La clasificación del contacto de cuerpos elásticos se encuentra en función del contacto inicial, carga aplicada y la deformación final. El primero, se inicia sobre un punto, una línea, una superficie o una combinación de los mismos, siendo la interface natural entre dos elementos cuando no se encuentran sometidos a la acción de una carga, determinándose las características geométricas del cuerpo y las condiciones de apoyo. Por otra parte, el contacto final, depende de la naturaleza de los esfuerzos aplicados y de las propiedades de los materiales. Los problemas de contacto con o sin fricción se pueden clasificar de la siguiente manera:

Contacto avanzado, se le identifica porque el contacto final es mayor al inicial encontrándose en función de la carga aplicada.

Contacto conformado, se caracteriza por tener inicialmente una interface entre las dos superficies en contacto, sin que exista ninguna deformación entre ellas, es decir, la interface solo cambia cuando se aplica la carga. De la misma manera, las superficies son conformables cuando sus centros de curvatura están del mismo lado de la interface, tal y como se muestra en la Figura 2-9. En cambio, las superficies cuyos centros de curvatura están de lados opuestos de la interface se dice que son superficies no conformables, ejemplificado en la Figura 2-10, como sucede con los elementos rodantes de los cojinetes o en los dientes de un engrane.

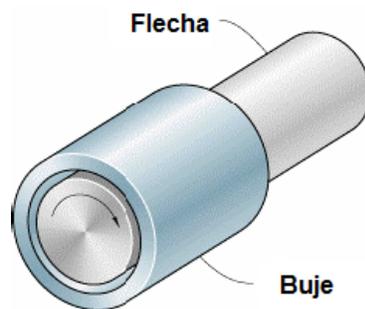


Figura 2-9. Contacto conformable.

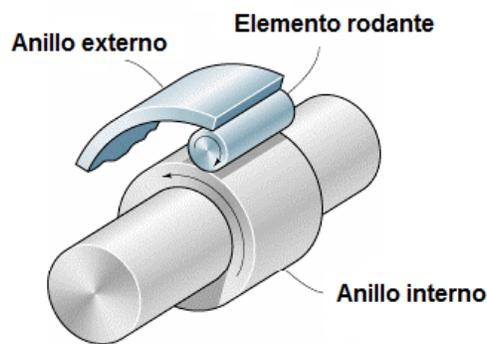


Figura 2-10. Contacto no conformable.

Finalmente, el contacto recesivo por carga, es donde inicialmente existe una región de interacción debido a la carga aplicada, sin embargo, si se aplica otra carga adicional se logra un efecto contrario, ósea la región en contacto tiende a disminuir.

Teoría de Hertz

El estudio que realizó el físico alemán Heinrich Rudolf Hertz en 1881, se enfoca en la localización de la deformación y la distribución de presiones entre dos superficies en contacto.

Donde las superficies interactuantes deben satisfacer las siguientes condiciones de frontera:

Los desplazamientos y esfuerzos deben de cumplir con las ecuaciones diferenciales del equilibrio para cuerpos elásticos. Además, los esfuerzos tienden a desaparecer a una gran distancia de la superficie de contacto.

La fricción no debe de existir en las superficies en contacto.

En las superficies de los cuerpos, la presión normal es cero fuera del círculo de contacto e igual y opuesta dentro de este.

La distancia entre la superficie de dos cuerpos en el círculo de contacto, es cero y mayor a cero fuera de éste.

La integral de la distribución de presión dentro del círculo de contacto determina la fuerza que actúa entre los dos cuerpos.

Hertz, generalizó este análisis utilizando una función cuadrática para representar el perfil de las superficies opuestas que se aplica a casos de esferas que interactúan. Así mismo, se considera que el material es elástico, semi-infinito.

Geometría de superficies no conformables en contacto.

Cuando dos superficies ingenieriles sometidas a cargas mutuamente, existen deformaciones en cada una de ellas. Éstas pueden ser elásticas o plásticas. Se pueden analizar en escalas microscópicas y macroscópicas. Un caso de estudio es la deformación generada en una viga, sometida a carga ocasionándole una deflexión al elemento de soporte. Por otra parte, se sabe que los dos cuerpos sólidos están en contacto gracias a la interacción de sus asperezas. Las sumas de las áreas de estos puntos de contacto se les conocen con área real de contacto (A_r), la presión de contacto nominal o aparente, es la carga normal dividida entre el área de contacto nominal, la cual es mucho más pequeña que los valores de la presión de contacto en el área real.

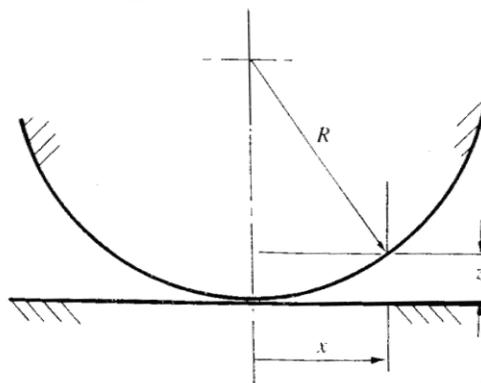


Figura 2-11. Contacto geométrico de un cilindro contra una superficie plana rígida, sin carga entre ellas.

El contacto de la Figura 2-11 en la cual el espacio z entre la superficie rígida plana y el perfil del cilindro es obtenida aplicando el teorema de Pitágoras y si $x \ll R$, lo cual es comúnmente el caso, se puede expandir la raíz cuadrada por el teorema del binomio, lo que genera:

$$z \approx \frac{x^2}{2R}$$

2-7

En otras palabras, se está eligiendo el modelo del perfil de la superficie parabólica, en la pequeña región y cerca del contacto.

Ahora se analizará la Figura 2-12 cuando una carga normal por unidad de longitud $\frac{W}{L}$ es aplicada, el cilindro se deforma hasta que el centro se mueve una distancia vertical δ con respecto al plano, analizando y resolviendo se obtiene dentro de la zona de contacto descrita por $|x \ll a|$:

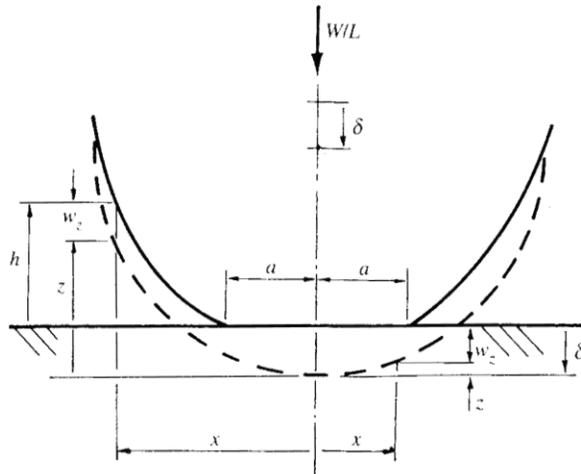


Figura 2-12. Contacto geométrico de un cilindro contra una superficie plana rígida, con una carga por unidad de longitud W/L

$$w_{z1} + w_{z2} = \Delta - \frac{x^2}{2R}$$

2-8

Mientras que fuera de la zona descrita por $|x > a|$:

$$w_{z1} + w_{z2} > \Delta - \frac{x^2}{2R}$$

2-9

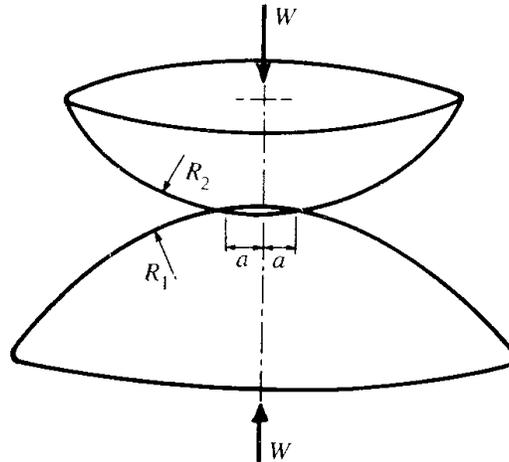


Figura 2-13. Contacto entre dos esferas deformables.

En la Figura 2-13 se observa en el contacto de dos esferas, si se consideran las superficies como esféricas en lugar de cilíndricas, el punto de contacto tendrá que tener forma circular en la que el punto de contacto es de radio a , obteniendo:

$$w_{z1} + w_{z2} = \Delta - \frac{r^2}{2R} \quad 2-10$$

Y para $|r| > a$ quedaría como:

$$w_{z1} + w_{z2} > \Delta - \frac{r^2}{2R} \quad 2-11$$

2.2.FRICCIÓN

2.2.1. CONCEPTO DE FRICCIÓN

La importancia de la fricción debe de ser vista en el hecho de que, las estimaciones muestran, pérdidas económicas substanciales que llegan a ser del 0.5 % del Producto Interno Bruto de los países industrializados, esto ocurre porque no se conocen los mecanismos apropiados para minimizar las pérdidas por fricción. La reducción de la

fricción a través de mejores diseños, el uso de mejores materiales, o la aplicación de mejores sustancias lubricantes se ha convertido en un problema de la tecnología moderna, pero no se debe de olvidar, que muchos procesos diarios dependen en gran medida, de la efectividad en la presencia de la fricción, estamos familiarizados con tareas comunes como, caminar, manejar un automóvil, o sujetar objetos en nuestras manos, acciones que serian imposibles si la fricción fuera muy baja, si esto ocurriera diríamos que las condiciones son “deslizantes”, la presencia de fricción en grandes cantidades, es lo que necesitan objetos de fijación como, clavos o tornillos para funcionar adecuadamente (8).

El origen de la fricción ha inquietado a muchos científicos desde el siglo XIV, el desarrollo histórico de este estudio fue bien documentado por Dowson (3) considerado a la altura de Leonardo De Vinci, Amontons y Coulomb, en este tema en particular. La fricción se define como la fuerza de resistencia tangencial debida a la pérdida gradual de energía cinética que ocurre en la interface de dos cuerpos que se encuentran sometidos a la acción de una fuerza externa y uno de ellos se mueve o tiende a moverse relativamente sobre la superficie del otro. Todo ello en concordancia con la primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de la conservación de la energía, donde se enuncia, que el trabajo realizado por la fuerza de fricción, es igual a la suma del cambio de energía interna y la energía disipada.

Los cuerpos en contacto, pueden ser, un gas y un sólido, conociéndosele como fricción aerodinámica, entre un líquido y un sólido, se le llama, fricción líquida o fluida, en donde no solamente va a depender del gradiente de velocidad sino también de la viscosidad de el fluido, mientras la que ocurre entre sólidos se le denomina, fricción sólida o seca, el fenómeno que se presenta entre moléculas del mismo cuerpo, se le conoce como fricción interna, la cual se debe a la deformación tanto elástica como plástica del material.

La fuerza de fricción puede ser deslizante y/o rodante siendo muchos los factores que intervienen en ella y no únicamente depende de las propiedades de los materiales sino también las condiciones de operación, la rugosidad, la presencia o ausencia de óxidos o películas contaminantes absorbidas, entre otras; es decir, presenta una doble naturaleza molecular y mecánica, determinada por la deformación del material y por la formación de las uniones de las asperezas en contacto.

2.2.2. LEYES DE LA FRICCIÓN

Amontons en diciembre de 1699, sentó un fuerte precedente aportando dos conceptos básicos, los cuales fueron incorporados posteriormente como las leyes de la fricción (4). Y que se resumen, de la siguiente manera:

- 1 La fricción es independiente del área aparente.
- 2 La fricción es proporcional a la carga aplicada.

Casi 100 años más tarde, en el año 1781, Coulomb concluyó lo siguiente:

La fuerza de fricción es independiente de la velocidad de desplazamiento.

La primera ley, establece que la fuerza de fricción entre dos cuerpos sólidos es independiente al área aparente de contacto, el contacto de dos metales idénticos está representado en la Figura 2-14, (6 p. 2):

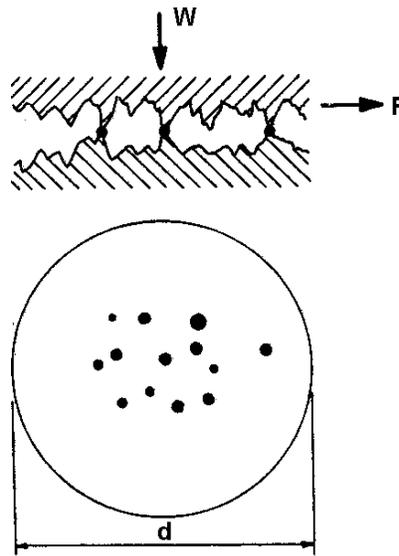


Figura 2-14. Puntos de contacto reales entre dos áreas circulares geométricas de diámetro d .

$$\mu = \frac{F}{W} = \frac{\tau_{union}}{H}$$

2-12

Donde:

A_r = Área real de contacto [m^2]

W = Carga [N]

H = Dureza [N/m^2]

F = Fuerza [N]

τ_{union} = Esfuerzo tangencial de cada unión de aspereza [N/m^2]

μ = Coeficiente de fricción.

La segunda ley establece que la fuerza de fricción entre un par de superficies deslizantes, es proporcional a la carga normal que soportan. Esto significa que la fuerza tangencial requerida para desplazar un bloque a lo largo de otra superficie es proporcional al peso del bloque, por lo tanto si la masa del bloque se duplica, así también se incrementa la fuerza inicial o la requerida para mantener el movimiento del cuerpo. La constante de proporcionalidad entre la fuerza de fricción y la carga se conoce como coeficiente de fricción μ el cual se ilustra en la Figura 2-15 y va a depender de la naturaleza de ambas superficies.

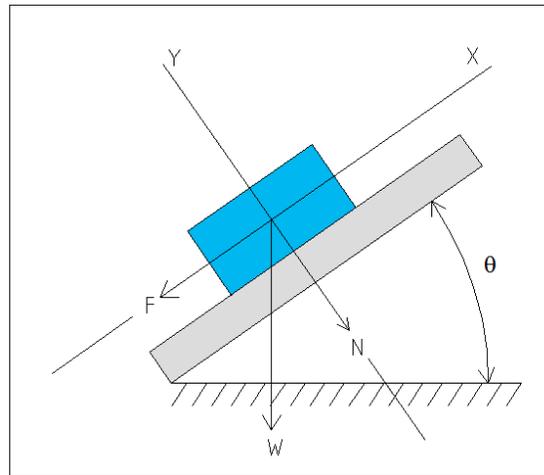


Figura 2-15. Análisis de fuerza de fricción en un plano inclinado.

$$\mu = \tan(\theta)$$

2-13

Donde:

F = Fuerza de fricción [N].

N = Fuerza normal [N].

w = Carga [N].

μ = Coeficiente de fricción.

La tercera ley de fricción tiene su fundamento en las dos primeras. En la Figura 2-16 se puede observar claramente que se requiere una considerable fuerza para dar inicio al desplazamiento, en este punto se puede notar que la fuerza de fricción estática es igual a la fuerza aplicada, aunque cuando se pasa a la zona cinética de la grafica, la fuerza aplicada para mantener el desplazamiento es menor, y por tal motivo es independiente de la velocidad de desplazamiento, siempre y cuando esta no sea muy grande de decenas o centenas de ciclos por segundo.

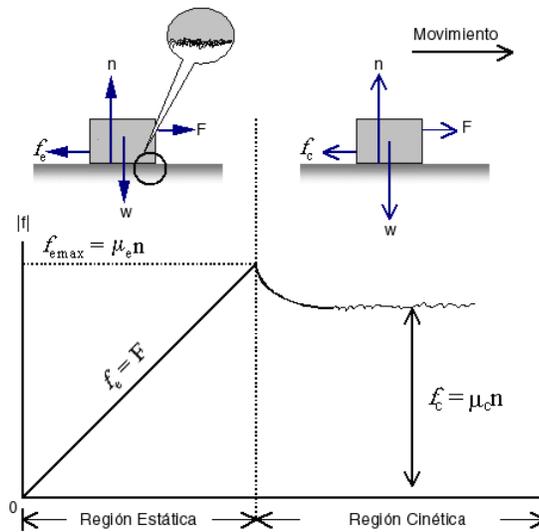


Figura 2-16. Gráfica de fuerza aplicada contra fuerza de fricción.

2.2.3. FACTORES FÍSICOS QUE MODIFICAN LA FRICCIÓN

La presencia de oxígeno y el efecto de la carga modifican enormemente el comportamiento de los coeficiente de fricción que se presentan durante el deslizamiento de pares cinemáticos, estos y otros factores son determinantes para materiales del mismo o diferente tipo, en condiciones de vacío atmosférico se presenta una fuerte adhesión llegando al agarrotamiento, a medida que se aumenta más oxígeno al tribo-sistema, los valores del coeficiente de fricción disminuyen hasta llegar a las condiciones de atmosfera normal véase Figura 2-17.

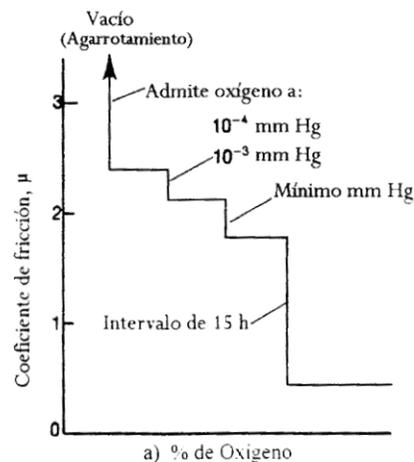


Figura 2-17. Coeficiente de fricción contra porcentaje de oxígeno.

La fricción en los metales como es de suponerse, sufre severos efectos cuando se incrementa la temperatura tal y como se observa en la Figura 2-18 esto tiene una gran influencia en la tasa de desgaste. Algunas de las causas que alteran dicho comportamiento se deben a que modifican sus propiedades mecánicas incrementándose la tasa de oxidación existiendo la posibilidad de que un cambio de fases pueda presentarse. En efecto el contacto entre las crestas de las asperezas es realmente la causa del calor que se transmite debido al fenómeno de fricción, es decir, que la temperatura normalmente en los puntos mencionados es mayor que en el resto de la superficie.

La deformación plástica de los materiales de estructura cristalina que es una característica particular cuando se desliza entre ellos mismos en condiciones de alto vacío, modificándose de esta manera valores de fricción que se generan así como el cambio del comportamiento entre los mismos, tales cambios se manifiestan en forma de transiciones de fricción tanto en los arreglos cristalinos CCC y CCB, por ejemplo en metales con el mismo arreglo cristalino CCB el cambio se asocia por las tasas de endurecimiento por trabajo, como consecuencia se de ello, se presenta una transición dúctil a una quebradiza, metales con arreglo cristalino hexagonal difícilmente presentan cambio, debido a la variación de temperatura mostrado en la Figura 2-19 esto es debido particularmente a que sus propiedades mecánicas no sufren alteraciones significativas. No obstante existe una clara correlación entre la ductilidad individual de los metales y sus valores de fricción. En consecuencia cuando la ductilidad se incrementa también lo hacen los coeficientes de fricción.

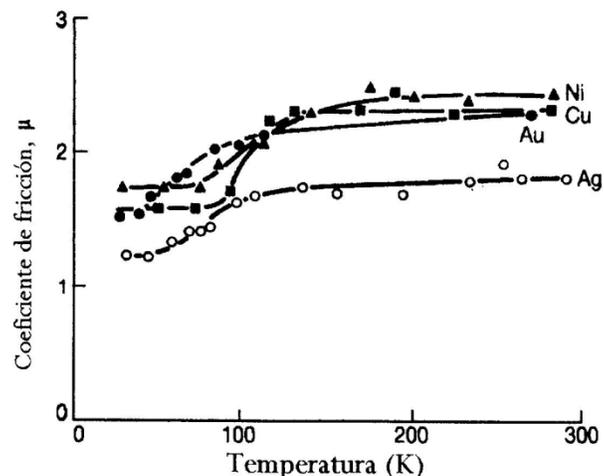


Figura 2-18. Variación del coeficiente de fricción contra la temperatura del Níquel, Cobre, Oro y Plata que se deslizan entre ellos mismos, en condiciones de alto vacío.

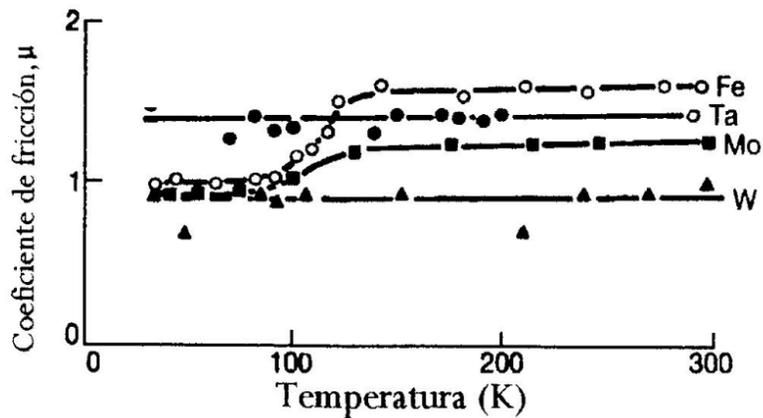


Figura 2-19. Variación del coeficiente de fricción contra la temperatura del Hierro, Tantalio, Molibdeno y Wolframio que se deslizan entre ellos mismos, en condiciones de alto vacío.

2.3. DESGASTE

2.3.1. DEFINICIÓN DE DESGASTE

El desgaste, es considerado como un fenómeno tribológico, se presenta cuando las capas superficiales de los sólidos se rompen o se desprenden de la superficies que se encuentran sometidas a una acción de carga, encontrándose en contacto y movimiento relativo, el cual puede ser unidireccional, de balanceo, deslizante o rodante, e incluso una combinación de los mismos. De igual manera que la fricción, el desgaste no es solamente una propiedad del material, es una respuesta integral del tribo-sistema.

Los análisis de los sistemas ha demostrado que 75 % de las fallas mecánicas se deben al desgaste de las superficies en rozamiento aunado a que los cambios en sus propiedades mecánicas son irreversibles, por lo tanto de manera fácil puede inferirse que para aumentar la vida útil de un equipo se debe disminuir el desgaste al mínimo posible.

El desgaste se presenta en diferentes grados de severidad, e incluso puede ser tolerado y/o benéfico en condiciones especiales. A pesar de que existen diversos métodos para reducirlo, la presencia de este fenómeno representa pérdidas económicas. Una alternativa para disminuirlo es mediante la aplicación de recubrimientos y tratamientos superficiales ya que modificando las propiedades mecánicas de la superficie de los materiales, se disminuye el desprendimiento de partículas en esta región.

2.3.2. MECANISMOS DE DESGASTE

En 1957 el científico Burwell publico en la revista WEAR una clasificación de los mecanismos desgaste, la cual se ilustra en la Tabla 2-1 (9).

Tabla 2-1. Clasificación de los mecanismos de desgaste.

Mecanismos de desgaste mayor	Deslizamiento (adhesivo)
	Abrasión
	Fatiga
	Corrosión
Mecanismos de desgaste menor	Erosión
	Cavitación

Los procesos de desgaste se han clasificado en base a diferentes criterios, aunque la mayoría coincide en términos generales. Uno de ellos es el que se muestra en la Tabla 2-2 (9).

Tabla 2-2. Clasificación de los procesos de desgaste.

Tipo de desgaste	Clasificación
Desgaste adhesivo o por deslizamiento	Desgaste suave
	Desgaste severo y escofinado
Desgaste abrasivo	Desgaste debido al maquinado
	Abrasión por fractura frágil
	Erosión por impacto de partículas
	Abrasión de tres cuerpos
	Abrasión por ranurado
Desgaste por fatiga	Fatiga por contacto de rodadura
	Desgaste de percusión
	Erosión por cavitación
	Desgaste por laminación
Desgaste corrosivo	Degradación fisicoquímica de la superficie del material
Desgaste combinado	Desgaste por movimiento oscilatorio de pequeña amplitud (<i>fretting</i>)

2.3.3. DESGASTE POR ADHESIÓN

Este mecanismo se presenta cuando dos cuerpos se acercan interactuando mutuamente por lo que algunas asperezas de la cara y contracara sufren deformación por la acción de las fuerza interatómicas pudiéndose incluso unirse. Así mismo el material base puede cizallarse

o fluir si las condiciones del enlace son lo suficientemente fuertes proporcionando un endurecimiento, generando después de cierto tiempo partículas o residuos de desgaste conocidos como “*Debris*” y permite incluso la transferencia de material de un componente a otro.

El proceso de desgaste adhesivo ocurre por el efecto del deslizamiento de una superficie sólida sobre otra. La adhesión en sí, no es causa del desgaste sino la consecuencia del contacto; el fenómeno de desgaste ocurre cuando se inicia el movimiento de las interfaces ocasionando un daño en una o en ambas superficies con tasas de desgaste diferentes. Algunas veces no existe pérdida de material en el sistema, pero si hay daño superficial, condición que ocurre cuando se presenta una falla o daño grave en la superficie denominado como agarrotamiento “*Galling*” equivalente a un desgaste severo llamado “*scaffing*” donde se sueldan algunas asperezas por la acción del calor.

Es posible identificar una serie de situaciones antes de constituir la formación de partículas de desgaste adhesivo como lo son:

- Deformación de los contactos de las asperezas.
- Remoción de las capas de óxido.
- Formación de uniones o empalmes adhesivos.
- Falla adhesiva de las uniones y transferencia de material.
- Modificación de los fragmentos durante la transferencia.
- Remoción de fragmentos de transferencia.
- Pérdida de partículas de desgaste.

Durante el deslizamiento de las superficies dependiendo de las condiciones que prevalezcan puede presentarse, ya sea un flujo plástico o bien una fractura en el material, algunos residuos que contribuyen al proceso pueden hacer acto de presencia una vez que el deslizamiento haya cesado.

La tasa de desgaste que se registra en este proceso se encuentra en función de las propiedades específicas de cada uno de los elementos presentes, aunque también depende de algunas características como lo son la forma, contacto entre cuerpos, temperatura, reactividad química y las condiciones ambientales entre otras.

2.3.3.1. Desgaste adhesivo suave

Cuando las superficies se encuentran limpias, sin contaminantes u óxidos, diversos metales se adhieren o sueldan fuertemente, sin embargo cuando estos se encuentran en condiciones de atmosfera normal sus superficies se cubren con una capa de grasas, vapores o productos

que pueden reaccionar químicamente, formando por lo regular óxidos. Estas, por lo general, pueden ser penetradas fácilmente por las asperezas duras de la contracara causando una adhesión entre las mismas. Una vez que penetran la fina capa de de oxido en uno o ambos componentes se ponen al descubierto de inmediato algunas superficies libres de impurezas las cuales tienden a unirse con la cara opuesta por lo tanto se dice que el desgaste adhesivo suave se presenta siempre y cuando las condiciones no sean lo suficientemente severas en la remoción de la capa de oxido lo anterior también sucede cuando la carga aplicada es moderada y las superficies que interactúan tienen una escasa o pobre adhesión.

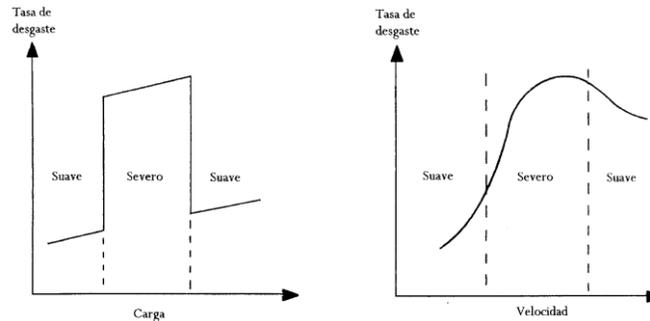


Figura 2-20. Influencia de la carga y la velocidad sobre el desgaste de deslizamiento(10).

En la Figura 2-20 partiendo del inicio y a valores pequeños de carga y velocidad se presenta un desgaste adhesivo suave, al incrementar los parámetros mencionados, súbitamente se muestra un salto del desgaste suave al desgaste severo, posteriormente al incrementar sustancialmente dichos parámetros, nuevamente se tiene otro cambio abrupto del desgaste severo al suave.

Los tratamientos térmicos de baja temperatura semejantes al fosfatado se aplican para mejorar la resistencia al desgaste y el gripado incipiente en pequeños engranes, sobre todo durante el periodo de arranque inicial, para minimizar dicho desgaste que se manifiesta en formas de ranuras, por lo que se da preferencia a que las partes de las piezas deslizantes tengan diferentes durezas.

2.3.3.2. Desgaste adhesivo severo

Se tiene que la tasa de desgaste adhesivo severo es mucho mayor que la del desgaste adhesivo suave y se presenta cuando se tienen cargas y velocidades medias o cuando la capa de óxido es estable en las superficies correspondientes. Existen valores de carga y velocidad críticos que establecen la transición del desgaste adhesivo severo al suave. En el caso particular de un incremento de velocidad tiene como resultado un aumento en la tasa de desgaste hasta alcanzar un máximo disminuyendo cuando se convierte en suave, como se presenta en la Figura 2-20. Así mismo, en caso de que sean velocidades y cargas

grandes, ocurre un incremento de la temperatura, facilitando nuevamente que predomine la capa de óxido provocando el efecto reversible en el que se presenta el desgaste suave aun cuando el desgaste severo se haya iniciado.

Los materiales metálicos que son resistentes a la oxidación y corrosión muestran una limitada resistencia al desgaste adhesivo. Sin embargo, si la presencia de óxido es grande, dicha resistencia tiene a disminuir presentándose el desgaste.

2.3.3.3. Escofinado “Gripado incipiente”

Si entre las superficies metálicas deslizantes existe una determinada película lubricante que limita el contacto entre ambas, cuando ésta se rompe debido al incremento de temperatura o falla del lubricante se manifiesta un desgaste parecido al adhesivo severo, llamado particularmente escofinado o gripado incipiente con rompimiento y flujo plástico de material. Es importante notar que a menor adhesión entre los materiales metálicos se tiene una mayor resistencia al desgaste severo y al gripado incipiente.

El gripado incipiente es un tipo de desgaste adhesivo que se caracteriza por presentarse cuando se aplican cargas elevadas, por ejemplo en la pared de los cilindros y anillos de los motores de combustión interna donde se convivan altas velocidades y concentración de cargas. En algunas ocasiones este fenómeno no es tan pronunciado caracterizándose por dejar una huella de desgaste opaca, contrariamente cuando se trata de severo, caracterizados por presentarse manifestaciones metálicas en la dirección del desplazamiento.

2.3.3.4. Ecuación de Archad

Es una ecuación semi-empírica desarrollada por Holm y Archad que permite calcular en forma aproximada la cantidad de material que se desprende durante el desgaste, particularmente por los mecanismos de adhesión y abrasión, Figura 2-21.

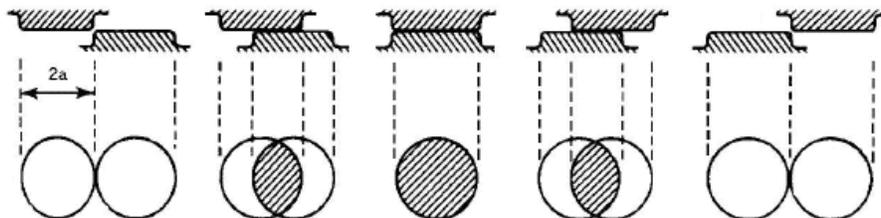


Figura 2-21. Diagrama esquemático que muestra la evolución de un contacto individual entre dos asperezas que se mueven una contra otra.(11)

$$Q = \frac{kW}{H}$$

2-14

Donde:

Q = Pérdida de volumen por unidad de distancia deslizada.

k = Coeficiente de desgaste.

W = Carga aplicada.

H = Dureza de la superficie.

2.3.4. DESGASTE LUBRICADO

La función primaria de un lubricante es reducir la fricción, el desgaste y el daño en la superficie mediante la prevención del contacto de las asperezas de los dos cuerpos sólidos, cuando las superficies son metálicas, el lubricante debe inhibir la formación de cualquier unión metálica fuerte la cual permita el desgaste adhesivo. Por definición, cualquier gas o vapor, líquido o sólido puede servir como lubricante manteniendo físicamente las asperezas separadas.

Los lubricantes líquidos sirven para limpiar los desechos del desgaste y eliminan el calor de las superficies en contacto. La disminución de la temperatura de operación da como resultado una capa de lubricante más gruesa y/o una menor demanda de aditivos en los lubricantes. La ausencia de pequeñas partículas producto del desgaste evita la formación de partículas más grandes lo cual podría producir abrasión (12).

CAPÍTULO 3. ESTADO DEL ARTE DE LAS MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS

3.1. ANTECEDENTES DE LAS MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS

El constante deterioro de las máquinas durante el siglo XV impulsaron al ingeniero e inventor Leonardo De Vinci a crear las primeras máquinas tribológicas de las cuales se tienen datos, con las cuales se empezaron a investigar las causas de las fricción, proponiendo la concepción de ventaja mecánica, que es una característica de la mecánica moderna. Estos datos así como el bosquejo de algunas de sus máquinas aparecen ilustrados en sus manuscritos que datan de 1487 y 1505 compiladas en el *Atlantico* del *Instituto de Francia*. En estos apuntes, la fricción en sólidos se clasificó en rodante y frotante, además existe una nota, la cual es de particular importancia, que describe claramente a este último cuando se presenta entre líquido y líquido de donde se concluyó que existe una resistencia al movimiento entre fluidos. Fue el primero en conducir un estudio sistemático sobre las causas de la fricción, en superficies planas que se encuentran en contacto. En los aparatos construidos para experimentar con la fricción como los mostrados en la Figura 3-1 y la Figura 3-2, fueron retomados dos centurias después, por *Amontons* (1699) y *Coulomb* (1781).

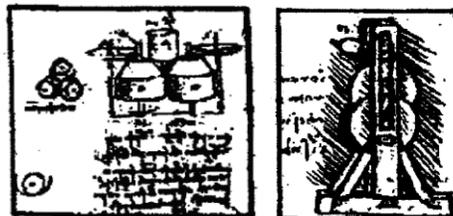


Figura 3-1. A la izquierda sistema de cilindros rodantes con ruedas de empuje en el cojinete y a la derecha armazón que soporta rodillos amplios

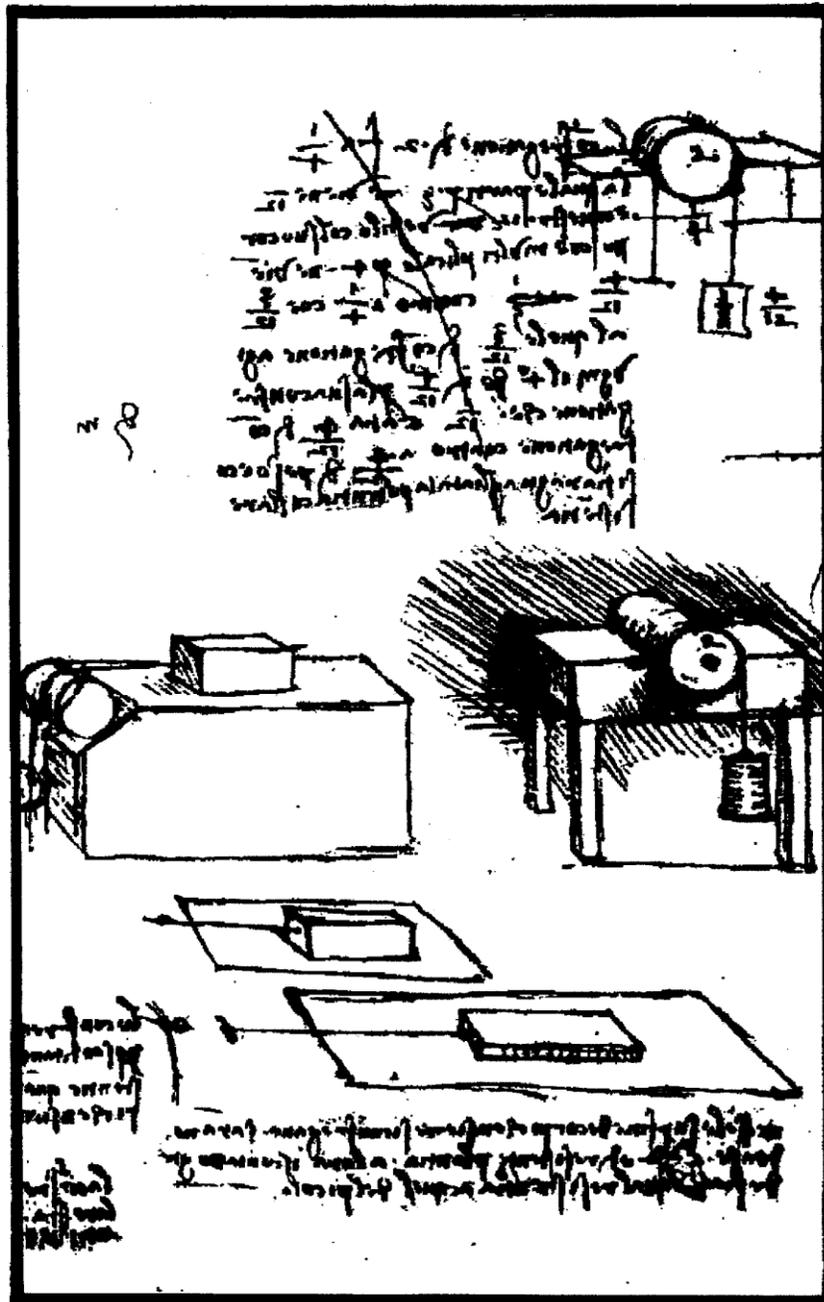


Figura 3-2. Máquinas diseñadas para estudiar la fricción deslizante y rodante

Coulomb en el año de 1779, mientras viajaba en el carruaje, presentado en la Figura 3-3, que lo condujo a *Rocheport*, le surge la idea de analizar el problema del rozamiento “de rodadura” motivado por el rozamiento de las ruedas del vehículo, tema que lo obligó a realizar una serie de experimentos sobre la fricción.

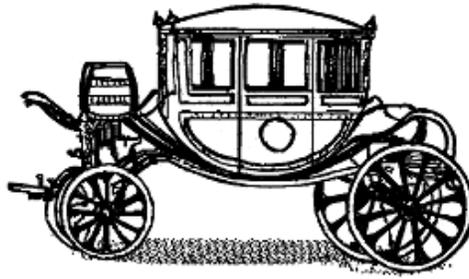


Figura 3-3. Carruaje típico de la nobleza Francesa en el siglo XVII

Analizó los motivos del por qué el carruaje no podía desplazarse más rápidamente, incluyendo el rozamiento de dos superficies planas, las cuales se encuentran en contacto. Por ello tuvo que diseñar y construir un aparato para medirlo y evaluar la fricción, que le dio el nombre de *Tribómetro* y cuyo esquema aparece en la Figura 3-4. Éste, consiste en una especie de mesa en la que se coloca una caja, atada a un hilo y lleva en su otro extremo un platillo el cual pasa por una polea, colocada en el borde de la mesa. Las superficies de roce son la mesa y la caja, la presión se hace variar, a través de las pesas en la caja y las variaciones de las cargas, que debe ser colocada en el platillo, para provocar el movimiento de la caja.

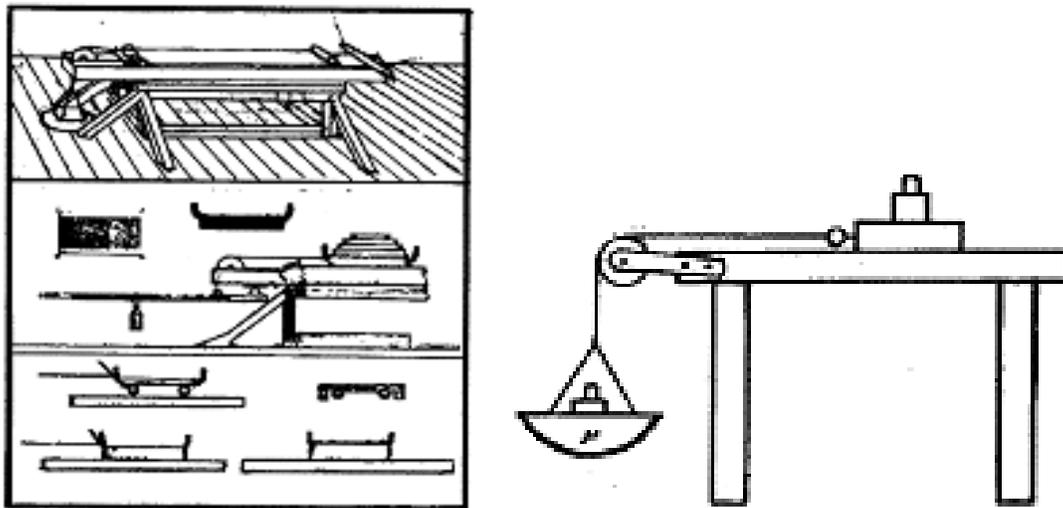


Figura 3-4. Tribómetro esquemático.

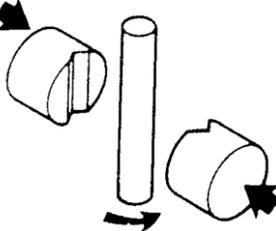
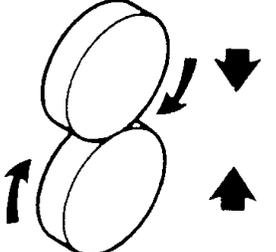
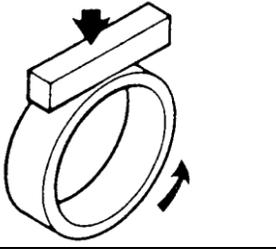
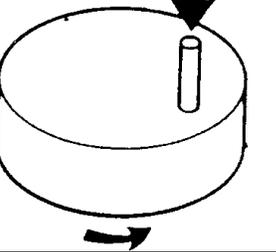
En el año 1774, el diccionario de la lengua inglesa de Oxford presentado por Goldsmith definió la palabra tribómetro con el significado de “medición de la fricción”. En la edición de 1789 la definió nuevamente como “un instrumento capaz de estimar la fricción deslizante”. En 1877, Knight la conceptualizó como un aparato que se parece a un trineo, que se usa para la estimación de la fricción en superficies que están en deslizamiento.

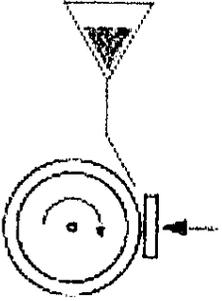
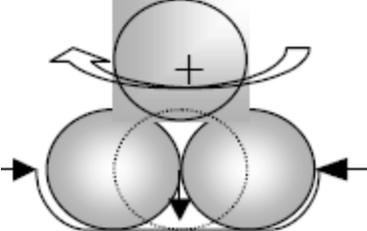
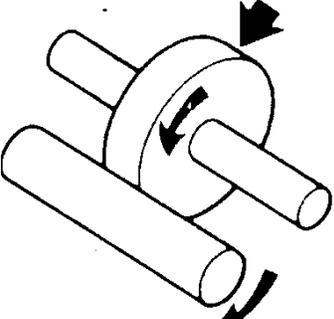
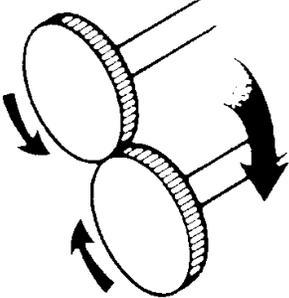
El comportamiento de la fricción es una propiedad del tribo-sistema, y no es exclusiva de los materiales que se encuentran en contacto. Con este conocimiento se diseñan en el

laboratorio los tribómetros, simulando situaciones particulares, como las de contacto deslizante en materiales altamente pulidos. En caso de condiciones críticas se emplea un sólo sistema específico, llamado genérico, con el se controlan cuidadosamente la fuerza normal, velocidad, temperatura, porcentaje de humedad, composición del lubricante, etcétera. Todo ello para evitar que dichos parámetros sean interferidos.

La Sociedad de Tribólogos, Lubricación e Ingenieros (STLE por sus siglas en inglés), presentó los resultados de un amplio estudio de fricción y que puso a disposición del público. La publicación tiene 234 contestaciones, basadas en las categorías detectadas en la macro geometría del contacto mecánico. Existen actualmente registrados 270 equipos para la medición de la fricción y el desgaste (13), entre los que se pueden destacar los mostrados en la Tabla 3-1.

Tabla 3-1. Configuraciones geométricas de algunas pruebas tribológicas.

CONFIGURACIÓN	NOMBRE	PROPÓSITO	CONDICIONES
	Perno sobre bloques “Pin on vee blocks”	Generar el desgaste calculando la capacidad de carga y el coeficiente de fricción para contacto deslizante.	Velocidad de la flecha 290 rpm, velocidad de deslizamiento 0.1 m/s, carga de 89-20,000 N
	Discos encontrados “Amsler”	Generar el desgaste por deslizamiento en materiales base y con tratamiento superficial.	Velocidad del disco inferior, 400 rpm, velocidad del disco superior 440 rpm, con una carga de 196 N. Puede ser en condición seca o lubricada.
	Bloque sobre anillo “Block on ring”	Generar el desgaste adhesivo de los materiales contra un disco de acero SAE 4620	Velocidad del anillo, 197 rpm, una carga mínima de 340 N y máxima de 2800 N y con una duración de 20,000 ciclos
	Perno sobre disco “Pin on disc”	Generar el desgaste deslizante de un perno sobre un disco giratorio	Velocidad del disco, 60 a 600 rpm carga aplicada al perno, variable

	<p>Arena seca/disco metálico vulcanizado “Sand and disc”</p>	<p>Generar el desgaste abrasivo de una probeta sobre un disco vulcanizado ya sea en condición seca o húmeda.</p>	<p>Velocidad del disco metálico vulcanizado 200 rpm, carga aplicada 130 N, flujo de arena 300 a 400 g/min</p>
	<p>Cuatro bolas “four ball”</p>	<p>Generar las condiciones en las que una película de lubricante pierde sus propiedades mecánicas y físicas.</p>	<p>Velocidad de la cuarta bola 1750 rpm, carga normal variable con un máximo de 1000 N.</p>
	<p>Fatiga por contacto de rodadura “Roller Contact”</p>	<p>Generar la fatiga por contacto de rodadura en materiales con tratamiento comúnmente usado en engranes.</p>	<p>Velocidad del disco, 1050 a 1500 rpm, carga variable.</p>
	<p>Desgaste de engranes. “Gear Scuffing”</p>	<p>Generar las condiciones para que un par de engranes sufran desgaste por escofinado, en materiales usados en engranes</p>	<p>Número de dientes, de 15 a 16, velocidad del piñon 2000 rpm, carga incremental en pasos, bañados en lubricante.</p>

3.2. CARACTERÍSTICAS DE LAS MÁQUINAS TRIBOLÓGICAS DE CUATRO BOLAS

La máquina tribológica de cuatro bolas se utiliza para determinar las propiedades de carga de un lubricante (grasa o aceite) sometido a altas cargas de ensayo. Las variables en el ensayo como son temperatura, carga normal y velocidad, permiten recrear las condiciones para aplicaciones específicas. Además de ello, los resultados experimentales obtenidos son fundamentales para el análisis de la generación y formulación de nuevos lubricantes, así

como sus aditivos, con lo que se buscan mejorar las propiedades físicas en las condiciones más severas.

La configuración geométrica de dicha prueba consiste, en una bola de acero normalizada a 12.7 mm ($\frac{1}{2}$ "") de diámetro que gira con carga normal contra otras 3 bolas fijas estacionarias cubiertas con el lubricante a ser examinado, tal y como se muestra en la Figura 3-5.



Figura 3-5. Configuración tetraédrica de las cuatro bolas

Las pruebas se dividen en dos clases:

- No extrema presión, "NEP" donde las 4 bolas son sometidas a baja carga durante un periodo largo de tiempo, generando así marcas en los puntos de contacto con lo cual se busca caracterizar al lubricante sometido a la prueba.
- Extrema presión, "EP" donde las 4 bolas son sometidas durante periodos cortos de tiempo a elevadas cargas normales, incrementando secuencialmente estas últimas hasta alcanzar la ruptura de la película lubricante y originando la soldadura de las 4 bolas.

Todo instrumental de laboratorio, empleado para hacer investigación experimental, debe cumplir con ciertos requerimientos normativos, en este caso particular, se encuentran regularizados por la ASTM (American Society for testing Materials) /o DIN (Deutsche Industrie Normen), a fin de tener una homogeneidad en los parámetros y las condiciones ambientales controladas, para que las mediciones puedan ser confiables y reproducibles. Para el caso particular de la máquina de 4 bolas en la Tabla 3-2 se muestran las variables en los que deben estar sustentados los ensayos.

Tabla 3-2. Protocolos de prueba según normas internacionales (14)(15)(16)(17) y (18).

NORMA	LUBRICANTE	PRUEBA	FUERZA	TEMP.	TIEMPO	VELOCIDAD
ASTM D2266	GRASA	NEP	392 N	75°C	60 MIN	1200 RPM
ASTM D4172	ACEITE	NEP	392 N	75°C	60 MIN	1200 RPM
DIN 51350	ACEITE CON POLIMEROS	NEP	5000 N	60°C	4HR 8HR 20 HR	1450 RPM
ASTM D2596	GRASA	EP	58 a 7849 N	27°C	10 SEG	1770 RPM
ASTM D2783	ACEITE	EP	58 a 7849 N	35°C	10 SEG	1770 RPM

En base a lo anterior se observa que los principales parámetros operativos son:

- Tiempo de duración.
- Fuerza normal aplicada.
- Par producto de la fricción en los puntos de contacto de las bolas.
- La temperatura de los lubricantes sujetos a las pruebas.

En las pruebas de extrema presión, el punto de soldadura sirve para determinar el valor de los parámetros en los cuales la película de lubricante pierde sus propiedades físicas y mecánicas, lo que permite caracterizar las propiedades mecánicas del lubricante sometido a la prueba, mientras que en las pruebas de no extrema presión, no se busca la ruptura mencionada, si no únicamente someter durante un largo periodo de prueba las bolas embebidas en el lubricante para generar huellas de desgaste, ya que al medir el diámetro de la huella se puede comparar con la que ocasionan otros tipos de lubricantes.

3.2.1. CASAS FABRICANTES DE LAS MÁQUINAS DE CUATRO BOLAS

Uno de los primeros antecedentes modernos sobre las máquinas tribológicas de cuatro bolas fue representado por el equipo patentado bajo el número 490,274 en la Oficina de Patentes de Estados Unidos (U,S,P,O por sus siglas en inglés), el 10 de junio de 1943, la cual se puede apreciar en la Figura 3-6 y la Figura 3-7 en donde se incluía un sistema para medir el comportamiento de la fricción ejercida en el arreglo tetraédrico de las cuatro bolas, así como un sistema de carga hidráulico (19).

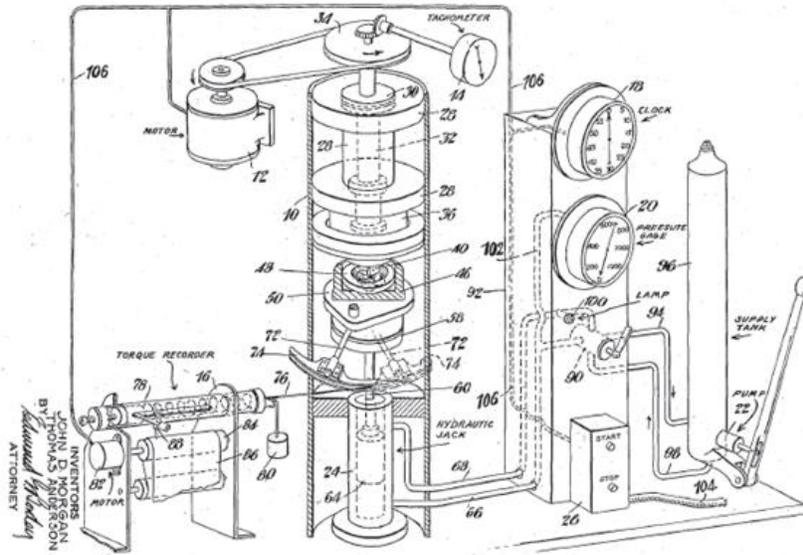


Figura 3-6. Vista en perspectiva de la máquina tribológica de cuatro bolas mostrando la manera en la que se conectan los elementos (19).

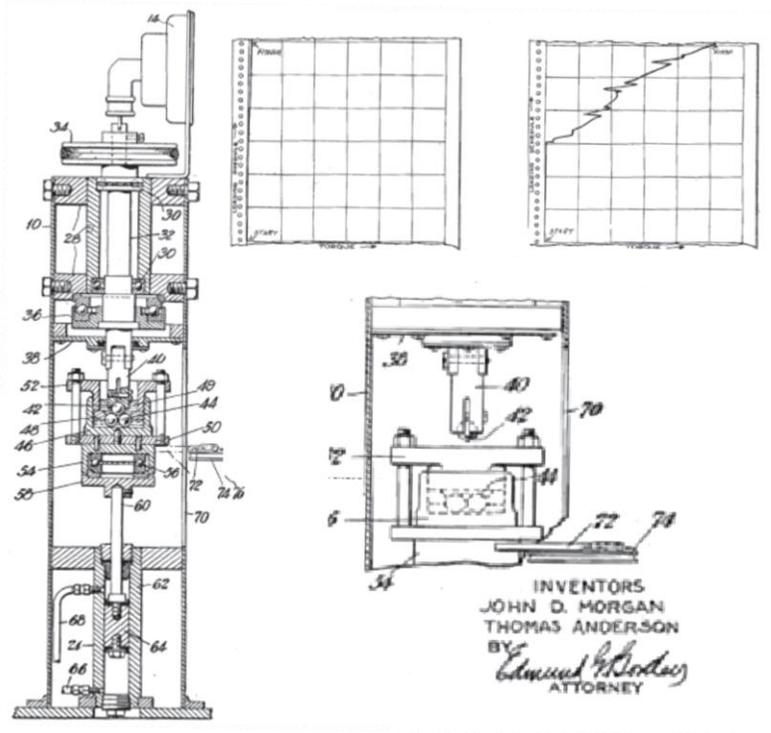


Figura 3-7. A la izquierda, sección transversal de la máquina mostrando los detalles del tribómetro, en la parte superior derecha, las gráficas de par y de carga, y en la parte inferior derecha, un acercamiento de el arreglo tetraédrico de las cuatro bolas (19).

En la actualidad existen varios fabricantes a nivel comercial de las máquinas tribológicas de cuatro bolas, como los que se presentan a continuación.

3.2.1.1. Falex Corporation

Situado justo al oeste de Chicago, Illinois (EE.UU.), Falex ha ofrecido la más completa línea de equipos de prueba tribología y servicios para la evaluación y el estudio de la lubricación, la fricción, el desgaste y la abrasión de más de 70 años. Más de 50 modelos de equipos de prueba están disponibles específicamente diseñados para evaluar y determinar el desgaste de las propiedades de los materiales y simular varias aplicaciones cumpliendo con las normas ASTM, ISO y otros métodos de ensayo estándar. Este equipo utiliza para evaluar: aceites, grasas, combustibles, líquidos industriales, fluidos hidráulicos, productos sintéticos, líquidos para trabajar el metal, películas lubricantes sólidas, recubrimientos térmicos en spray, revestimientos de película fina, plásticos, cerámicas, metales ferrosos y no ferrosos.

Dicha empresa cuenta con dos modelos a la venta, que se muestran en la Figura 3-8

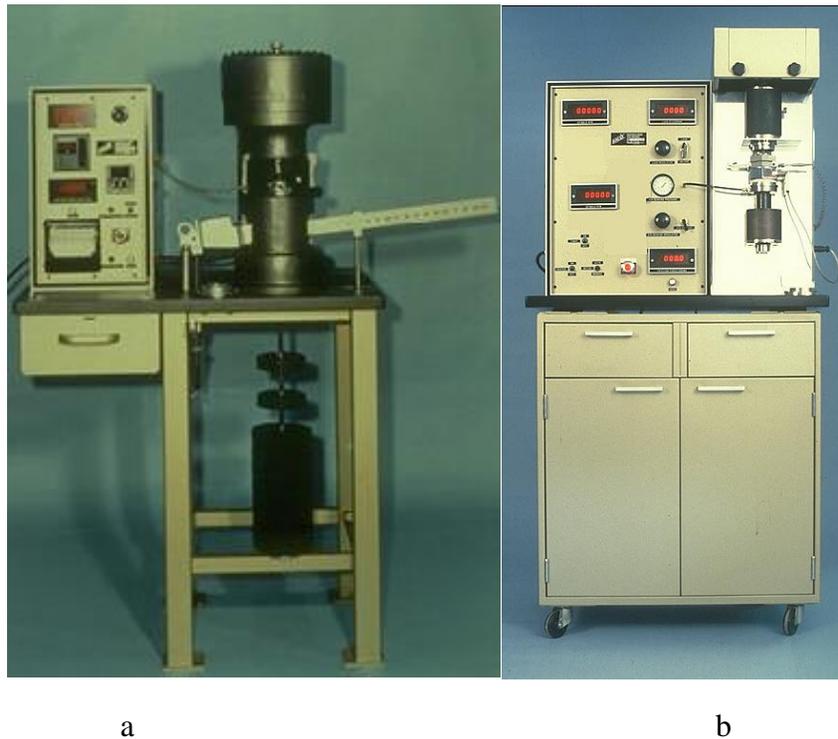


Figura 3-8. (a), Máquina Falex de cuatro bolas de extrema presión y (b) máquina de no extrema presión.

3.2.1.2. Phoenix Tribology Ltd

Empresa dedicada a la fabricación de máquinas para pruebas tribológicas ubicada en Woodham House, Whitway Newbury, Berkshire RG20 9LF Reino Unido. Promociona un prototipo de lo que se convirtió en el TE 82 de Alta Velocidad de rodadura de cuatro bolas. Ésta máquina fue diseñada para Doug Scott en el Laboratorio Nacional de Ingeniería en East Kilbride, para trabajar a 30,000 r.p.m. con una carga axial de 3 kN Figura 3-9.

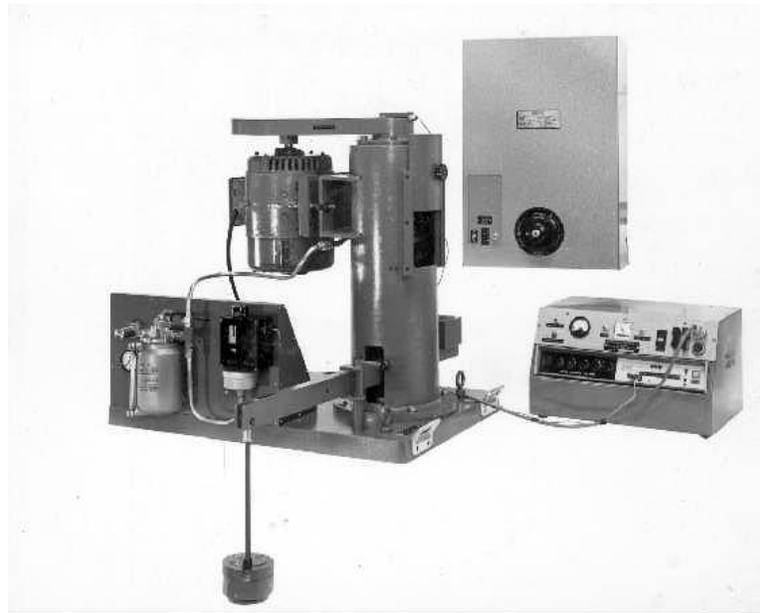


Figura 3-9. Máquina *Phoenix* de cuatro bolas a 30,000 rpm

3.2.1.3. IDP Aparatos

IDP Aparatos fue fundada en el año 1978 en Buenos Aires, Argentina, desarrollando y fabricando equipos para control de calidad de productos lubricantes.

La implementación de las Normas ISO serie 9000 referentes al Aseguramiento de la Calidad obligó a incorporar tecnología adecuada en sus equipos. A partir del año 1989 comenzó a producir equipos de ensayo asistidos por computadora, uno de ellos se muestra en la Figura 3-10, para realizar tareas de control operativo y toma de datos (rozamiento, temperatura, tiempo, etcétera.) en forma digital, posibilitando el total manejo de la información acumulada (hoja de datos, gráficos, administración de archivos, comparación con resultados anteriores, protocolos de ensayo, etcétera.)

Las siglas de IDP Aparatos derivan del acrónimo: Investigación, Desarrollo y Producción



Figura 3-10. Máquina tribológica de cuatro bolas producida por IDP Aparatos.

3.2.1.4. Koehler Instrument Company

Koehler es el principal proveedor de instrumentación para el sector de la industria del petróleo y petroquímica a nivel mundial, y desde hace 50 años proporcionan pruebas de laboratorio en pro del apoyo técnico de la investigación. Asimismo, respaldan a los compradores de equipo de pruebas para petróleo mediante personal técnico cuyos conocimientos en productos petrolíferos e instrumentos de prueba Figura 3-11, ayudan a entender mejor las necesidades específicas de los clientes.



Figura 3-11. Máquina tribológica de cuatro bolas producida por Koehler Instrument Company

3.2.1.5. PIT Tribology Testing Equipment

PTI, Inc. Ubicada en Hinckley, IL 60520 es una empresa especializada en el desarrollo y la fabricación de la próxima generación de máquinas de ensayo normalizadas para el estudio de la fricción y el desgaste en el mundo Figura 3-12.

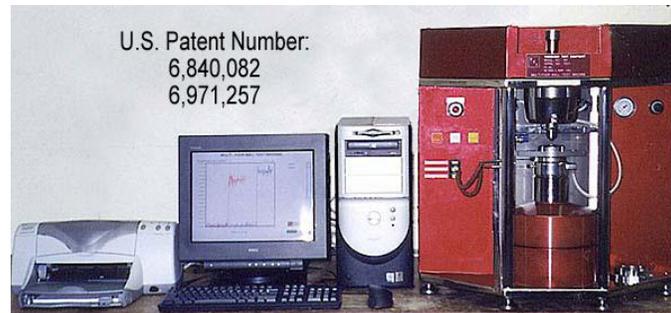


Figura 3-12. Máquina de cuatro bolas producida por PIT Tribology Testing Equipment.

3.2.1.6. Southwest Research Institute (SwRI)

Es una organización independiente, sin fines de lucro orientada a la investigación aplicada y desarrollo tecnológico.



Figura 3-13. Máquina tribológica de cuatro bolas producida por Southwest Research Institute.

3.3.LUBRICANTES

Para el final de 1976, la industria petrolera estadounidense, una de las más grandes del mundo realizó una modernización de sus plantas y equipos con una inversión de aproximadamente de 377 billones de dólares de los cuales 149 billones de dólares quedaron en Estados Unidos de América, y 288 billones de dólares se repartieron en varias partes del mundo (20). Por lo tanto la investigación y el mejoramiento de sus productos se consideran de primera necesidad para el desarrollo y crecimiento económico de cualquier país.

3.3.1. ACEITES LUBRICANTES

El término de aceite lubricante, es generalmente usado para incluir todas las clases de fluidos lubricantes, la mayoría de ellos son utilizados en el mundo, son regularmente de origen mineral y provienen de diferentes tipos de hidrocarburos principales en la fabricación de aceites parafínicos, nafténicos y aromáticos, cuando no cumplen con las expectativas en sus propiedades mecánicas, por ejemplo a muy altas o bajas temperaturas o condiciones de extrema severidad cuando es vital una pequeña flamabilidad, se recomiendan utilizar algunas mezclas especiales como por ejemplo, los esteres orgánicos lubrican en un alto intervalo de temperatura, etcétera. Tabla 3-3

Los lubricantes líquidos para cumplir con su función “lubricadora” deben de tener las siguientes propiedades:

- Viscosidad debe ser adecuada para formar una película de aceite a fin de evitar la interacción de las superficies que se encuentran en contacto y movimiento relativo.
- Que tenga la suficiente capacidad para adherirse fuertemente a las superficies.
- Inercia química y acción protectora para evitar herrumbre y la corrosión de las superficies metálicas.
- Baja volatilidad a la temperatura de trabajo.

Tabla 3-3. Lista parcial de los tipos de líquidos lubricantes disponibles en el mercado (21).

TIPO	ATRIBUTOS ESPECIALES.
Aceite mineral	Bajo costo
Hidrocarburo sintético	Fluencia a baja temperatura
Ester orgánico	Fluencia a baja temperatura
Poli glicol Ester	Buenas propiedades de viscosidad y temperatura
Lubricante base agua	Poco flamable

Emulsión de aceite y agua	Poco flamable
Ester de fosfato	Poco flamable
Silicones	Excelentes propiedades de viscosidad y temperatura
Polipentíester	Estabilidad térmica
Perfluoropoliéster	Resistente a la oxidación
Halo carbono	No flamable

3.3.2. GRASAS LUBRICANTES

La norma ASTM D-288 llamada “Definitions of Terms Relating to Petroleum” define a una grasa lubricante como un producto sólido o semifluido que incluye un agente espesante en un líquido lubricante, además pueden ser incluidos otros ingredientes con propiedades especiales. Esta definición indica que las grasas son un tipo líquido espeso lubricante para proveer propiedades que no puede satisfacer un líquido lubricante por sí solo (20).

Las grasas son más empleadas en comparación de los aceites lubricantes cuando se requiere que se mantenga en su posición original en un mecanismo, especialmente cuando la posibilidad de hacer lubricaciones periódicas se encuentra limitada o es económicamente injustificable. Este requerimiento puede ser debido a la configuración física del mecanismo, el tipo de movimiento o el tipo de sellado.

3.3.3. LUBRICACIÓN DE EXTREMA PRESIÓN

Las severas condiciones de deslizamiento de los engranes automotrices de transmisión fueron analizadas en 1920 dado al origen de fallas. Lubricantes especiales tuvieron que ser seleccionados para trabajar bajo cargas extremas, llegando a la conclusión de que las fallas eran provocadas por las presiones de la operación, por lo tanto lubricantes de extrema presión fueron desarrollados para funcionar en condiciones similares (8).

La película de lubricante falla cuando las condiciones son lo suficientemente severas, como resultado significativo del contacto entre el metal y el óxido con una gran escala de adherencia, lo que comúnmente se conoce como “Scuffing” o escofinado, mismo que puede ser definido como un resultado del daño de una superficie constituyendo un fallo en el componente. En algunos casos puede ser severo lo que conduce a un agarrotamiento de los componentes mecánicos en contacto y movimiento relativo, por ello es conveniente utilizar en la mezcla un aceite base mineral del lubricante, e ir considerando la influencia de aditivos (6).

Los lubricantes de extrema presión son químicamente activos a altas temperaturas, formando capas inorgánicas, las cuales son fácilmente removidas. En consecuencia, si una alta temperatura es alcanzada durante el deslizamiento, las superficies se corroen creando asperezas, y las que se encuentran en contacto están continuamente desgastadas. En contraste, a baja temperatura las superficies son químicamente inertes. Una gráfica de la fricción o del desgaste adhesivo de un lubricante de extrema presión en función de su temperatura indicaría lo que se muestra en la Figura 3-14 (8).

En la Figura 3-15 muestra claramente que los lubricantes de extrema presión deben ser formulados con precisión, ya que si se adicionan muchos elementos que tienden a convertirse químicamente activos a bajas temperaturas. El material removido por la corrosión se volverá muy grande, y por otra parte, si el ingrediente que adiciona la acción de extrema presión es muy débil, genera una acción corrosiva insuficiente ocasionando que el lubricante no sea efectivo.

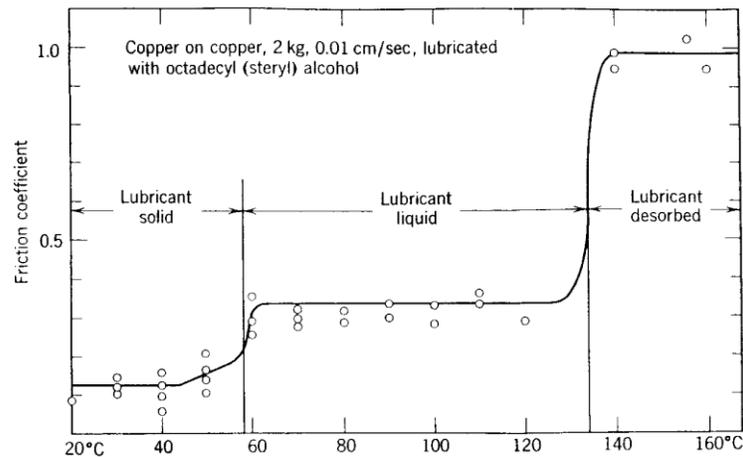


Figura 3-14. Gráfica de la fricción en función de la temperatura.

Recubrimientos químicos producidos por fosfatos, sulfatos o anodizados dan una limitada protección contra un daño severo de la superficie, estos, son generalmente usados en combinación con otros lubricantes (22).

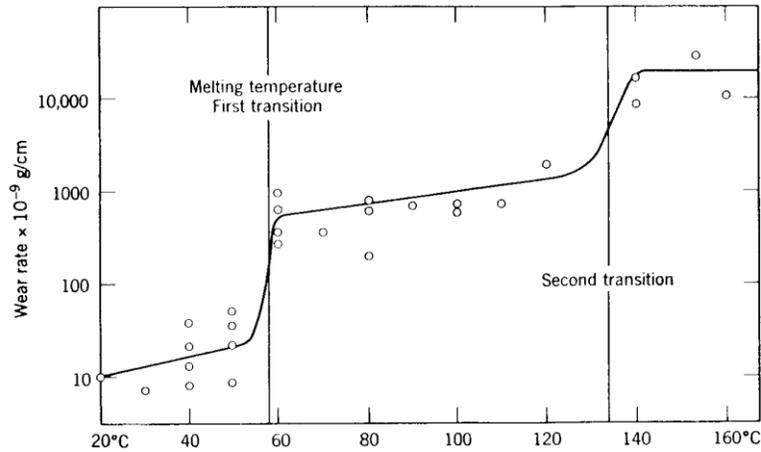


Figura 3-15. Gráfica de transferencia de material en función de la temperatura.

La acción de un aditivo de extrema presión no puede ser modelada de manera eficaz. La comprensión de ellos, sólo es posible mediante un estudio detallado en máquinas de laboratorio de las películas lubricantes hasta una fase anterior al daño severo de las superficies en contacto. Los estudios de las tasas de reacción sobre las películas posteriores al desgaste pueden proporcionar estimaciones realistas de los parámetros cinéticos. Estos estudios también pueden aclarar la forma en que las películas lubricantes de extrema presión evolucionan progresivamente hasta su falla. Los aditivos anti-desgaste también proporcionan una mayor capacidad de carga en comparación con aceites base. Estos también conocidos como aceites de leve extrema presión son de acción lenta en comparación con los primeros (6).

CAPÍTULO 4. DISEÑO MECÁNICO DE UNA MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS

La “*Internacional Council of Societies of Industrial Design*” (I.C.S.I.D.) definió desde el año de 1959 el diseño como: “El arte de imaginar y crear cosas útiles capaces de satisfacer necesidades, manifiestas o latentes, del individuo o de la comunidad” (23).

En la Figura 4-1 se muestra un diagrama de la secuencia que debe seguir el proceso de diseño resaltando más bien que, lejos de ser lineal, se trata de un proceso iterativo y complejo en el cual se requiere regresar periódicamente a etapas anteriores a fin de reconsiderar aspectos que inicialmente fueron omitidos o que pudieran ser mejor comprendidos con la ganancia de información y experiencia que se genera al avanzar en la búsqueda de soluciones al problema propuesto.

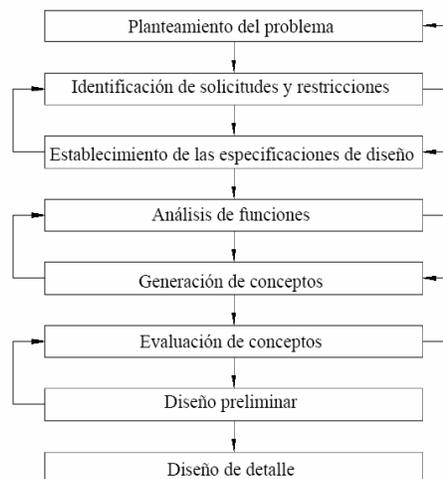


Figura 4-1. Fases del proceso de diseño.

4.1.COMPRENSIÓN Y PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Este paso es pilar fundamental para generar un producto exitoso, ya que un alto porcentaje de la solución de un problema depende de su correcto planteamiento, evitando así resultados insatisfactorios o lo que es peor diseños inútiles.

El **DESPLIEGUE DE FUNCIONES DE CALIDAD QFD** (*Quality Function Deployment* por sus siglas en inglés), es un método para transformar las demandas de los usuarios en la calidad del diseño, así como realizar el despliegue de las funciones que formarán la calidad e implementar métodos para lograrla, y, finiquitando con los elementos específicos del proceso de manufactura (24).

4.1.1. IDENTIFICACIÓN DEL CLIENTE

Como primer punto del despliegue de funciones de calidad se encuentra la identificación del cliente, en donde se incluyen todas aquellas personas o entidades que son afectadas por las decisiones que se tomen durante el proceso de diseño del producto. Aunque existen varios tipos de clientes como se señalan a continuación (24).

- Cliente consumidor
- Cliente productor
- Cliente comercializador
- Cliente patrocinador

La máquina tribológica desarrollada, únicamente cuenta con algunos tipos de clientes como se puede apreciar en la Tabla 4-1.

Tabla 4-1. Identificación del cliente.

TIPO DE CLIENTE	NOMBRE DEL CLIENTE.
Cliente consumidor	Instituto Politécnico Nacional
	Laboratorio de tribología.
	Alumnos usuarios de la máquina.
Cliente productor	Encargados de la manufactura

4.1.2. DETERMINACIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS Y EXPECTATIVAS DE LOS CLIENTES

Como segundo paso del QFD, consistió en realizar una lista de todos los requerimientos que expresan cada tipo de cliente, que se obtuvieron mediante un sondeo directo. Las cuales posteriormente de una depuración adecuada de los mismos se llegó a las siguientes conclusiones que se muestran en la Tabla 4-2.

Tabla 4-2. Requerimientos y expectativas del cliente.

TIPO DE CLIENTE	REQUERIMIENTOS Y EXPECTATIVAS
Cliente consumidor	Costo competitivo en el mercado internacional.
	Velocidad necesaria según normas correspondientes.
	Carga normal necesaria según normas correspondientes.
	Detección del par producto de la fricción.
	Incremento de la temperatura del lubricante según las normas correspondientes.
	Detección de la temperatura del lubricante.
	Fácil de operar.
	Seguridad hacia el operador.
	Fácil mantenimiento preventivo y correctivo.
	Buena apariencia.
Cliente productor	Los insumos y piezas para su manufactura estén disponibles en el mercado nacional.
	Diseño bajo normas estandarizadas.
	Fácil de manufacturar.
	Fácil de ensamblar.
	Fabricación mediante medios de producción disponibles.

4.1.3. DETERMINAR LA IMPORTANCIA RELATIVA DE LOS REQUERIMIENTOS Y EXPECTATIVAS DE LOS CLIENTES

Proceso en el cual se asignará un peso significativo a cada requerimiento, pero hay algunos que por el hecho de ser parte de los objetivos generales son obligatorios quedando separados como se indica en la Tabla 4-3, sin omitir que los requerimientos deseables son susceptibles a una ponderación que determina el grado de importancia de cada necesidad.

Tabla 4-3. Lista de requerimientos deseables y obligatorios.

LISTA DE REQUERIMIENTOS	
DESEABLES	OBLIGATORIOS
Fácil de operar.	Velocidad necesaria según normas correspondientes.
Fácil mantenimiento preventivo y correctivo.	Carga normal necesaria según normas correspondientes.

Buena apariencia.	Detección del par producto de la fricción.
Diseño bajo medidas estandarizadas.	Incremento de la temperatura del lubricante según las normas correspondientes.
Fácil de manufacturar.	Detección de la temperatura del lubricante.
Fácil de ensamblar.	Seguridad hacia el operador.
Fabricación mediante medios de producción disponibles.	Los insumos y piezas para su manufactura estén disponibles en el mercado nacional.
	Costo competitivo en el mercado internacional.

Como siguiente paso, se le asignó una literal a cada requerimiento deseable a fin de facilitar la visualización de la tabla de ponderación.

Tabla 4-4. Asignación de literales a los requerimientos deseables

REQUERIMIENTOS DESEABLES	LITERAL ASIGNADA
Fácil de operar.	A
Fácil mantenimiento preventivo y correctivo.	B
Buena apariencia.	C
Diseño bajo normas estandarizadas.	D
Fácil de manufacturar.	E
Fácil de ensamblar.	F
Fabricación mediante medios de producción disponibles.	G

El proceso de ponderación de requerimientos deseables proporcionó las bases al grupo de diseño para dosificar sus esfuerzos en proporción directa a la importancia relativa de cada requerimiento, donde se asignó un signo (+) cuando el elemento es más importante que el que se compara y (-) si sucede lo contrario, como se muestra en la Tabla 4-5.

Tabla 4-5. Ponderación de requerimientos deseables.

	A	B	C	D	E	F	G	Σ	Ir (%)
A	0	+	+	-	-	-	-	2	9.52
B	-	0	+	-	+	+	-	3	14.28
C	-	-	0	-	-	+	-	1	4.76
D	+	+	+	0	+	+	+	6	28.57
E	+	-	+	-	0	-	-	2	9.52
F	+	-	-	-	+	0	+	3	14.28
G	+	+	+	-	+	-	0	4	19.04
						Sumatorias		21	100

Establecida por la siguiente relación (24):

$$C = N \frac{(N - 1)}{2} = 7 \frac{(7 - 1)}{2} = 21$$

4-1

Donde:

C = Número de comparaciones.

N = Número de requerimientos deseables.

Ir = Valor relativo.

4.1.4. TRADUCCIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DEL CLIENTE EN TÉRMINOS MENSURABLES DE INGENIERÍA

El objetivo de esta traducción es convertir los requerimientos del cliente que se encuentran expresados en un lenguaje subjetivo a un lenguaje en el cual se pueda dimensionar en términos técnicos de ingeniería, lo que permitió proporcionar las bases para obtener las metas de diseño, mismas que sustentaron la concepción de la máquina de cuatro bolas.

Tabla 4-6. Traducción de los requerimientos del cliente a términos medibles.

REQUERIMIENTO DEL CLIENTE	TRADUCCIÓN DEL REQUERIMIENTO EN TÉRMINOS MENSURABLES	UNIDAD DE MEDICIÓN
Velocidad necesaria según normas correspondientes.	Velocidad en la flecha	R.P.M.
Carga normal necesaria según normas correspondientes.	Carga normal aplicada a la probeta	N
Detección del par producto de la fricción.	Par en las probetas	N- m
Incremento de la temperatura en el lubricante según las normas correspondientes.	Incremento de temperatura	°C
Detección de la temperatura en el lubricante.	Sensado de temperatura	°C
Fácil de operar.	Personas necesarias para operar	# de personas
	Escolaridad mínima necesaria	Técnico superior
	Tiempo necesario de adiestramiento	Horas
	Uso de herramientas auxiliares	Cantidad
Segura hacia el operador.	Estudio ergonómico	Grado de comodidad

	Guardas de protección	Cantidad
Fácil mantenimiento preventivo y correctivo.	Personas necesarias para mantenimiento	# de personas
	Tiempo necesario para mantenimiento	Horas
Buena apariencia.	Calidad de la pintura	# capas
Insumos y piezas para su manufactura localizadas en el mercado nacional.	Piezas existentes en el mercado nacional	# piezas
Diseño mecánico con medidas estandarizadas.	Medidas en el sistema internacional	S.I.
Fácil de manufacturar.	Piezas de fácil manufactura	# piezas
Fácil de ensamblar.	Piezas de fácil ensamblaje	# piezas
Fabricación mediante medios de producción disponibles.	Fabricación en máquinas herramientas convencionales	# máquinas
Costo competitivo en el mercado internacional.	Costo accesible	Pesos

Según se ilustra en la Tabla 4-6, todos los requerimientos del cliente fueron transformados a términos medibles propios para el diseño de la máquina y se le asignaron unidades a fin de dimensionar cada uno de los requerimientos.

4.1.5. ESTABLECER METAS DE DISEÑO

Cada meta tiene que expresar una característica medible que debe tener la máquina, lo cual se logra a través del proceso de diseño. El establecimiento de las metas del mismo se llevó a cabo tomando en cuenta tres factores fundamentales.

Los requerimientos del cliente

Las características de los productos de la competencia

El valor agregado que se desea imprimir al nuevo producto

Tabla 4-7. Valores de la matriz de relaciones.

RELACIONES		
Θ	Fuerte	9
Δ	Media	3
\therefore	Débil	1

Con los valores presentados en la Tabla 4-7 se evaluó la matriz de relaciones, con la cual se obtuvieron las importancias técnicas de cada requerimiento del cliente.

4.2.DISEÑO CONCEPTUAL

El primer paso del diseño conceptual es revisar los requerimientos del cliente los cuales fueron evaluados previamente en la matriz de relaciones del QFD mostrados en la Tabla 4-8, de donde se obtuvieron los siguientes resultados, ordenándolos en función a su importancia técnica.

Tabla 4-9. Lista de metas de diseño.

TRADUCCIÓN DEL REQUERIMIENTO EN TÉRMINOS MENSURABLES	UNIDAD DE MEDICIÓN	CALIFICACIÓN TÉCNICA
Estudio ergonómico	Grado de comodidad	96
Guardas de protección	Cantidad	90
Costo accesible	Pesos	89
Personas necesarias para operar	# de personas	81
Velocidad en la flecha	R.P.M.	72
Carga normal aplicada a la probeta	N	72
Detección del par en las probetas	N-m	57
Incremento de temperatura	°C	57
Sensado de temperatura	°C	57
Tiempo necesario de adiestramiento	Horas	56
Uso de herramientas auxiliares	Cantidad	54
Escolaridad mínima necesaria	Grado escolar	51
Medidas en el sistema inglés	Pulgadas	48
Piezas existentes en el mercado nacional	# piezas	36
Piezas de fácil manufactura	# piezas	33
Personas necesarias para mantenimiento	# de personas	27
Tiempo necesario para mantenimiento	Horas	27
Piezas de fácil ensamblaje	# piezas	27
Calidad de la pintura	# capas	18
Fabricación en máquinas convencionales	# máquinas	18

Realizando un análisis resumido de la forma en la que se ordenaron los requerimientos del cliente expresados en términos mesurables de ingeniería, se puede observar que en primer lugar se encuentran aquellos que son destinados a la protección y seguridad del usuario, el segundo lugar está ocupado por el costo competitivo en comparación con las máquinas a nivel internacional, ocupando un tercer lugar son los requerimientos técnicos del equipo como la velocidad de rotación, fuerza normal, temperatura, etcétera, y los últimos se refieren a las características constructivas como la manufactura el ensamblaje, etcétera. Por lo tanto en base a estos planteamientos se realizó el diseño conceptual de los componentes básicos para su operación.

La máquina tribológica de cuatro bolas se puede dividir en las siguientes partes fundamentales, a las que se les clasificará como sistemas, mostrados en la Tabla 4-10

Tabla 4-10. Sistemas de la máquina tribológica de cuatro bolas.

Número de sistema	Descripción
1	Sistema de sujeción de probetas
2	Sistema de calentamiento de probetas
3	Sistema de carga normal
4	Sistema de transmisión de potencia
5	Sistema de sensado de parámetros
6	Sistema de soporte
7	Sistema de control y automatización

El presente trabajo, contempla solamente los primeros 6 sistemas, ya que se enfoca al diseño mecánico y manufactura del equipo, mientras que el sistema correspondiente al control y automatización queda propuesto para otro trabajo de tesis, que es complemento de este mismo.

4.2.1. SISTEMA DE SUJECIÓN DE PROBETAS

Como ya se mencionó un objetivo fundamental es que la máquina pueda realizar pruebas a lubricantes ya sean grasas o aceites. Para ello, se emplean probetas de acero en forma esférica con un diámetro de 12.7mm las cuales fueron embebidas por una película del lubricante, según lo establecen las normas ASTM D2266, ASTM D4172, ASTM D2596, ASTM D2783 y DIN 51350. Se dispusieron de cuatro esferas en un arreglo tetraédrico, según se ilustra en la Figura 3-5 cumpliendo con lo siguiente.

Las tres esferas inferiores se encuentran en contacto relativo.

Las tres esferas inferiores son apoyadas en un plano de referencia.

Las tres esferas inferiores fueron ajustadas a fin de impedir su movimiento.

El método de sujeción permitió contener el lubricante sin que se derramara.

La cuarta esfera fue colocada libremente en el intersticio de las otras tres, encontrándose libre para girar sobre su propio eje.

En base a las restricciones anteriores se tendrá que generar un diseño conceptual para satisfacerlas eficientemente.



Figura 4-2. Tres esferas metálicas en contacto relativo

En la Figura 4-2, se muestra las tres esferas en contacto relativo dado que la superficies de cada una de ellas, es tangente a las otras dos en cuestión.



Figura 4-3. Esferas metálicas con su base

En la Figura 4-3, se aprecian las tres bolas en contacto relativo sobre una base plana metálica, capaz de soportar las cargas a las que se encuentra sometida. Se analizaron métodos de sujeción como son, el magnético, el mecánico, el neumático y el suéldalo, sin embargo se optó por el método mecánico por su economía y facilidad de manufactura en comparación con las otras. Las condiciones de sujeción son las siguientes:

La fuerza de apriete tiene que estar orientada hacia el centro de las tres bolas, de tal manera que impida que se eleven de la placa metálica y que se separen entre sí. Esto se consigue aplicando una fuerza como se indica a la izquierda de la Figura 4-4. Mientras del lado derecho, se muestra un aditamento el cual sirvió como centrador y pudiendo ejercer la fuerza concéntrica cuando se aplica una carga en forma vertical.



Figura 4-4. Fuerzas necesarias para la sujeción de las esferas

Una vez que se tiene las esferas sujetadas, se prosigue con el diseño propuesto a fin de que permita contener el fluido a ser examinado, lo que significa, las esferas deben estar contenidas en algún recipiente tipo cubeta, tal como se ilustra en la Figura 4-5



Figura 4-5. Recipiente para contener el fluido a ser examinado.

Finalmente se tuvo que dejar un espacio suficiente, para colocar la cuarta bola y pueda girar en su propio eje, se agrega una tuerca al sistema, el cual mediante una unión roscada ejercerá la fuerza suficiente para aprisionar el anillo centrador. Completando con esto el sistema de sujeción de probetas ilustrado en la Figura 4-6



Figura 4-6. Sistema de sujeción completo.

4.2.2. SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE PROBETAS

Una vez que se tiene el sistema para sujetar las probetas firmemente, el siguiente paso es determinar la forma y modo para calentar el lubricante a las temperaturas conocidas por las normas respectivas, indicadas en la Tabla 3-2. Al considerarse varias maneras de suministrar calor al recipiente, entre las cuales destacan, resistencias eléctricas, vapor en tubos de calentamiento, agua caliente en circuitos, se concluyó que la opción que implica menos equipos auxiliares, y simplicidad tanto en su instalación como operación, fue el de la resistencia eléctrica, encontrándose en el mercado en diferentes presentaciones tales como, cilindros, aros, placas, etcétera., se seleccionó utilizar la forma cilíndrica, ya que demanda menor espacio de instalación, pudiéndose acondicionar en el recipiente mostrado en la Figura 4-6, ubicándolas en la posición más cercana a las esferas para que la transmisión del calor sea lo más eficiente posible, tal y como se muestra en la Figura 4-7.



Figura 4-7. Recipiente para probetas, con dos resistencias.

4.2.3. SISTEMA DE CARGA NORMAL

Al realizar una extensiva investigación de los diversos sistemas de aplicación de carga que se manejan en el mercado nacional, se logró clasificarlos en tres grandes grupos Tabla 4-11:

Tabla 4-11. Sistemas de aplicación de carga.

Mecánicos	Brazo de palanca
	Poleas múltiples
	Trinquete
	Tornillo sin fin
Hidráulicos	Pistones
Neumáticos	Pistones
	Fuelles

Las características que demandan las pruebas generadas en la máquina, exigen tener un estricto control de la carga aplicada, lo cual contribuye a la adecuada repetitividad de los ensayos. Por ello, las normas internacionales sugieren un método mecánico de brazo de palanca y contrapeso para generar la carga normal aplicada a las probetas, lo que implica que el operador se encuentre manipulándolas continuamente, dicha acción va en contra del primer punto en orden de importancia de las metas de diseño plasmadas en la Tabla 4-9,

Descartando cualquier opción mecánica restante, debido a la baja precisión que manejan, se analiza el uso de pistones hidráulicos. Estos a pesar de cumplir ampliamente con el rango de carga normal que indican las normas internacionales correspondientes, no cuentan con la precisión a pequeñas cargas que exigen los ensayos de no extrema presión. Además de requerir equipo adicional de alto costo como lo son la bomba hidráulica, tanque de almacenamiento y recirculación de aceite.

Analizando la opción de sistemas neumáticos se determinó que los pistones cuentan con la suficiente precisión a pequeñas y grandes cargas, pero la limitante es que no satisface el límite superior de carga, quedando 20 % debajo de los parámetros requeridos. Finalmente los fuelles neumáticos reúnen todas las características necesarias para la aplicación de carga, siendo precisos y cumpliendo de manera correcta el rango de cargas requeridas, posteriormente analizando los equipos ofertados por casas internacionales se observa que implementan sistemas de carga neumática para los equipos de mayor costo, debido a que ofrecen una mejor facilidad de operación.



Figura 4-8. Fuelle neumático desinflado e inflado.

Estudiando el comportamiento de los equipos mostrados en la Figura 4-8, se comprobó que al momento de la inyección de aire, el desplazamiento del plato superior es aleatorio al no contar con un mecanismo de guías, lo que dificultaba garantizar que la fuerza fuera aplicada de forma axial al sistema de sujeción de probetas, ósea contribuiría a que la carga aplicada en las tres bolas estacionarias no fuera homogénea ni equitativa por tal motivo se tuvo que diseñar un sistema de guía de tal forma que se obliga a la fuerza actué en dirección normal ósea en el centro de la sujeción de probetas.

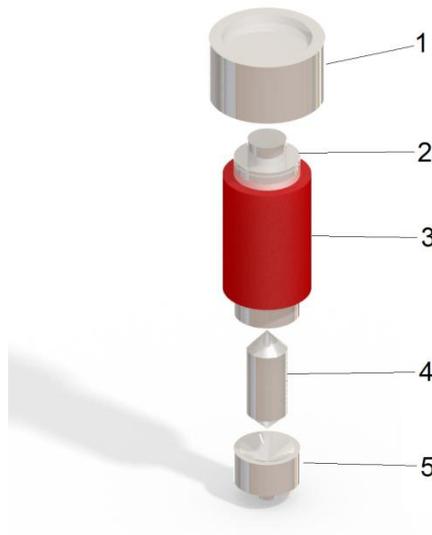


Figura 4-9. Mecanismo de carga: 1.- Platina 2.- Flecha guía 3.- Tubo fijo 4.- Pin de carga 5.- Base del pin.

En la Figura 4-9, se ilustra el mecanismo de carga en donde la platina funciona como cople entre el sistema de sujeción y la carga aplicada, permitiendo separar una de la otra, la flecha guía se desliza a través de un tubo vertical fijo que trasmite la fuerza desde el fuelle neumático hasta el sistema de sujeción mediante el pin de carga, por su forma cónica, que lo caracteriza, puede dirigir la fuerza hacia el centro de la flecha garantizando la aplicación de la carga en forma axial.

4.2.4. SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Es indispensable, que la cuarta bola, localizada en la parte superior, gire en su propio eje contra las otras tres, por tal motivo se diseñó un elemento de sujeción para dicha pieza, conocido como boquilla la cual debe ser de fácil manufactura y desmontable ya que es susceptible a desgastarse, Esto facilitó su reemplazo a futuro, ésta pieza tiene que estar acoplada a una flecha, la cual soporta la carga normal aplicada a las probetas. Por último, en la parte superior se instaló un mecanismo de poleas escalonadas, a fin de cumplir con las tres velocidades que establecen las normas correspondientes, 1750, 1500 y 1200 rpm.

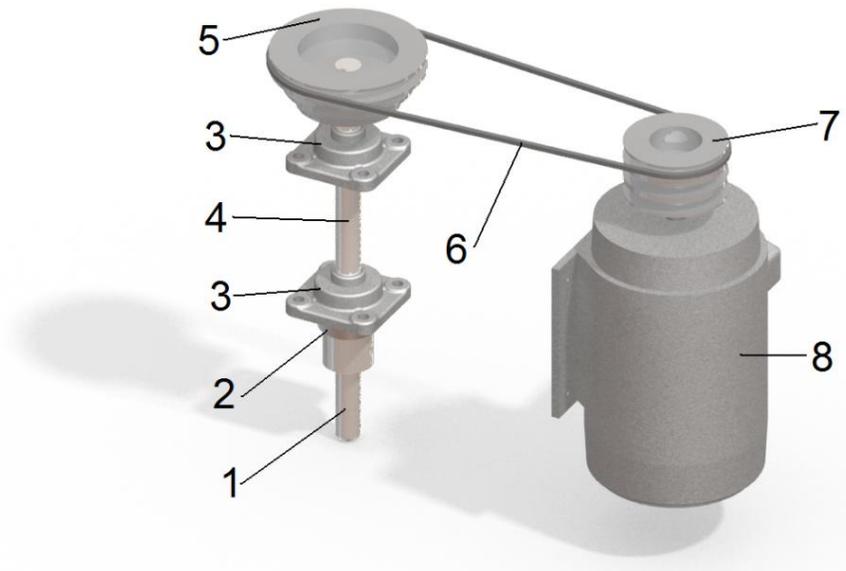


Figura 4-10. Sistema de transmisión de potencia: 1.- Boquilla 2.- Balero de carga 3.- Chumacera de pared 4.- Flecha 5.- Polea escalonada conducida 6.- Banda 7.- Polea escalonada motriz 8.- Motor eléctrico

En la Figura 4-10, se ilustra el diseño conceptual del sistema de transmisión de potencia donde la boquilla (1) puede ser desmontada de la flecha principal (4) de manera ascendente se ilustra el balero de rodillos cónicos, éste transmite la fuerza aplicada en las probetas hacia la estructura de soporte. La distancia entre los dos primeros elementos debe ser lo más pequeña posible, para evitar deformación axial en la flecha. Posteriormente se colocan dos chumaceras en la flecha principal para garantizar el giro de la flecha sobre el eje principal de la máquina y para soportar la fuerza producto de la tensión de la banda. Las poleas (5) y (7) tienen la función de transmitir la potencia del motor a la flecha en función a la velocidad establecida. Finalmente se ubica el motor eléctrico responsable de generar potencia necesaria para realizar el ensayo correspondiente.

4.2.5. SISTEMA DE SENSADO DE PARÁMETROS

Durante el periodo de ensayo de desgaste es necesario sensar parámetros de funcionamiento para poder caracterizar adecuadamente los lubricantes en base a los datos recopilados. Por tal motivo es de vital importancia colocar dichos sensores en lugares estratégicos, para que su lectura sea lo más precisa y confiable. Las variables que se tienen que examinar son las siguientes:

- Temperatura del lubricante.
- Fuerza normal.
- Par generado por la fricción.

Para conocer la temperatura del lubricante, es necesario emplear el sensor de temperatura conocido en el mercado como termopar tipo K, el cual es un dispositivo formado por la unión de dos metales distintos (cromo y aluminio), produciendo un voltaje en presencia de una fuente calorífica. La ubicación de éste tiene que ser lo más cercano al lubricante en cuestión, por lo que se coloca dentro del recipiente que contiene las bolas embebidas en aceite lubricante.

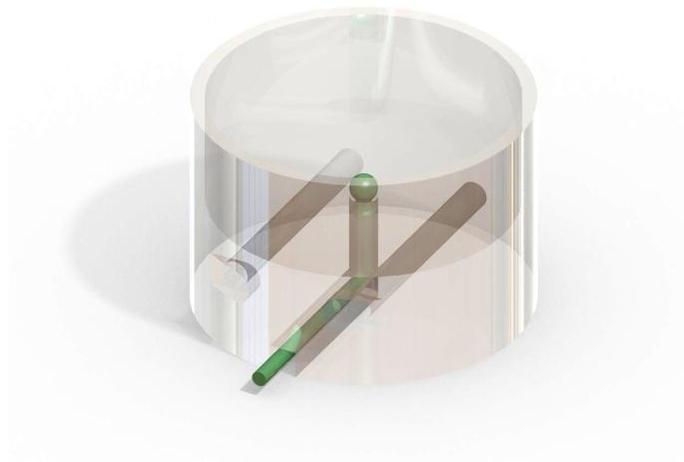


Figura 4-11. Recipiente para probetas con el termopar tipo K

En la Figura 4-11 se ilustra la forma de colocación del termopar tipo K, dentro del recipiente sin obstruir el montaje de las probetas.

Mientras el sensado de la fuerza normal aplicada a las bolas, se realiza con un dispositivo llamado celda de carga. Éste, consiste en una pieza de metal en donde se adhieren galgas extenso-métricas, las cuales cambian su resistencia al flexionarse. Por la facilidad de su montaje, se seleccionan las de tipo (S) ilustrada en la Figura 4-12 A. La cual tiene la capacidad de sensar y resistir cargas de tensión y compresión sobre su eje de operación.



Figura 4-12. A) Celda de carga tipo (S) (25) B) Sistema de carga completo 1.- Base del pin 2.- Celda de carga 3.- Base de la celda de carga.

La celda de carga se observa en la Figura 4-12 A, se coloca bajo del pin por lo que se diseñó una placa base (3) responsable de unir el fuelle neumático con ésta, dicha ubicación garantizara la correcta obtención de los datos de la fuerza aplicada en las bolas.

Por último, se requieren obtener los datos del par generado. Lo cual implica otorgar un grado de libertad rotacional sobre el eje principal de la máquina, por debajo del recipiente de probetas, y adicionando un brazo de palanca donde una celda de carga se coloca en el extremo de éste, pudiéndose registrar la fuerza mencionada. El brazo de palanca se ubica en la platina por lo que requiere el diseño de un mecanismo de tracción entre ésta y el recipiente de probetas, así como el acondicionamiento de un rodamiento para el grado de libertad rotacional, que se localiza bajo de la platina mencionada.

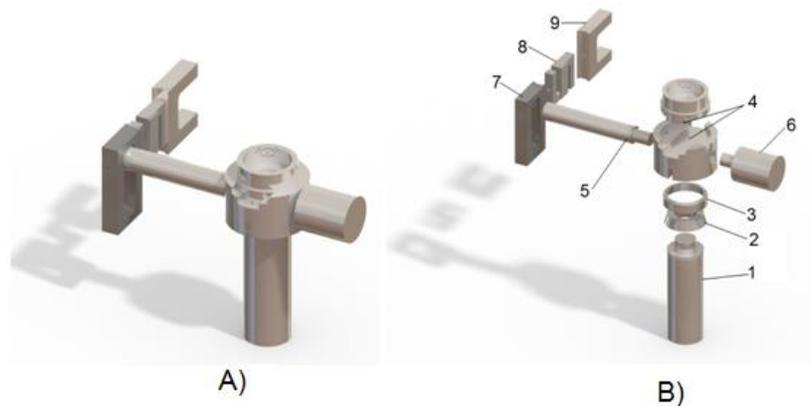


Figura 4-13. A), sistema de sensado de par, B), vista explosionado del mismo: 1.- Flecha guía 2.- Balero de carga axial 3.- Pista del balero 4.- Mecanismo de tracción entre platina y recipiente de probetas 5.- Brazo de palanca 6.- Contrapeso 7.- Guía de celda de carga 8.- Celda de carga 9.- Base de celda de carga.

La Figura 4-13 muestra claramente la ubicación del balero de carga axial dentro del mecanismo previamente conceptualizado.

4.2.6. SISTEMA DE SOPORTE

Todos los sistemas antes descritos necesitan un armazón general sobre el cual se monten todas las piezas y le den forma final a la máquina tribológica de cuatro bolas. El primer paso para la conceptualización del armazón, es la integración de los sistemas mecánicos principales de la máquina, a fin de determinar los puntos de apoyo, en la Figura 4-14 se indican los elementos clave requiriendo de un medio de sujeción efectivo. Donde el motor debe de tener la facultad de ser tensado, con la finalidad de conservar la posición de la banda en las poleas.

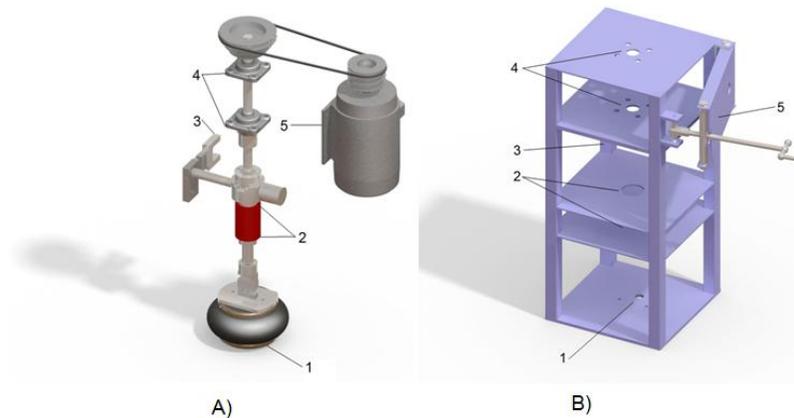


Figura 4-14. A) Puntos de apoyo del conjunto de sistemas, B) Modelo propuesto de armazón. 1.- Fuelle neumático 2.- Tubo guía 3.- Base de celda de carga 4.- Chumaceras 5.- Motor

Al integrar todos los componentes dentro del armazón en forma de torre, se determina cuales son los elementos que tienen una interacción directa con el usuario de la máquina, ilustrados en la Figura 4-15, por las características del ensayo el contenedor de probetas es la pieza de mayor grado de manipulación, ya que necesita ser removido en repetidas ocasiones durante el transcurso de éste a diferencia de la banda y la manivela, que solo requieren ser ajustadas al inicio del mismo, por tal motivo se requiere realizar un estudio ergonómico de la primera interacción.

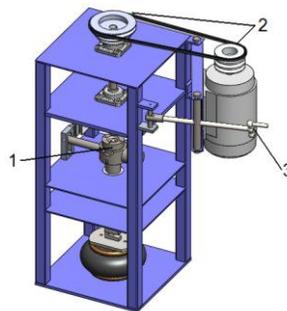


Figura 4-15. Elementos de interacción con el usuario. 1.- Recipiente de probetas 2.- Banda de transmisión 3.- Manivela de tensión del motor.

4.3. ESTUDIO ERGONÓMICO

La ergonomía cuyas raíces son griegas: “*ergos*” actividad y “*nomos*” normas o leyes naturales. O sea “**Las normas que regulan la actividad humana**”. En todas las aplicaciones, su objetivo principal es común: se trata de adaptar los productos, las tareas, las herramientas, los espacios y el entorno en general a la capacidad y necesidades de las personas, de manera que mejore la eficiencia, seguridad y bienestar de los consumidores, usuarios o trabajadores (26).

Existen múltiples formas de análisis de los espacios de actividad o trabajo, de los objetos y del conjunto de acciones que las personas se encuentran obligadas a realizar, por ejemplo, clasificar el monto de interacciones Persona Máquina (27) como se muestra en la Figura 4-16



Figura 4-16. Interacciones Persona – Máquina.

De todos ellos únicamente se abordarán las relaciones dimensionales, las cuales se encuentran reflejadas de manera significativa en el diseño mecánico del equipo.

El primer paso, es conocer las principales características de la antropometría del mexicano, lo que contribuye a adaptar la máquina a usuarios del mercado nacional. A continuación se aplica el método Rula desarrollado por los especialistas McAtamney y Corlett de la Universidad de Nottingham en 1993 (Institute for Occupational Ergonomics), para evaluar la exposición de los trabajadores a factores de riesgo que pueden ocasionar trastornos en los miembros superiores del cuerpo: posturas, repetitividad de movimientos, fuerzas aplicadas, actividad estática del sistema músculo esquelético (28)

Tabla 4-12. Antropometría del mexicano.

ESTUDIO ANTROPOMÉTRICO		PERCENTILES									
DIMENSIÓN CORPORAL (cm)		MIN	MAX	D.S.	1	5	25	50	75	95	99
1	Estatura c/zapatos	158.3	183.5	5.97	154.9	159	164.8	168.8	172.9	178.7	182.8
2	Altura hombro	125	152.6	5.43	124.9	128.6	133.9	137.6	141.3	146.5	150.2
3	Altura codo	92.2	114	4.23	93.2	96	100.1	103	105.9	110	112.9
4	Altura brazo	73.9	94.1	4.03	75.4	78.1	82	84.8	87.5	91.4	94.2
5	Altura ojos	68	82.6	3.53	65.3	67.7	71.1	73.5	75.9	79.3	81.7
6	Ancho codo	42.6	60.5	4.15	42.2	45	49	51.9	54.7	58.7	61.5
7	Ancho codo	80.4	97.3	4.01	79.1	81.8	85.7	88.4	91.2	95	97.8
8	Distancia codo dedo medio	40.1	49.1	2.04	39.8	41.2	43.2	44.6	46	48	49.4

Para la correcta aplicación del método, se requiere de un análisis fotográfico del usuario interactuando con la máquina, ya que no se cuenta físicamente con ella, se toma de referencia un equipo ya existente y de uso cotidiano (un taladro de banco) mostrado en la Figura 4-17, la altura que representa el recipiente de probetas en este equipo se encuentra a 135 cm desde el piso.



Figura 4-17. Taladro de banco

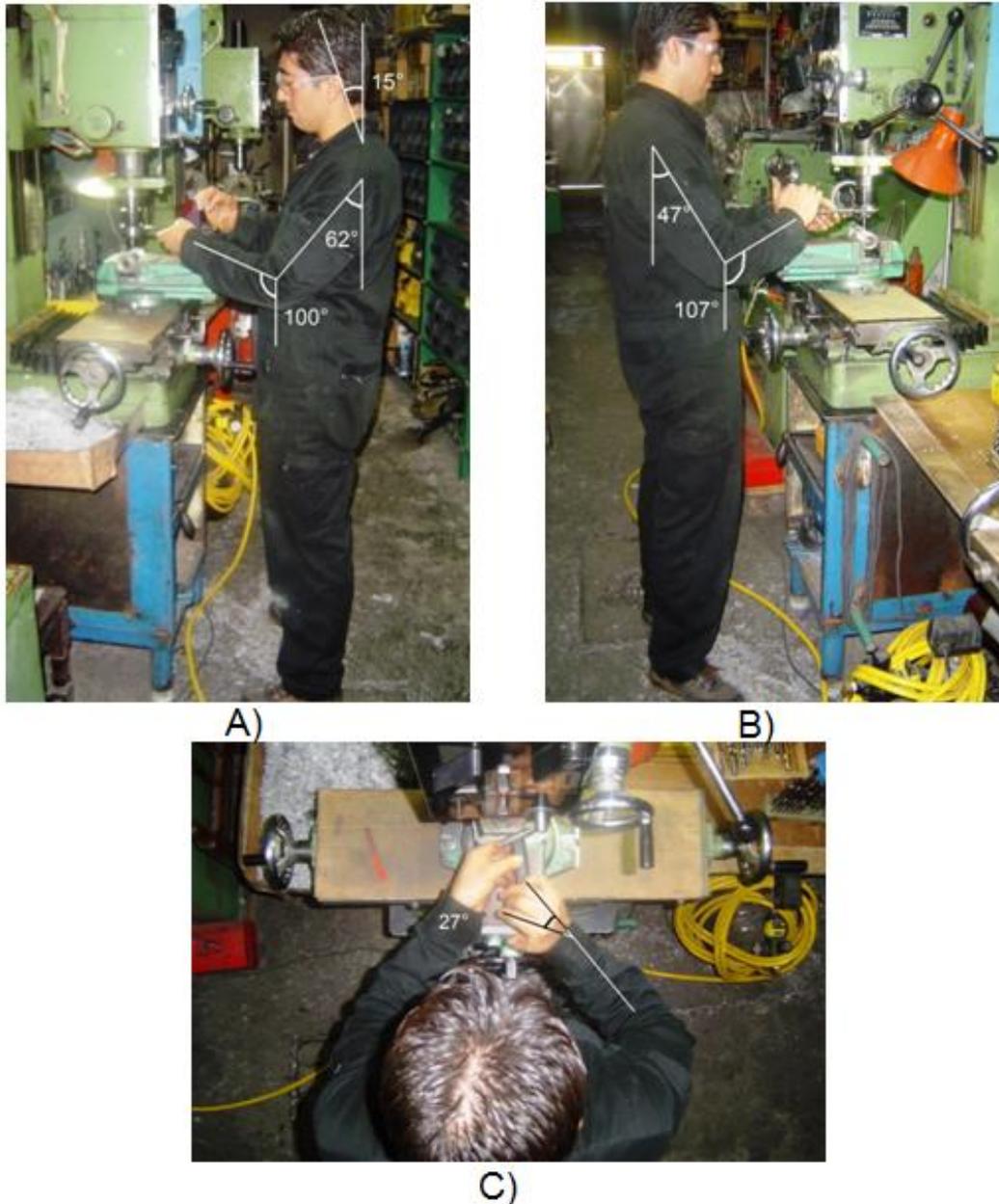


Figura 4-18. Sujeto en interacción con el equipo. A) perfil izquierdo, B) perfil derecho, C) vista de superior.

El método RULA asigna calificaciones para cada posición indicada en la Figura 4-18, siendo la calificación más baja la más cómoda para ejercer una acción y la de mayor puntuación la más dañina para el usuario, la Tabla 4-13, donde se compilan todos los resultados logrados.

Tabla 4-13. Análisis de manipulación del recipiente de probetas.

ANALISIS DE MANIPULACION DEL RECIPIENTE DE PROBETAS						
Brazo	Lado	Brazo tronco	Separación del brazo	Actividad estática	Fuerzas aplicadas	Total
	Derecho	3	1	1	3	8
	Izquierdo	3	1	1	3	8
Antebrazo	Lado	Flexión	Separación del brazo	Actividad estática	Fuerzas aplicadas	Total
	Derecho	2	1	1	3	7
	Izquierdo	1	1	1	3	6
Muñeca	Lado	Flexión	Desviación	Actividad estática	Fuerzas aplicadas	Total
	Derecha	3	0	1	3	7
	Izquierda	3	0	1	3	7
Cuello	Flexión	Rotado	Inclinado	Actividad estática	Fuerzas aplicadas	Total
	3	0	0	1	3	7
Tronco	Flexión	Torsión	Inclinado	Actividad estática	Fuerzas aplicadas	Total
	2	0	0	1	3	6
Piernas	Posición			Actividad estática	Fuerzas aplicadas	Total
	1			1	3	5

El objetivo del estudio es brindar los parámetros dimensionales más cómodos, con los cuales el operador pueda realizar sus actividades sin sentir cansancio ni sufrir lesiones. Al analizar los resultados de la tabla antes presentada, muestra una elevada calificación en el brazo, antebrazo y muñeca.

El ángulo que describe el brazo con respecto al tronco son 62° y 45° lo que ocasiona una calificación de 3 por lo tanto reduciendo dicho ángulo a un rango entre 20° y 45° la calificación será de 2, eso se logra bajando un poco la altura de el porta probetas aproximadamente a 120 cm desde el suelo.

El brazo actualmente se encuentra forzando los hombros recibiendo una calificación extra de 1, por lo tanto al colocar un apoyo para el brazo se podría restarle 1 punto a la calificación.

Por lo que respecta a la actividad estática y fuerzas aplicadas no son modificables ya que son características propias de la máquina.

El antebrazo derecho tiene un ángulo de flexión mayor a 100° por lo que le corresponde una calificación de 2 puntos, si se considera reducir la altura del recipiente de probetas en 5 cm, el ángulo del antebrazo estaría comprendida entre los 60° y los 100° reduciendo el puntaje.

Tabla 4-14. Comparativo de calificaciones del método RULA

	Original	Modificado
Brazo derecho	8	5
Brazo Izquierdo	8	5
Antebrazo derecho	7	6
Antebrazo izquierdo	6	6
Muñeca derecha	7	7
Muñeca izquierda	7	7
Cuello	7	7
Tronco	6	6
Piernas	5	5
Totales promediados	6.77	6.00

La Tabla 4-14 presenta de manera clara como mejoran las calificaciones mejorando las condiciones de confort del usuario. Los resultados que se han obtenido, indican la ubicación del recipiente de probetas mostrado en la Figura 4-15, en promedio la banda de transmisión y la manivela para tensar el motor se encuentra 55 y 35 cm respectivamente por arriba del punto de referencia antes mencionado. Uno de los elementos críticos que aparecen ligados a casi todos los puestos de trabajo, son los planos de actividad, que acostumbran a caracterizarse como mesas de trabajo, para labores que exijan esfuerzos físicos moderados-intensos, por lo que el plano de la mesa debe ser algo menor a la altura de los codos (29), por lo que se localizara 10 cm por debajo del 99 percentil de la Tabla 4-12. Proporcionando las dimensiones básicas del equipo mostradas en la Tabla 4-15.

Tabla 4-15. Dimensiones básicas de la máquina tribológica de cuatro bolas.

Dimensiones básicas del equipo	Medida (cm)
Altura a el recipiente de probetas	120
Altura a la banda de transmisión	175
Altura a la manivela para tensar el motor	155
Altura a la mesa de trabajo	100

En base a las dimensiones antes expuestas se plantea un prototipo de estructura general para montar el armazón en forma de torre mostrado en la Figura 4-15 el cual garantiza la comodidad durante su funcionamiento.

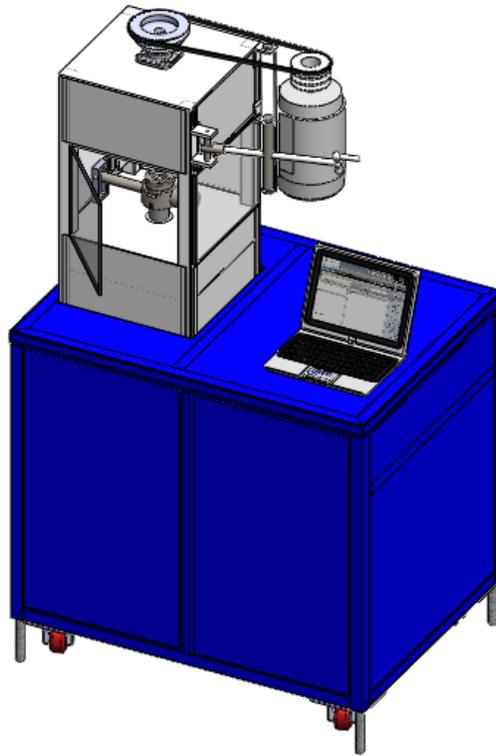


Figura 4-19. Diseño conceptual de máquina tribológica de cuatro bolas.

La Figura 4-19, presenta el diseño conceptual de la máquina tribológica de cuatro bolas con espacio de trabajo con una Lap Top, ruedas para su fácil desplazamiento, tornillos para fijación y nivelación, protecciones de policarbonato, y tapas metálicas para proteger todos los mecanismo integrantes del equipo, así como espacio para almacenamiento de herramientas, probetas, microscopio, etcétera.

CAPÍTULO 5. DISEÑO DE DETALLE Y MANUFACTURA DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE LA MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS

El objetivo de la etapa final del proceso de diseño, consiste en preparar los reportes, planos y especificaciones definitivas con los cuales se manufacturó y ensambló la máquina tribológica de cuatro bolas (30)(31)(32). Así mismo se realizaron las pruebas de arranque para evaluar el funcionamiento del prototipo, además de ello se presenta el manual de operación y mantenimiento para la correcta operación del equipo.

5.1.DISEÑO DE DETALLE Y MANUFACTURA DEL SISTEMA DE SUJECIÓN DE PROBETAS

5.1.1. RECIPIENTE DE PROBETAS

Las probetas según las normas ASTM son bolas de acero estándar AISI No E-52100 de aleación de cromo con un diámetro de 12.7 mm (0.5 in), grado 25 EP (extra pulidas) con las siguientes características físicas Tabla 5-1 (15).

Tabla 5-1. Propiedades físicas y mecánicas del acero AISI No 52100

Densidad	Dureza	Módulo de elasticidad	Relación de Poisson	Módulo de corte
7.81 g/c ³	62 a 64 RC	210 GPa	0.3	80 GPa

Por otra parte su composición química se presenta en la Tabla 5-2.

Tabla 5-2. Propiedades químicas del acero AISI No 52100

Carbono C	Cromo Cr	Hierro Fe	Manganeso Mn	Fósforo P	Silicio Si	Azufre S
0.98 – 1.10 %	1.45 %	97.0 %	0.35 %	<= 0.025 %	0.23 %	<=0.025 %

Al analizar las dimensiones que ocupan las 4 probetas acomodadas en forma tetraédrica se obtuvieron los siguientes datos:

El espacio mínimo requerido para contener las probetas fijas es de 27.365 mm de diámetro 12.7 mm de alto, para efecto de libertad se consideró aproximadamente el doble del diámetro y 1.5 veces la altura ya que se tiene que asignar lugar al disco para centrar las probetas, con lo que se determinaron las siguientes dimensiones para el interior del contenedor de probetas a la que se le denominó “POT”, diámetro de 50.80 mm y altura de 19.05mm.

$$V_{total} = \frac{\pi d^2}{4} h = \frac{\pi 50.80^2}{4} 19.05 = 38,611.10 mm^3$$

5-1

El nivel propuesto del lubricante es 12.7 mm el cual está por arriba del punto de contacto de las probetas que es 11.535 mm, según se indica en la Figura 5-1, calculando el volumen total por debajo del nivel del lubricante, se tiene que:

$$V_{nivel\ del\ líquido} = \frac{\pi d^2}{4} h = \frac{\pi 50.80^2}{4} 12.7 = 25,740.73 mm^3$$

5-2

Calculando el volumen de las esferas que está por debajo del nivel del lubricante, se tiene que:

$$V_{Bolas\ sumergidas} = 3(V_{bola}) + V_{parcial\ bola\ 4}$$

5-3

$$V_{bola} = \frac{4}{3} \pi r^3 = \frac{4}{3} \pi (6.35)^3 = 1072.53 mm^3$$

5-4

La cuarta bola se encuentra sumergida únicamente 2.33 mm por lo que el volumen en cuestión es:

$$V_{\text{parcial bola 4}} = \pi h^2 \left(R - \frac{h}{3} \right) = \pi (2.33)^2 \left(6.35 - \frac{2.33}{3} \right) = 95.05 \text{ mm}^3$$

5-5

$$V_{\text{sumergido}} = 3(1072.53) + 95.05 = 3312.64 \text{ mm}^3$$

5-6

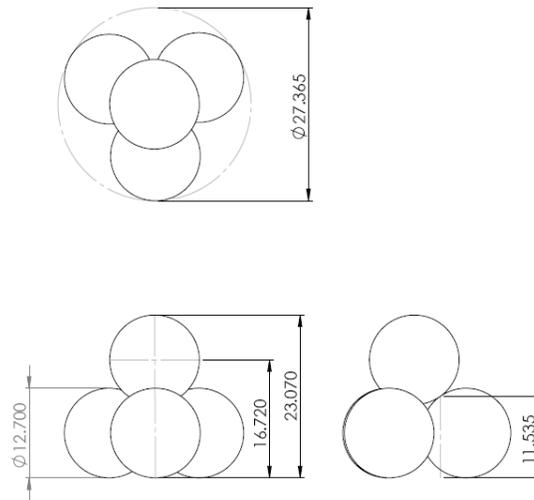


Figura 5-1. Dimensiones básicas del arreglo tetraédrico de las probetas.

El disco para centrar las probetas, cuyas dimensiones básicas se muestran en la Figura 5-2, donde una parte de su volumen fue sumergido en el líquido lubricante correspondiente a $6,032.92 \text{ mm}^3$, dicho resultado se obtuvo al emplear un análisis volumétrico en Solid Works.

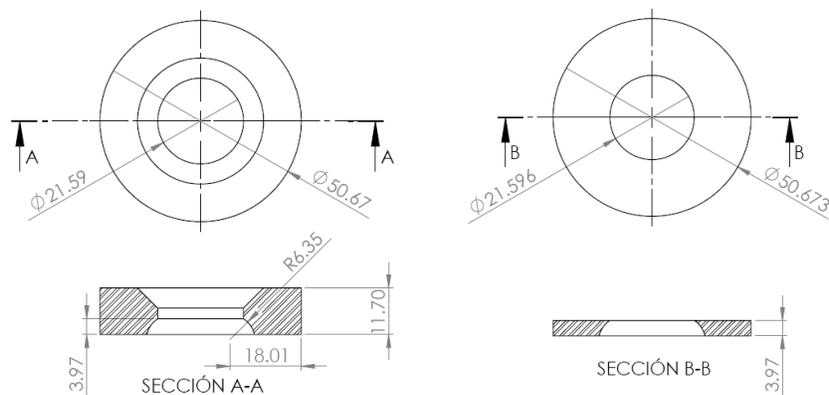


Figura 5-2. A la izquierda, dimensiones del disco centrador, a la derecha, dimensiones de la sección sumergida en el lubricante [mm]

Por lo tanto el volumen de lubricante que se empleara en cada prueba corresponde a:

$$V_{\text{lubricante}} = V_{\text{nivel del liquido}} - V_{\text{Bolas sumergidas}} - V_{\text{Disco sumergido}}$$

$$V_{\text{lubricante}} = 25,740.73 - 3,312.64 - 6,032.92 = 16,395.17\text{mm}^3$$

$$V_{\text{lubricante}} = 16.39 \text{ ml}$$

5-7

Para la manufactura del recipiente de probetas se selecciona un acero maquinaria AISI 1018, el cual es más versátil por sus características; análisis controlado, mejores propiedades mecánicas que otros aceros del mismo tipo por su alto contenido de manganeso, buena soldabilidad, como maquinabilidad. Siendo ampliamente ocupado tanto en la fabricación de partes para maquinaria, como piezas automotrices(33). Con las siguientes características Tabla 5-3

Tabla 5-3. Propiedades físicas y mecánicas del acero AISI 1018.

Densidad	Dureza	Módulo de elasticidad	Relación de Poisson	Módulo de corte
7.81 g/c ³	116 Brinell	220 GPa	0.28	400 MPa

Por otra parte su composición química se presenta en la Tabla 5-4.

Tabla 5-4. Propiedades químicas del acero AISI 1018.

Carbono C	Manganeso Mn	Fósforo P	Silicio Si	Azufre S
0.15 – 0.20 %	0.60 – 0.90 %	<= 0.040 %	0.15 – 0.35 %	<=0.050 %

En base a los grandes esfuerzos (7.84 KN) a los que va a estar sometido el fondo de esta pieza específicamente en los puntos de contacto de las tres bolas, se implementa un disco de sacrificio el cual puede ser susceptible a cambios futuros debido a al deterioro propio de uso del equipo. Los planos de detalle se presentan en el anexo respectivo de este trabajo de tesis, mediante el uso del software Solid Works se realizó un estudio de elemento finito a dicha pieza mostrados en la Figura 5-3 empleando los valores máximos de cargas que marcan las normas correspondientes.

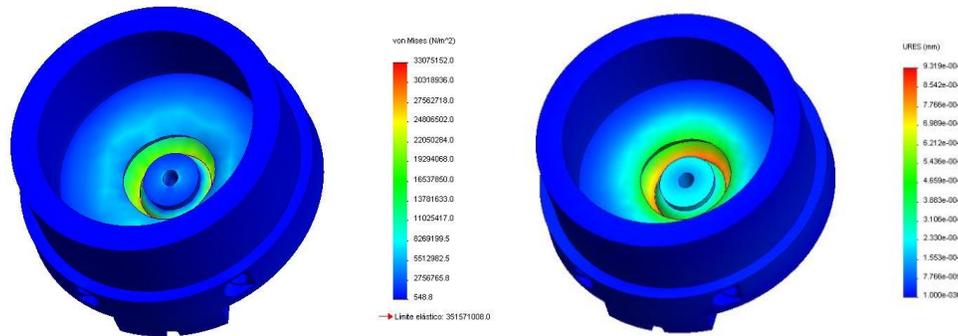


Figura 5-3. Análisis de elemento finito del recipiente de probetas, a la izquierda, distribución de tensiones, a la derecha deformaciones de la pieza.

Al analizar los resultados de dicho estudio, se observó que el esfuerzo máximo de la pieza es de $33,075,152 \text{ N/m}^2$, el cual está por debajo del límite elástico del material, y presentando una deformación máxima de $0.93 \times 10^{-3} \text{ mm}$, con lo que se puede certificar una adecuada resistencia a los esfuerzos aplicados.

Dado que se tiene que garantizar una aceptable distribución de temperatura dentro del recipiente de probetas, para que se cumplan las condiciones establecidas por las normas ASTM y DIN previamente mencionadas. Dicha característica se logró al colocar simétricamente dos resistencias de $75\text{W} @ 120 \text{ VCA}$ en la base del dispositivo, que generó un flujo de calor suficiente para calentar los 16 ml de aceite a 75°C como máximo para las pruebas de desgaste en un tiempo de 10 min , lo cual es adecuado para la realización del ensayo. En la Figura 5-4 se ilustra la forma en que el flujo de calor se desplaza por el recipiente.

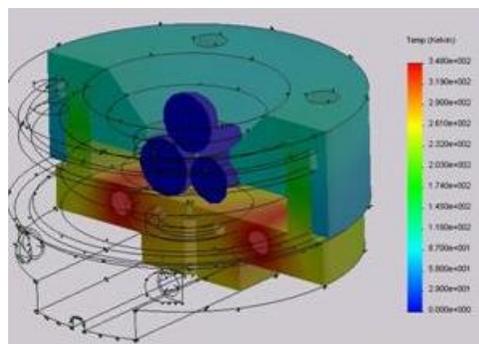


Figura 5-4 Análisis térmico del recipiente de probetas.

La manufactura de este elemento se realizó en un torno paralelo convencional.

El primer aspecto que se trató fue seleccionar el tamaño de plaquita adecuada para la mecanización de la pieza. Se seleccionó una que cubra el acabado y mecanizado medio según el extracto de la Tabla 5-5. De la cual se selecciona el tamaño 09 que es apta para la función requerida.(34)

Tabla 5-5. Tamaño de plaquitas.

Forma de la plaquita		Profundidad de corte															
		Acabado					Desbaste										
		Mecanizado medio															
Tamaño de plaquita		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			
	80°	06	09	12	16	19	25										

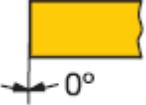
En tanto que la descripción de la plaquita correspondiente se muestra en la Tabla 5-6.

Tabla 5-6. Descripciones de las plaquitas.

	Código de pedido	P							M					K					
		GC	GC	GC	GC	GC	GC	CT	GC	GC	GC	GC	GC	GC	GC	GC			
	09	1515	1525	4205	4215	4225	4235	5015	1025	1125	2015	2025	2035	235	3005	3205	3210	3215	HT3A
	CNMG 09 03 04-WF	☆			☆			☆	☆	☆	☆								
	CNMG 09 03 08-WF	☆	☆	☆	☆	☆			☆	☆	☆							☆	
	CNMG 12 04 04-WF	☆	☆		☆	☆			☆	☆	☆	☆			☆			☆	
	CNMG 12 04 08-WF	☆	☆	☆	☆	☆			☆	☆	☆	☆			☆			☆	
CNMG 12 04 12-WF	☆		☆	☆	☆			☆	☆	☆							☆		

De donde se obtiene el código de pedido CNMG 09 03 04-WF el cual se explica detalladamente en la Tabla 5-7 y Tabla 5-8

Tabla 5-7. Significado del código de la plaquita CNMG 09 03 04 WF

C	Forma de la plaquita	
N	Ángulo de incidencia de la plaquita	
M	Tolerancia en (mm)	± 0.13 mm
G	Tipo de plaquita	
09	Tamaño de plaquita	9.525 mm 

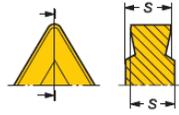
03	Espesor de la plaquita S (mm)	 S=3.18 mm
04	Radio de punta r _e (mm)	 r _e = 0.4 mm
WF	Mecanizado	Acabado preferentemente

Tabla 5-8. Recomendaciones de profundidad de corte y avance.

	Recomendada	Mínima	Máxima
Profundidad de corte	0.5 mm	0.30 mm	1.5 mm
Avance recomendado	0.15 mm	0.05 mm	0.25 mm

Con los datos anteriores se obtuvieron las recomendaciones de velocidad de corte las cuales para un acero no aleado con un porcentaje de carbono del 0.1 a 0.25 % emplearía una fuerza de corte específica de 2000 N/mm² con una velocidad de corte recomendada de 405 m/min y un máximo y mínimo de 570 y 300 m/min respectivamente.

La velocidad de rotación de la herramienta es directamente proporcional a la velocidad de corte e inversamente proporcional al diámetro de la pieza(34) como se indica en la relación:

$$n(\text{min}^{-1}) = \frac{V_c \left(\frac{m}{\text{min}} \right) 1000 \left(\frac{mm}{m} \right)}{\pi D_c (mm)}$$

5-8

Donde:

V_c = Velocidad de corte.

n = Velocidad de rotación de la herramienta

D_c = Diámetro de la pieza

Sustituyendo valores con un diámetro promedio del Pot de 70 mm se obtuvo:

$$n(\text{min}^{-1}) = 1841.65 \text{ rpm}$$

Esta velocidad en el torno convencional se ajustó a 1800 rpm. Con esta característica se evitó lo siguiente:

- Desgaste muy rápido del filo de corte de la herramienta.

- Deformación plástica del filo de corte con pérdida de tolerancia del mecanizado.
- Formación de filo de aportación en la herramienta.
- Coste elevado del mecanizado.

La velocidad de avance en el torneado se ha definido como, la velocidad relativa entre la pieza y la herramienta, es decir, la velocidad con la que progresa el corte. Y es el producto del avance por revolución por la velocidad de rotación de la pieza.

$$F \left(\frac{mm}{min} \right) = n(rpm) \cdot F \left(\frac{mm}{rev} \right)$$

5-9

Al conocer los elementos anteriores se puede decir que:

$$F \left(\frac{mm}{min} \right) = 1800(rpm) \cdot 0.15 \left(\frac{mm}{rev} \right) = 270 \frac{mm}{min}$$

5-10

Si la velocidad de avance es correcta se tiene que:

- Buen control de viruta
- Menor tiempo de corte
- Menor desgaste de la herramienta
- Riesgo más alto de rotura de la herramienta
- Elevada rugosidad superficial del mecanizado.

Los mecanizados que se emplearon para la fabricación del recipiente de probetas fueron:

Cilindrado, refrentado, barrenado, así como el maquinado de la cuerda. Según se indica en el plano correspondiente, obteniendo como resultado la pieza ilustrada en la Figura 5-5.



Figura 5-5. Recipiente de probetas.

5.2.SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y MEDICIÓN DEL PAR

5.2.1. CÁLCULO DEL MOTOR, POLEAS Y BANDA

Analizando el comportamiento de las bolas dentro del Pot, se encontró que las características más severas son establecidas por la norma ASTM D-2596 de extrema presión en la cual se tiene que aplicar una carga de 7840 N durante 10 segundos a una velocidad de 1770 rpm.

Es bien sabido que la fuerza de fricción depende de su coeficiente entre los elementos que interactúan y la fuerza normal a la que se encuentran sometidos. El objetivo de la prueba es romper la película de lubricante que separa las 4 bolas, por tal motivo se considera el coeficiente de fricción estático del acero contra si mismo $\mu_e=0.35$, ya que este se presentara justo antes de la soldadura de las 4 bolas.

El primer paso es determinar el la fuerza normal que interactúa entre las bolas para lo cual se empleara la siguiente expresión (35):

$$F_N = \frac{F}{\sqrt{6}} = \frac{7840 \text{ N}}{\sqrt{6}} = 3200 \text{ N}$$

5-11

El par que se requiere para realizar la prueba estará definido por:

$$T = F_{\text{fricción}} \cdot D_{\text{brazo de palanca}}$$

$$F_{\text{fricción}} = \mu_e F_N = 0.35 \cdot 3200 \text{ N} = 1120 \text{ N}$$

5-12

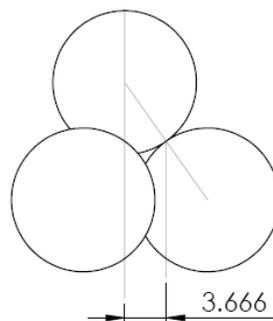


Figura 5-6. Distancia del brazo de palanca necesario para calcular el par [mm].

$$T = 1120 \text{ N} \cdot 0.003666 \text{ m} = 4.105 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5-13

Conociendo la velocidad a la cual opera la prueba se puede determinar la potencia de la siguiente manera:

$$P = T\omega f_s = (4.105 \text{ N} \cdot \text{m}) \left(\frac{(1750 \text{ rpm})2\pi}{60} \right) (1.5) = 1128.53 \text{ W} = 1.512 \text{ HP}$$

5-14

Por lo que el motor seleccionado debe ofrecer esta potencia y par a 1770 rpm encontrándose que, la marca SIEMENS ofrece al mercado nacional, un motor trifásico jaula de ardilla, de alta eficiencia, totalmente cerrado con ventilación exterior, aislamiento clase F, diseño Nema B según Norma MG-1 con un factor de servicio de 1.15 a 1770 rpm 220/440 VCA con una potencia de 2 HP y con un par nominal de 6.1 lb-ft = 8.232 N-m el cual es mayor a los 4.105 N-m,(36) con lo que se aseguró que el motor proporcione el suficiente par para llevar a buen término la prueba de extrema presión con un factor de seguridad cercano a 1.5 debido a que se planea para uso continuo.

Ya que se cuenta con la correcta selección del motor, se realizó la selección de las poleas reductoras de la velocidad, para cumplir con las 3 velocidades establecidas por las normas correspondientes, 1770, 1450 y 1200 r.p.m.

El primer paso fue determinar el factor de servicio de el conjunto poleas-banda, mostrado en la

Tabla 5-9 de donde se selecciono un servicio normal con un motor eléctrico de corriente alterna a par normal, resultando que dicho factor es de, 1.1.

Tabla 5-9. Factores de servicio típicos para bandas y poleas. (37)

TYPICAL SERVICE FACTORS						
DRIVEN MACHINE TYPES	DRIVER TYPES					
Driven machine types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below. IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR: Idler on stack side (inside) None Idler on stack side (outside) 0.1 Idler on light side (inside) 0.1 Idler on light side (outside) 0.2	ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines			ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Resistor-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound		
	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and Compressors Fans up to 15 HP Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3

El segundo paso fue la selección de la banda adecuada para la transmisión de potencia, para ello se requiere conocer la velocidad del motor y el caballaje de diseño, que es expresado de la siguiente manera:

$$HP_{\text{diseño}} = HP_{\text{motor}} \cdot F_{\text{servicio}} = 2 \cdot 1.1 = 2.2 \text{ HP}$$

5-15

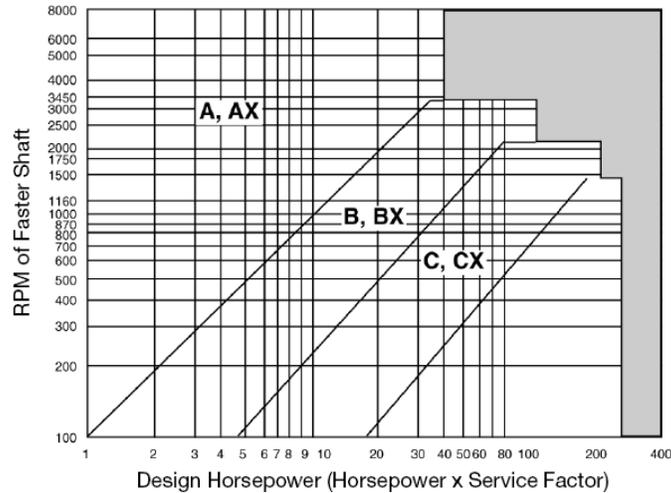


Figura 5-7. Selección de tipo de banda.(37)

Por lo tanto, una vez conocido el caballaje de diseño y la velocidad del motor se accedió a la Figura 5-7 obteniéndose que la banda tipo A es la adecuada para la transmisión de potencia.

El tercer paso consistió en determinar el diámetro mínimo de poleas a ser empleadas, para lo cual se hace referencia a la Tabla 5-10 de donde se restringe el diámetro mínimo a 63.5 mm [2.5 in].

Tabla 5-10. Diámetro mínimo de poleas.

HP Motor	RPM Motor					
	575	695	870	1160	1750	3450
2	3.75	3	3	2.5	2.5	2.5

Por tal motivo se tomó la decisión de utilizar en la flecha motriz una polea de 101.6 mm [4in], para obtener los diámetros de la polea conducida se aplica la siguiente expresión:

$$D_c = \frac{N_m \cdot D_m}{N_c}$$

5-16

$$D_{1770} = 101.6 \text{ mm [4 in]}$$

$$D_{1450} = 124.02 \text{ mm [4.88 in]}$$

$$D_{1200} = 149.86 \text{ mm [5.9 in]}$$

Por lo que se tuvo que comprar dos poleas una recta a 101.6 mm y ya que comercialmente no se manejan medidas no estándar, la polea escalonada se compro con los diámetros aproximados para posteriormente maquinarla para ajustar las velocidades.

Por último se determino el número de bandas necesarias para transmitir la potencia, la cual se establecerá según la relación y los datos obtenidos del catalogo de Martin (37).

$$\#_{bandas} = \frac{HP_{diseño}}{HP_{banda} \cdot F_{corrección}} = \frac{2.2}{2.58 \cdot 0.87} = 0.98 \approx 1 \text{ banda}$$

5-17

5.2.2. CÁLCULO DEL SISTEMA PARA SENSAR EL PAR

Es indispensable conocer el par máximo que el motor puede entregar cuando las probetas lleguen al punto de soldadura, haciendo referencia a las tablas del catálogo de motores SIEMENS (36) para el motor que se selecciono, lo que indica que:

Par nominal es de 8.26 N-m

Par a rotor bloqueado es del 290 % = 23.95 N-m.

Par máximo es de 310 % = 25.60 N-m.

Por lo que para el diseño se sabe que el par máximo de 25.60 N-m, sin embargo el proporcionado por las poleas de reducción de velocidad es de:

$$F = \frac{T}{r}$$

5-18

Donde:

F = Fuerza tangencial.

T = Par

r = Radio de la polea

$$F = \frac{25.60 \text{ N} - \text{m}}{0.0381 \text{ m}} = 671.91 \text{ N}$$

Por lo que el par máximo a 1200 r.p.m. quedó de la siguiente manera:

$$T_{1200} = 671.91N \cdot 0.0561m = 37.69 N - m$$

5-19

Según se indica en la Figura 4-13, el par transmitido por la boquilla hacia el recipiente de probetas. Este último lo trasmite a la platina, pieza en la cual se encuentra el brazo de palanca con una distancia total de 0.19 m acoplado a una celda de carga dispuesta para medir la fuerza tangencial. Por otra parte dicha palanca se encuentra adecuadamente nivelada con un contrapeso. En tanto que la fuerza tangencial generada por la fricción es igual a:

$$F = \frac{37.69 N - m}{0.19 m} = 198.36 N$$

5-20

Para la selección de la celda de carga se aplicó un factor de seguridad de 1.2 lo cual se obtuvo un total de 238 N. en el mercado internacional la casa comercial Vishay Sensortronics (25), ofrece celdas de carga tipo S en diversos rangos, y se seleccionó aquella que presenta un rango de operación de 0 a 444.43 N. a tensión y compresión.

En la Figura 5-8, muestra los esfuerzos del brazo de palanca a los que se encuentra sometido durante la medición del par, obteniéndose que el esfuerzo máximo que se presenta es de 68,388,392 N/m² el cual está por debajo del límite elástico del material, con una deformación máxima de 62.08 x10⁻⁶ m despreciable para todo fin práctico.

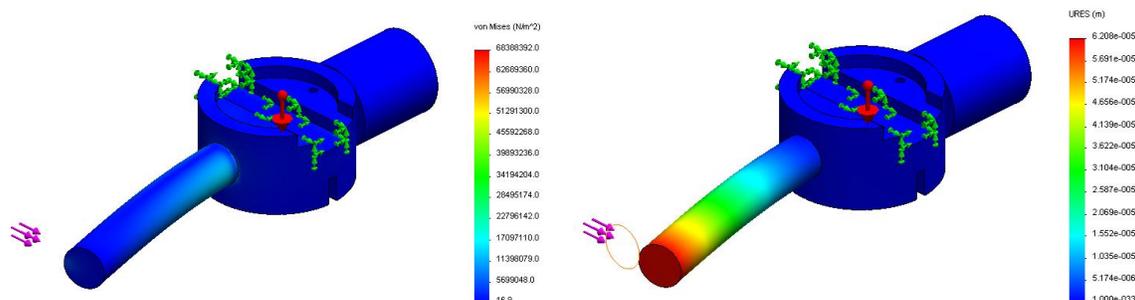


Figura 5-8. Análisis por elemento finito, a la izquierda: esfuerzos máximos, a la derecha, deformación máxima del brazo de palanca.

Para la manufactura de los tres elementos involucrados en el análisis, ósea la platina, y el contrapeso se empleo un acero grado maquinaria AISI 1018 y para el brazo de palanca un acero D2 con las características dimensionales que se muestran en el anexo correspondiente empleando un torno paralelo convencional para las superficies de revolución y dos operaciones de fresa para la platina, con las correspondientes velocidades de corte y avance mostradas en la Tabla 5-11.

Tabla 5-11. Condiciones maquinados para la Platina, Brazo de palanca y Contrapeso.

Pieza	Operación	Herramienta	RPM de la Hta.	Avance de la Hta
Platina	Cilindrado	CNMG 09 03 04-WF	1450 R.P.M.	217 mm/min
	Fresado	Cortador circular 1"	2,500 R.P.M.	375 mm/min
Brazo de palanca	Cilindrado	CNMG 09 03 04-WF	5,000 R.P.M.	761 mm/min
Contrapeso	Cilindrado	CNMG 09 03 04-WF	2,500 R.P.M.	375 mm/min

Para finalmente las piezas logradas se muestran en la Figura 5-9.



Figura 5-9. Brazo de palanca, platina y contrapeso maquinados.

5.3.SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA

Las normas internacionales que determinan los protocolos de ensayo de la máquina tribológica de cuatro bolas se presentan en la Tabla 5-12. Los ensayos de Extrema Presión son los más severos en un rango de 58 a 7847 N.

Tabla 5-12. Presiones aplicadas a las probetas, según las normas internacionales(38)(15)(16)(17)(18).

NO EXTREMA PRESIÓN			EXTREMA PRESIÓN	
ASTM D-2266	ASTM D-4172	DIN 51350	ASTM D-2596	ASTM D-2783
40 kgf (392 N)	15 kgf (147 N)	509 kgf (5000 N)	6 kgf (60 N)	
			8 kgf (78 N)	
			10 kgf (98N)	
			13 kgf (127 N)	
			16 kgf (157 N)	
			20 kgf (196 N)	
			24 kgf (235 N)	
			32 kgf (313 N)	
			40 kgf (392 N)	
			50 kgf (490 N)	
	63 kgf (617 N)			
	80 kgf (784 N)			
	100 kgf (980 N)			
	126 kgf (1235 N)			
	160 kgf (1569 N)			
	200 kgf (1961 N)			
	250 kgf (2452 N)			
	315 kgf (3089 N)			
	400 kgf (3923 N)			
	500 kgf (4904 N)			
620 kgf (6081 N)				
800 kgf (7847 N)				
	40 kgf (392 N)			

El actuador seleccionado es un fuelle neumático el cual tiene las siguientes características (39):

- Costos bajos; En general, el costo inicial es la mitad o menos que el de los cilindros hidráulicos de la misma fuerza
- Amplia gama de medidas y capacidades de fuerza de hasta 450,000 N.
- Alta durabilidad.
- No se requiere mantenimiento o lubricación.
- No tienen sellos de deslizamiento, por tal motivo no hay fricción disidente como en los cilindros convencionales.
- Los fuelles neumáticos tienen un perfil bajo en comparación con los cilindros convencionales.

En la selección del fuelle neumático adecuado se deben de tomar en cuenta las especificaciones técnicas de la calidad y presión de aire comprimido con la que se cuenta en el lugar de operación Tabla 5-13.

Tabla 5-13. Especificaciones del compresor del laboratorio de Tribología ESIME Zacatenco.

Tipo de compresor	Capacidad de almacenamiento	Presión mínima	Presión máxima	Nivel de filtrado y regulación
Pistón	0.108 m ³	5.6 kg/cm ² (80 lb/in ²)	6.3 kg/cm ² (90 lb/in ²)	Nulo

El proveedor seleccionado fue el comercializador Numatics, ya que cuenta con presencia en el mercado nacional y es el mejor competidor en cuanto a servicio y precios, al revisar sus tablas de selección se observa lo ilustrado en la Figura 5-10.

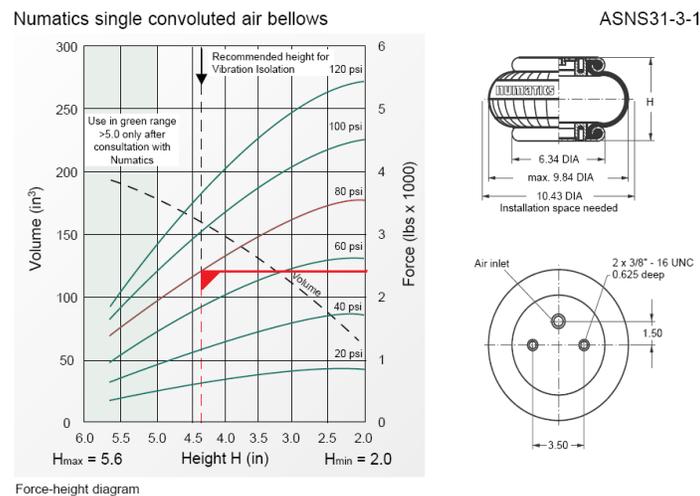


Figura 5-10. Fuente neumático ASNS 31-3-1, diagrama fuerza-altura y dimensiones básicas (40).

Según se aprecia en el diagrama fuerza altura Figura 5-10, a una presión de 5.6 kg/cm² (80 lb/in²) y con una carrera total recomendada de 109.2 mm (4.3 in) se genera una fuerza normal al fuelle de 9800 N (2,200 lbf), 25 % superior a los 7847 N especificados por las normas de extrema presión. Motivo por el cual se cuenta con un mayor rango de carga para realizar pruebas más severas no normalizadas en caso de requerirlo.

Dicho fuelle neumático al no contar con un mecanismo de guía es susceptible a desviarse sobre la normal, obligando a instalar un perno de carga el cual garantizara que la fuerza sea ejercida en el eje de la máquina, por lo que, es necesario censar la magnitud de la fuerza aplicada, para lo cual se adapta una celda de carga tipo S de la casa comercial Vishay Sensortronics (25), con un rango de 0 a 9800 N a tensión y compresión. El sistema completo se analizó mediante el cálculo por elemento finito para certificar el diseño y garantizar su correcta operación de todos los componentes, como se muestra en la Figura 5-11. Donde se puede apreciar que los esfuerzos del pin de carga están por abajo del límite de cadencia del material.

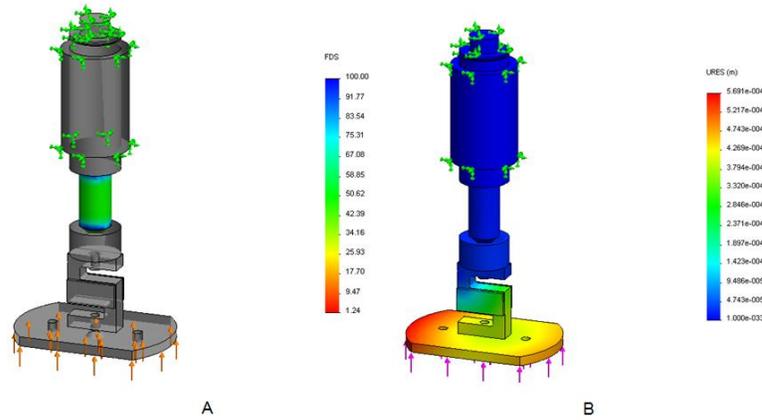


Figura 5-11. A) Análisis del factor de seguridad del pin de carga. B) Deformaciones máximas del sistema de carga.

El suministro de aire comprimido al fuelle neumático requiere un acondicionamiento previo, para lo cual se empleó un filtro regulador con un cartucho filtrante de $40\mu\text{m}$, y un rango de regulación de 0 a 8.45 kg/cm^2 (0 a 120 psi) para después pasar por un filtro con un cartucho filtrante de $25\ \mu\text{m}$, para luego pasar a una válvula proporcional reguladora de presión, continuando por una electroválvula 2/2, y otra 3/2 para finalmente presurizar el fuelle neumático, según se indica en la Figura 5-12

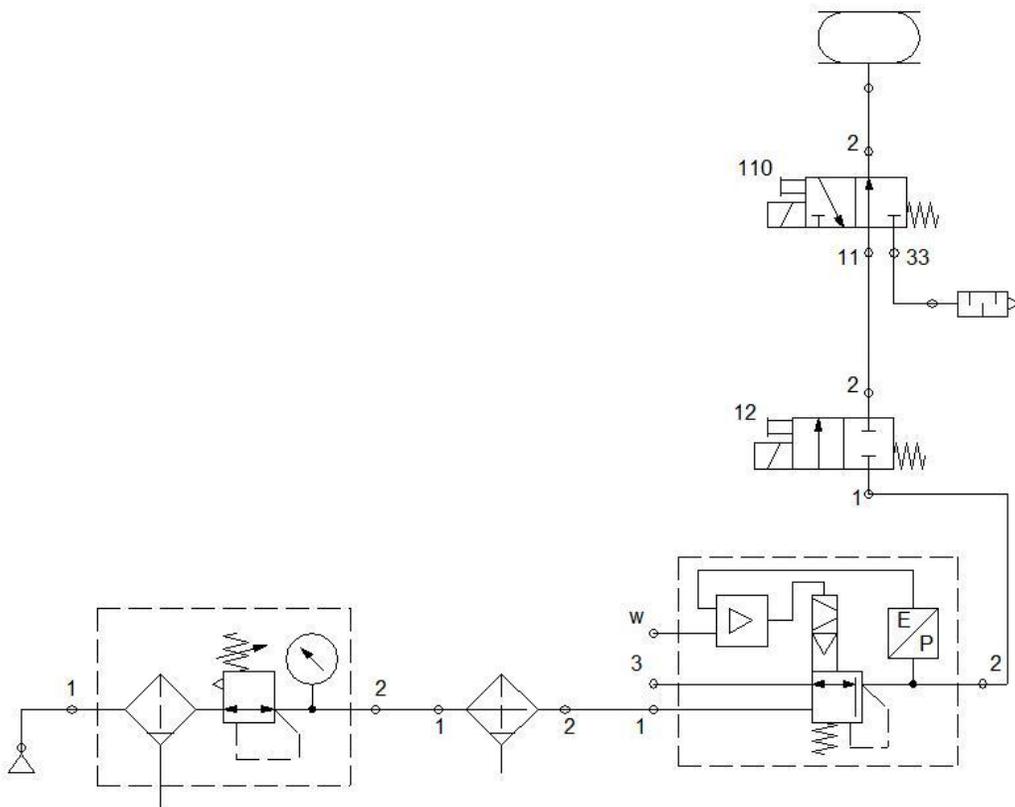


Figura 5-12. Diagrama neumático de la máquina tribológica de cuatro bolas.

5.4. PRESENTACIÓN DE LA MÁQUINA DE CUATRO BOLAS

A continuación se describen los elementos que conforman la máquina tribológica de cuatro bolas desarrollada totalmente con ingeniería e insumos obtenidos en el mercado nacional.

En la Figura 5-13, se indica las dos piezas fundamentales de la máquina, [1] la torre, donde se ubican todos los elementos responsables de la operación de la máquina, [2] la base, donde se encuentran los tableros de fuerza, brindando espacio como mesa de trabajo.



Figura 5-13. Vista frontal

En la Figura 5-14, se presenta la vista lateral izquierda y derecha de la máquina, indicando con el [1] el filtro regulador neumático de entrada, y con [2] el cable de conexión eléctrica.



Figura 5-14. Vista lateral izquierda y derecha.

En la Figura 5-15, se muestra la vista frontal de la torre adonde se ilustran los leds indicadores del accionamiento del motor y resistencias. También se ilustra la cabina de pruebas, adonde se puede apreciar, el recipiente de probetas, la platina el brazo de palanca, contrapeso, así como la celda de carga responsable de censar la magnitud del par producto de la fricción.

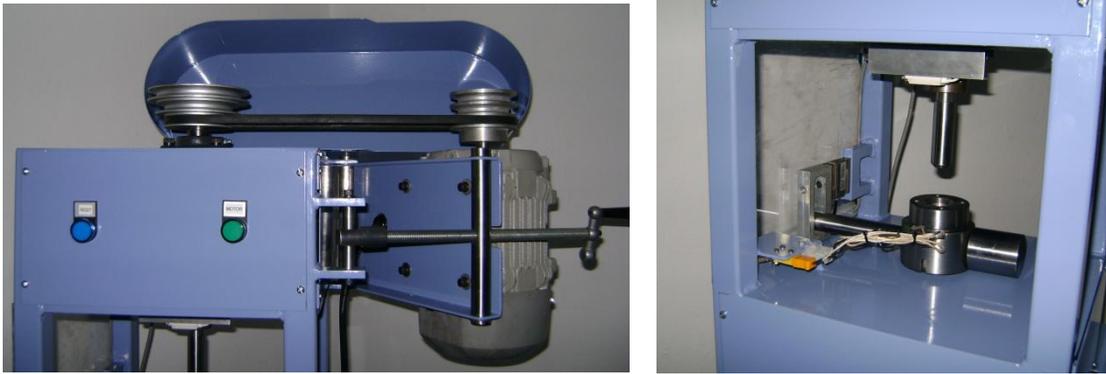


Figura 5-15. Vista frontal de la torre y cabina de pruebas

En la Figura 5-16, se presenta el control del sistema neumático que incluye, un filtro de $25\mu\text{m}$, una válvula reguladora de presión proporcional, una válvula electro neumática 2/2 y una 3/2.



Figura 5-16. Control del sistema neumático

En la Figura 5-17, se muestra el tablero eléctrico de fuerza, responsable de accionar el motor eléctrico, las resistencias, y las electro-válvulas, así como el tablero eléctrico de control, que por medio de una tarjeta de adquisición de datos recopila las señales eléctricas para el monitoreo de la temperatura, fuerza y par, mientras la tarjeta de salidas digitales, que se encuentra conectada a una PC mediante una interfaz hombre-máquina se encarga de accionar el sistema a fin de que se pueda realizar el ensayo correspondiente.

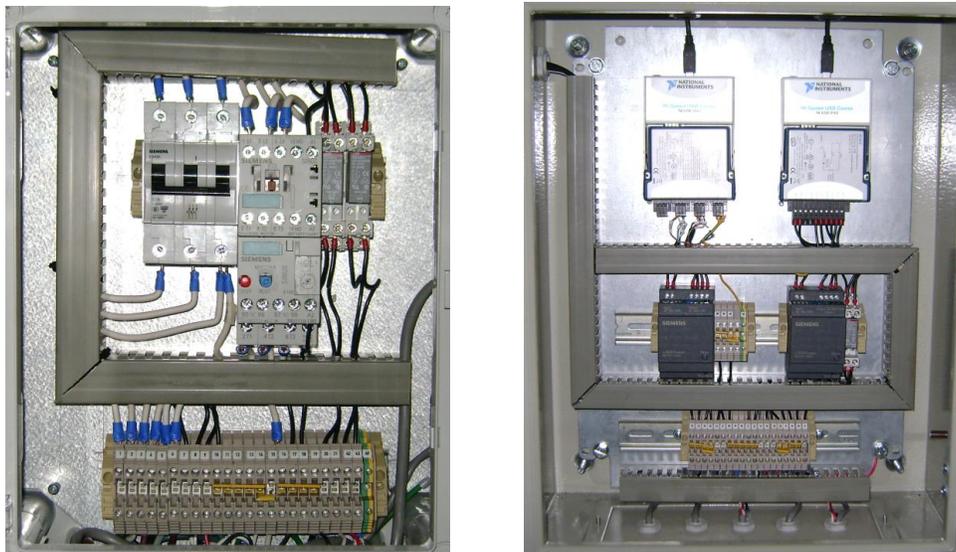


Figura 5-17. Tablero de fuerza y de control.

5.5.RESULTADOS

El arranque de la máquina tribológica de cuatro bolas obligo a la ejecución de números pruebas, que arrojaron los siguientes resultados.

Las pruebas de no extrema presión muestran los siguientes resultados.

Repetitividad de marcaje en la prueba N.E.P. a 392 N mientras que la temperatura del aceite se mantuvo a 75°C observando que el lubricante ExxonMobil Mobilgard 300 cuyos datos técnicos se presentan en la Tabla 5-14.

Tabla 5-14. Propiedades del lubricante ExxonMobil Mobilgard 300 (41)

Grado SAE	Densidad	Punto de inflamación	Punto de congelación	Viscosidad 40°C	Viscosidad 100 °C
30	0.889	266°C	-12°C	111 cSt	12 cSt

Dicho aceite presentó una adecuada resistencia a la carga aplicada por lo que la marca de desgaste resulto como se observa en la Figura 5-18

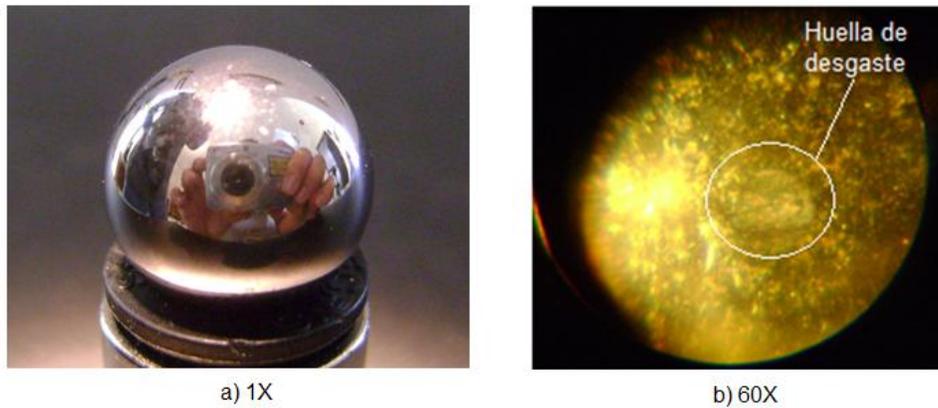


Figura 5-18. Marcaje de una de las bolas bajo la norma ASTM D 4172 a) tamaño normal y b) acercamiento a 60X con un diámetro de huella de 0.2 mm

En la Figura 5-19. se aprecia el comportamiento de la carga durante la prueba de no extrema presión.

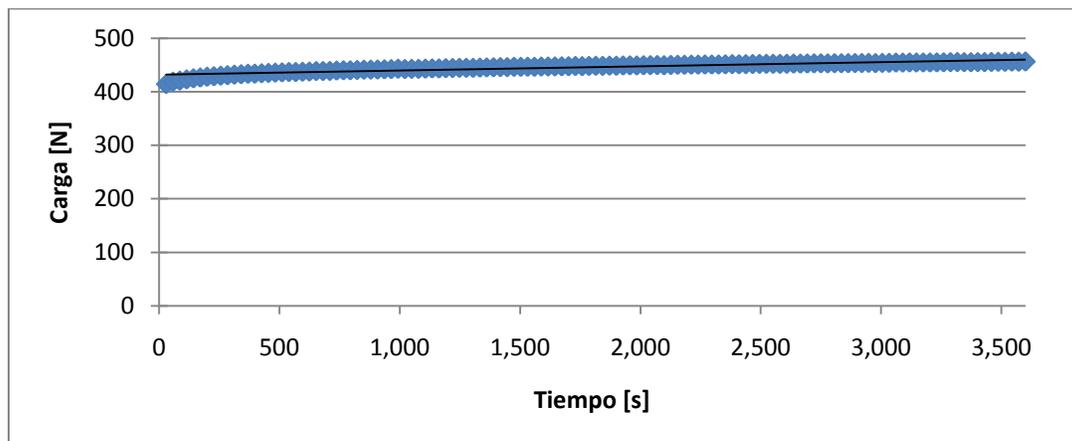


Figura 5-19. Gráfica carga (N) contra tiempo (s), Prueba NEP ASTM D4172

Observándose un comportamiento lineal descrito por la siguiente ecuación:

$$C[N] = 0.0079s + 431.64$$

En la Figura 5-20, se observa el comportamiento del par producto de la fricción,

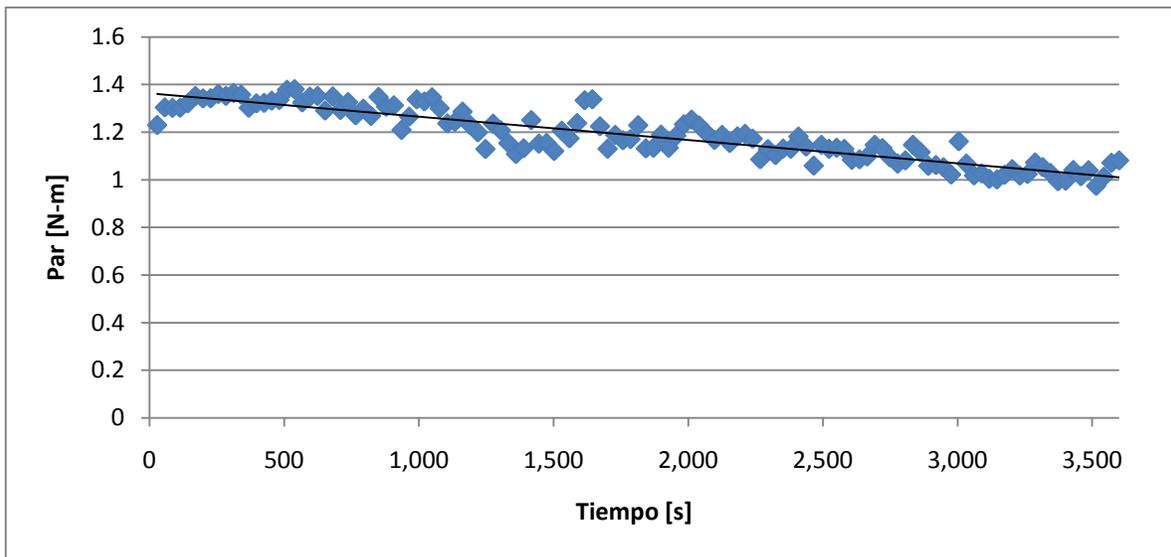


Figura 5-20. Gráfica par (N-m) contra tiempo (s), Prueba NEP ASTM D4172

Encontrándose un comportamiento lineal descrito por la ecuación:

$$T[N - m] = -0.0001s + 1.3636$$

5-22

Finalmente en la Figura 5-21 se observa la conducta de la temperatura.

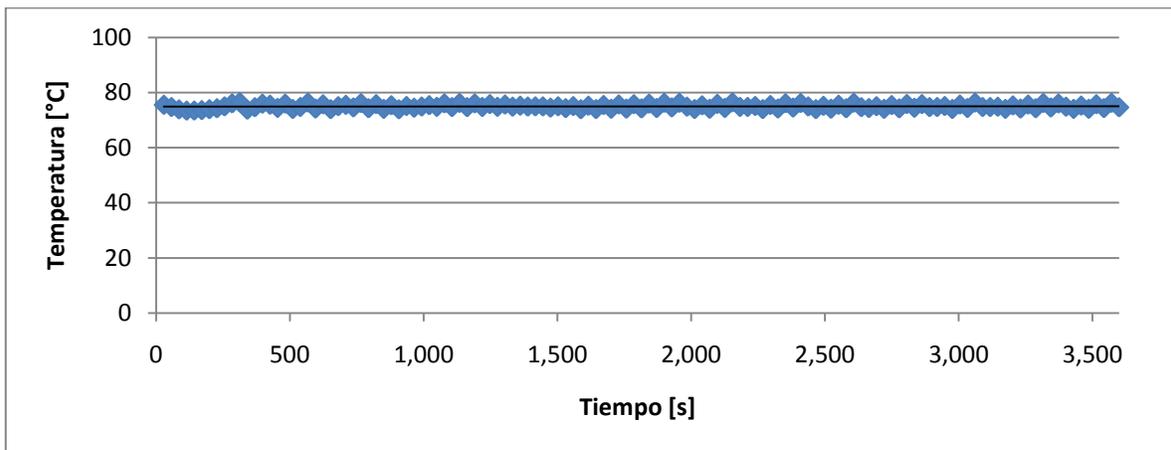


Figura 5-21. Gráfica temperatura (°C) contra tiempo (s), Prueba NEP ASTM D4172

Teniendo un comportamiento lineal definido por la ecuación:

$$t[°C] = 0.00004s + 74.879$$

5-23

Las pruebas de extrema presión presentan los siguientes resultados.

Utilizando el mismo aceite lubricante ExxonMobil Mobilgard 300 cuyas características se indicaron con anterioridad, se generaron huellas de desgaste visibles como se muestran en la Figura 5-22, por otra parte se pudo lograr la soldadura del tetraedro formado por bolas de acero AISI No E-52100 a una carga de 2205 N y un par de 55.83 N-m a una temperatura de aceite de 25 °C. como se presenta en la Figura 5-23.

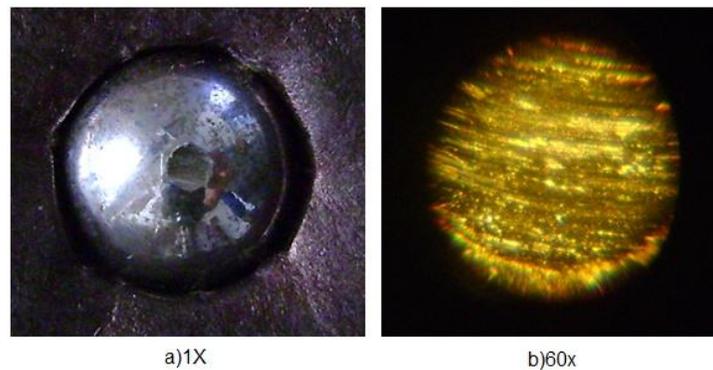


Figura 5-22. Marcaje de una de las bolas bajo la norma ASTM D 2783 @ 1234.8 N, a) tamaño normal y b) acercamiento a 60X con un diámetro de huella de 2.3 mm



Figura 5-23. Soldadura del tetraedro en una prueba no normalizada, velocidad 1770 RPM, carga 2205 N y temperatura 25°C y acercamiento del punto de soldadura

Por lo que se refiere a las graficas obtenidas se tiene lo siguiente:

En la Figura 5-24 se presenta el comportamiento de la carga a tres ensayos de extrema presión realizadas a diferente carga

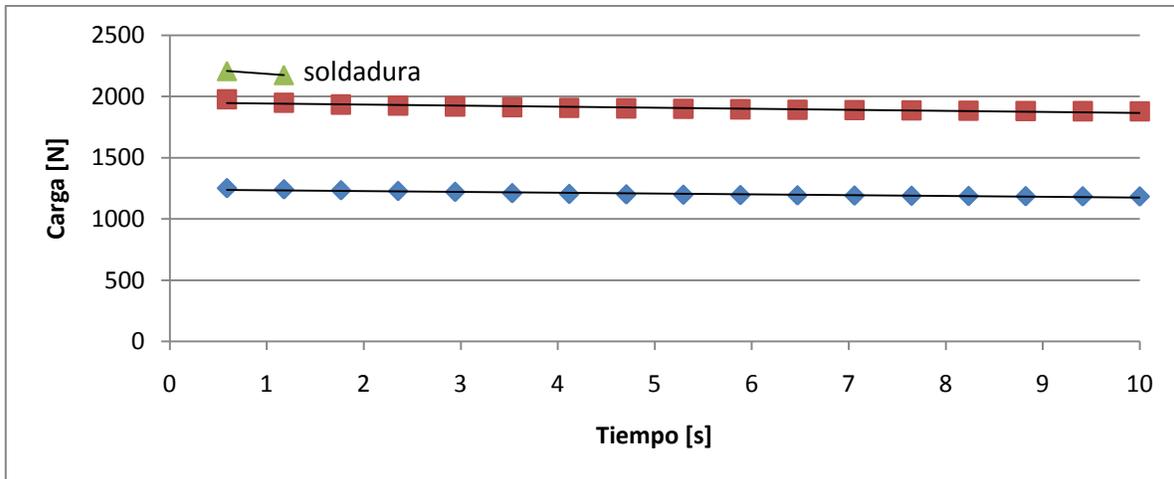


Figura 5-24. Gráfica carga (N) contra tiempo (s), Prueba EP ASTM D2783, rombo [1234.5 N], cuadro [1960 N], triángulo [2205 N]

Cuyo comportamiento esta descrito por las siguientes ecuaciones:

$$C[N]_{1234.5} = -6.8443s + 1241.6$$

$$C[N]_{1960} = -8.4965s + 1951.2$$

$$C[N]_{2205} = -56.068s + 2240.8$$

5-24

Mientras que en la Figura 5-24, se muestra el comportamiento del par durante las 3 pruebas realizadas a diferente carga

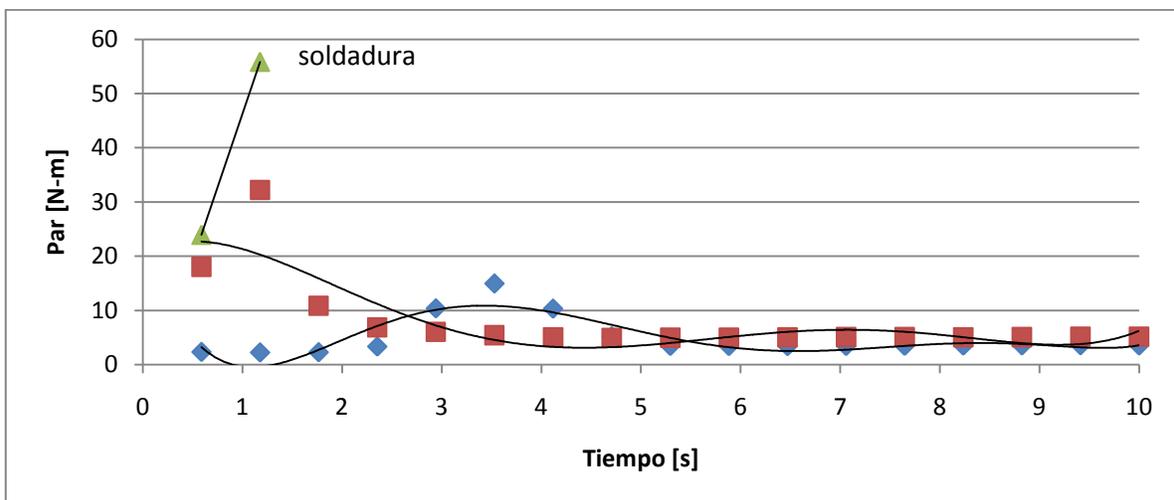


Figura 5-25. Gráfica par (N-m) contra tiempo (s), Prueba EP ASTM D2783, rombo [1234.5 N], cuadro [1960 N], triángulo [2205 N]

El comportamiento anterior esta descrito por las siguientes ecuaciones:

$$T[N - m]_{1234.5} = 0.0045s^6 - 0.15s^5 + 2.11s^4 - 13.67s^3 + 42.43s^2 - 53.77s + 22.71$$

$$T[N - m]_{1960} = 0.0122s^5 - 0.323s^4 + 2.9958s^3 - 10.871s^2 + 8.7776s + 20.726$$

$$T[N - m]_{2205} = 54.237s - 7.9733$$

5-25

Finalmente en la Figura 5-26 se muestra el comportamiento de la temperatura durante las 3 pruebas realizadas a diferente carga

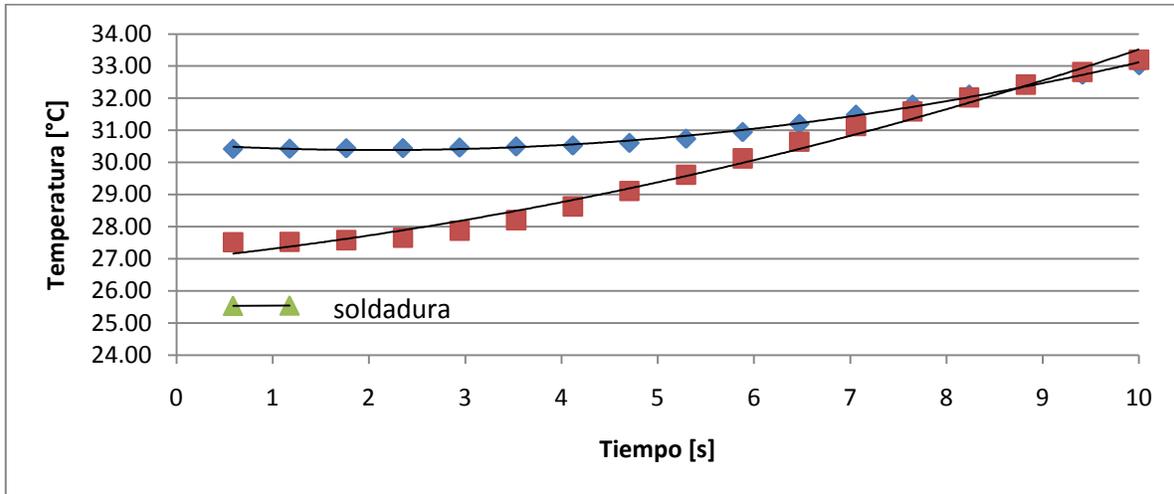


Figura 5-26. Gráfica temperatura (°C) contra tiempo (s), Prueba EP ASTM D2783, rombo [1234.5 N], cuadro [1960 N], triángulo [2205 N]

Cuyo comportamiento está descrito por las siguientes ecuaciones:

$$t[°C]_{1234.5} = 0.0439s^2 - 0.185s + 30.582$$

$$t[°C]_{1960} = 0.0344s^2 + 0.3107s + 26.969$$

$$t[°C]_{2205} = 0.015s - 25.533$$

5-26

5.6.REPORTES

Después de haber realizado las pruebas de extrema y no extrema presión al aceite lubricante respectivo, el sistema operativo generó reportes donde se incluyó, nombre del usuario, fecha de operación, nombre del material lubricante, densidad del mismo, que tipo de prueba se realizara, así como los parámetros de esta, y la tabulación de las variables respecto al tiempo de duración de la prueba, según se indica en la Figura 5-27.

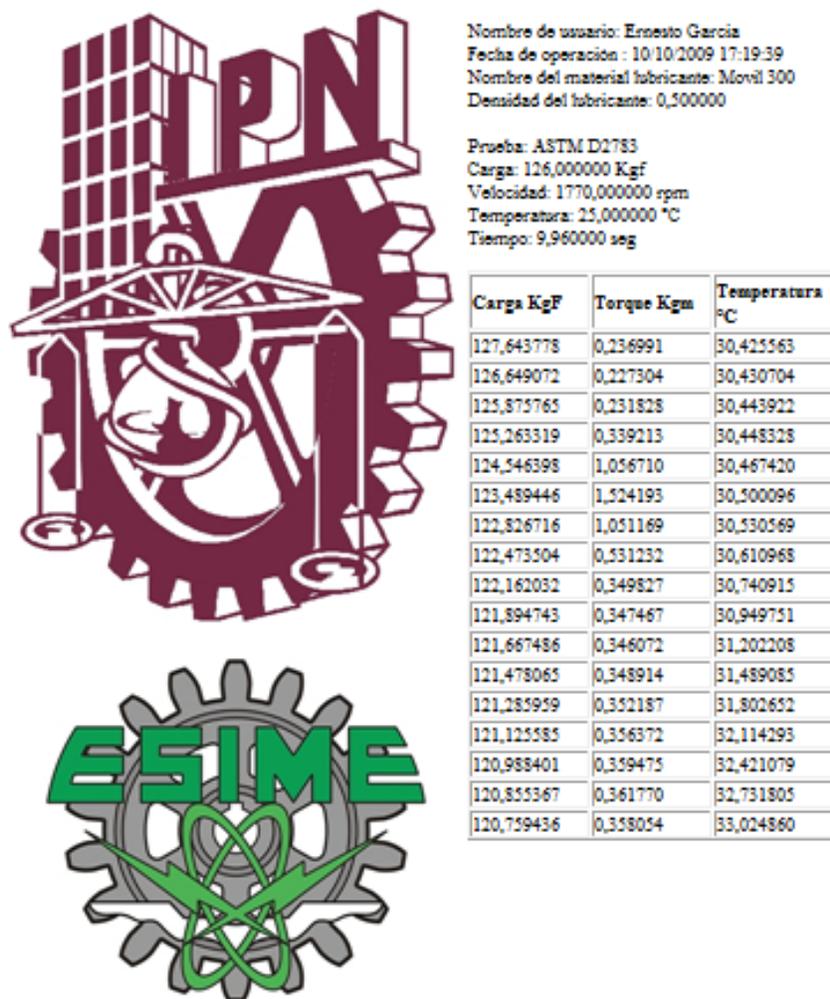


Figura 5-27. Reporte de prueba de extrema presión realizada en la máquina tribológica de cuatro bolas.

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES

Se logró obtener el diseño conceptual de la máquina tribología de cuatro bolas así como el diseño de detalle de la misma, el cual cumple con los requerimientos descritos en las normas internacionales ASTM D2596, ASTM D2783, ASTM 2266 y DIN 51350. Cuidando la relación ergonómica hombre-máquina garantizando con esto, seguridad al usuario.

Se obtuvieron resultados aceptables de los análisis de elemento finito de las piezas críticas de la máquina, lo que certifica el buen comportamiento durante las pruebas, expreso las de extrema presión, así como la resistencia a los esfuerzos aplicados.

Se generaron los planos de detalle de las piezas fundamentales de la máquina, donde se exponen las dimensiones, y tolerancias de cada una.

Se logró la manufactura exitosa de la máquina tribológica de cuatro bolas, la cual cuenta con características similares a las más modernas del mercado internacional. Aunado a que se emplearon mecanizados convencionales, lo cual hace el precio de adquisición más atractivo, que fue aproximadamente de \$ 345,000.00 M.N.

Los resultados logrados de las pruebas de arranque fueron exitosos, encontrándose datos similares de carga, par, temperatura y control de tiempo durante varias pruebas, obteniendo como resultados, marcas de desgaste en las 3 bolas inferiores,

así como la generación de la soldadura del tetraedro el cual es la culminación de la prueba de extrema presión. Consiguiendo uno de los logros ingenieriles críticos, lo que permitió generar pruebas de extrema y no extrema presión en el mismo equipo.

Se desarrollaron los manuales de operación y mantenimiento, que garantizaran una operación eficiente y segura, así como asegurar que la máquina este en perfectas condiciones durante su vida útil.

Finalmente, el conjunto de conocimientos empleados en el desarrollo tecnológico total de éste trabajo, mejor conocidos como “*Know How*”, es una respuesta a la falta de desarrollo de ingeniería, ciencia y tecnología necesaria para avanzar en la investigación nacional tanto de máquinas tribológicas como el estudio del comportamiento de las películas lubricantes sometidas a condiciones severas de carga, par y temperatura.

TRABAJOS FUTUROS

Realizar un mayor número de pruebas de desgaste lubricado de extrema y no extrema presión para valorar satisfactoriamente el equipo construido

Hacer los estudios pertinentes de aceites y grasas lubricantes, comprobando su calidad y resistencia mecánica en las diferentes condiciones que maneja el equipo.

Generar nuevos lubricantes con aditivos especiales formulados en México, los cuales pueden verificarse con el equipo desarrollado.

Proponer que este equipo sea herramienta fundamental en los laboratorios de ingeniería a fin de que los estudiantes y profesores puedan realizar pruebas tribológicas.

Realizar los estudios y adaptaciones pertinentes para aumentar la sensibilidad de las mediciones de torque y carga con sensores piezoeléctricos, logrando así un equipo más preciso.

PUBLICACIONES Y RECONOCIMIENTOS

del **26** al **28** agosto
4° Congreso Internacional de Sistemas de Innovación para la Competitividad '09
 Hacia la Inteligencia Competitiva

El Consejo de Ciencia y Tecnología del Estado de Guanajuato y la Universidad Iberoamericana León
 Otorgan el presente

Reconocimiento

a: Marco Antonio Figueroa Guadarrama

por su asistencia al 4° Congreso Internacional de Sistemas de Innovación para la Competitividad que se realizó del 26 al 28 de agosto en León, Guanajuato.

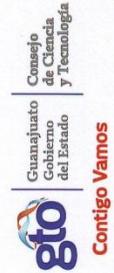
M. A. Arredondo M.
Miguel Ángel Arredondo Morales
 Director del Dpto. de Ingeniería de la Universidad Iberoamericana León

[Signature]

Dr. Pedro Luis López de Alba
 Director General CONCYTEG

[Signature]

Dra. Adriana Martínez Martínez
 Coordinadora Gral. del SINNCO 2009



www.guanajuato.gob.mx



**LA ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA
QUÍMICA E INDUSTRIAS EXTRACTIVAS
Y EL CENTRO DE INNOVACIÓN Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO EN CÓMPUTO
XI SIMPOSIUM INTERNACIONAL**



**"Aportaciones de las Universidades a la Docencia,
la Investigación, la Tecnología y el Desarrollo
23, 24 y 25 de septiembre de 2009**

**PRESIDENTE HONORARIO
DEL SIMPOSIUM.**
J. Salvador Meza Espinoza

PRESIDENTE EJECUTIVO
Víctor Manuel Silva García

COORDINADOR GENERAL
Salvador Pérez Cárdenas

COMITÉ TÉCNICO
Víctor Manuel Silva García
(CIDETEC)
Salvador Meza E. (ESIQIE)
Eduardo Rodríguez Escobar
(CIDETEC)
Juan Carlos González Robles
(CIDETEC)
Manuel González Hernández
(UAEH)
Gerardo Ramos Serpa
(Universidad "Camilo
Cienfuegos", Matanzas, Cuba)
Juan Carlos Herrera Lozada
(CIDETEC)

COMITÉ DE ORGANIZACIÓN
Leticia A. Morales Sánchez
Eduardo Vega Alvarado
Guillermo E. Castro Pérez
María de Lourdes Olvera C.

**COMITÉ DE RELACIONES
PÚBLICAS**
Rosa Eunice Echeverría Portillo
Martha Patricia Rico Martínez

**COMITÉ DE PRENSA Y
PROPAGANDA**
Miguel A. Jiménez Cruz
Irma Alonso Sánchez
Guillermo de la Torre Arteaga
Sergio Flores Meza

**COMITÉ EDITOR DE
MEMORIAS**
Adelina Pérez Rosas
Salvador Pérez Cárdenas
Miguel A. Jiménez Cruz
Adelina Rosas Mercado
Patricia Pérez Romero

**COMITÉ DE APOYO
LOGÍSTICO E INFORMÁTICA**
Kristopher Bocaccio Juárez A.
Lorena del Rocío Mayo Monroy
Angélica Guerra Jaimés
Rafael Oropeza M.

**COORDINACIÓN GENERAL
DE MESAS DE TRABAJO**
Adelina Rosas Mercado

MI 18
México, D. F., Junio 25 del 2009

**García Bustos Ernesto David, Figueroa Guadarrama Marco Antonio, Rosas
Castro Harry Manuel Vite Torres
P R E S E N T E (S)**

Sirva este conducto para enviarles un cordial saludo y comunicarles que su ponencia:

**AVANCE TECNOLÓGICO DEL DESARROLLO TOTAL DEL "KNOW-HOW" DE
UNA MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS**

**Ha sido arbitrada por el comité técnico y considerada de relevancia por lo que
ha sido**

ACEPTADA

**Para presentarse con la modalidad de:
Exposición oral_x__ Cartel_____**

La Cuota de Recuperación será de \$1,241.16 (mil doscientos cuarenta y un pesos, 16/100) por trabajo y podrá ser depositada del 1° al 24 de julio y del 3 al 27 de agosto en la cuenta BANCOMER 0453469360. La cantidad anteriormente indicada fue fijada atendiendo instrucciones expresas de la SHCP, por lo que agradeceremos que verifique en su *baucher* de depósito que se especifique precisamente esa cantidad. Les recordamos que el original del *baucher* de depósito deberá ser entregado en las oficinas de CIDETEC, a la mayor brevedad posible después de hacer el depósito, anotando en el mismo el título del trabajo y el nombre del primer autor. Si se requiere factura, por favor avisar oportunamente a CIDETEC para que la misma sea tramitada.

Para el registro de número de ISSN del disco de memorias del evento se requiere que, si usted(es) tiene(n) algún inconveniente de que su ponencia aparezca en el mismo con esa característica, nos lo haga(n) saber antes del día 30 de junio del presente año, en cuyo caso su ponencia se excluirá de la memoria del evento. De no recibir noticias en contra, consideraremos que contamos con su beneplácito.

Para cualquier información adicional, ponemos a sus órdenes la página web: www.simpoweb.ipn.mx y el correo electrónico simpoweb@ipn.mx así como el teléfono 57 29 6000 extensiones 55387, 52538, 52524 y 55107 en horas hábiles.

Hacemos de su conocimiento que la exposición de carteles se llevará a cabo el miércoles 23 de septiembre y que los mismos se colocarán entre 8 y 9 de la mañana.

Las exposiciones orales tendrán una duración de 20 minutos por trabajo; contamos con proyector de acetatos y cañón y esperamos su presencia 20 minutos antes del inicio de su mesa de trabajo y su permanencia durante todo el desarrollo de la misma.

A nombre del Comité Organizador, agradezco su participación que dará sin duda mayor realce al nuestro evento

**Ing. Salvador Pérez Cárdenas
Coordinador General del Simposium**

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

OTORGA EL PRESENTE

RECONOCIMIENTO A:

MARCO ANTONIO FIGUEROA GUADARRAMA

POR SU DESTACADA PARTICIPACIÓN CON LA
PONENCIA

AVANCE TECNOLÓGICO DEL DESARROLLO TOTAL DEL “KNOW-HOW” DE
UNA MÁQUINA TRIBOLÓGICA DE CUATRO BOLAS

PRESENTADA EN EL

11° SIMPOSIUM INTERNACIONAL
“APORTACIONES DE LAS UNIVERSIDADES A LA DOCENCIA, LA INVESTIGACIÓN,
LA TECNOLOGÍA Y EL DESARROLLO”

CELEBRADO LOS DÍAS 23, 24 Y 25 DE SEPTIEMBRE DE 2009, EN MÉXICO, D.F.

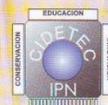
“LA TÉCNICA AL SERVICIO DE LA PATRIA”



ING. A. SALVADOR PÉREZ CÁRDENAS
COORDINADOR GENERAL DEL SIMPOSIUM



DR. VÍCTOR M. SILVA GARCÍA
DIRECTOR DEL CIDETEC



Avance Tecnológico del Desarrollo Total del “Know-How” de una Máquina Tribológica de Cuatro Bolas

Figuerola Guadarrama Marco Antonio
SEPI. ESIME. Azcapotzalco IPN.
mafquadarrama@hotmail.com

García Bustos Ernesto David
SEPI. ESIME. Azcapotzalco IPN.
edgb007@hotmail.com

Rosas Castro Harry
SEPI. ESIME. Azcapotzalco IPN.
harry_rocas@yahoo.com.mx

Manuel Vite Torres
SEPI ESIME Zacatenco IPN
drmanuelvite9@hotmail.com

Abstract

This work was made with the purpose of presenting the advance referring to “know-how” that it allows the technological development of a tribology four ball machine in lubricated condition; obtained by students of the masters in engineering of manufacture of SEPI ESIME Azaptozalco and investigators of tribology laboratory of SEPI Zacatenco, IPN.

Palabras clave: Máquina tribológica de cuatro bolas, lubricación, desgaste.

1. Introducción.

El desarrollo tecnológico nacional se desenvuelve de tal manera, que busca con sus procesos de investigación la generación de nuevos elementos que ayuden a la industria manufacturera mexicana, la cual demanda satisfacer de manera urgente necesidades cotidianas de una forma versátil y rápida, esto a su vez está relacionado a una disminución de costos. En la mayoría de los procesos de manufactura conocidos se presenta el fenómeno de fricción y desgaste, del cual se tienen pocos estudios en México por ejemplo: los factores que lo originan, que efectos causa y las maneras más efectivas para prevenirlo; lo que conlleva a alargar la vida útil de las piezas en las que se presenta este fenómeno.

Los centros de investigación nacionales, generalmente recurren a maquinaria y equipo extranjero para resolver estos problemas, los cuales, son de difícil acceso y generalmente de un costo significativo, encareciendo los beneficios que se obtienen de las pruebas que se realizan con ellos, asimismo se fomenta la adquisición de tecnología y productos extranjeros, en lugar de generar los propios. México cuenta con los recursos

científicos, tecnológicos y económicos necesarios para poder desarrollar particularmente, máquinas tribológicas con componentes adquiridos en el mercado nacional, que sean capaces de generar resultados con estándares internacionales, a un costo accesible.

La máquina tribológica de cuatro bolas está enfocada a realizar ensayos de extrema y no extrema presión a películas lubricantes, lo que va a contribuir al desarrollo de nuevos lubricantes y aditivos generados a nivel nacional. Esto, dirigido a favorecer la vida útil de piezas lubricadas sometidas a fricción y desgaste, en condiciones de trabajo cotidiano.

El desgaste, definido como la remoción de material, donde existe un desprendimiento de partículas en la interface de dos cuerpos que interactúan con movimiento deslizante, rodante, recíprocante, o la combinación de ellos y sometidos a carga. Es uno de los mayores problemas al que se enfrenta la industria manufacturera, viéndose reflejado en un decremento de la calidad de las piezas fabricadas, y en el peor de los casos, paros de líneas de producción, provocadas por fracturas de piezas en maquinarias. El estudio de las características de los

lubricantes, es de suma importancia, ya que al realizar una selección adecuada se reduce la fricción así como el fenómeno mencionado de manera significativa, mejorando el desempeño de los elementos en operación.

El presente trabajo tiene como parte fundamental, mostrar los avances tecnológicos del diseño y desarrollo, de un prototipo funcional de una máquina tribológica de 4 bolas en condición lubricada, capaz de realizar ensayos de extrema y no extrema presión a películas lubricantes, para obtener las propiedades físicas y mecánicas, presentes durante la operación del tribo-sistema. Además de ello, se puede contribuir a la investigación y desarrollo de nuevos lubricantes, para así lograr mejorar las propiedades mencionadas y poder generar la comparación de los resultados. Todo esto, sustentado mediante las normas internacionales (ASTM y DIN), en donde se muestra la configuración geométrica básica de la máquina y los protocolos de los ensayos referidos. Además, como parte integral del presente trabajo, se muestra un desglose de los sistemas integrantes de la máquina, plano de detalle, y análisis de elemento finito de una de las piezas fundamentales del sistema de sujeción de probetas, así como la base del interfaz hombre-máquina. Con el único objetivo de lograr un desarrollo tecnológico acorde con los estándares internacionales, quedando a disposición para la enseñanza teórico-práctica y de investigación tribológica de las universidades públicas como en los institutos de investigación nacionales.

2. Concepto de Tribología.

Etimológicamente, la palabra Tribología deriva del griego “tribos” que significa rozamiento o frotamiento y “logos” que significa tratado o estudio. La ciencia que se refiere al rozamiento o frotamiento, sin embargo, el concepto de “tribología” fue utilizado por primera vez en un informe elaborado por la Comisión del Ministerio de Educación y Ciencia de Gran Bretaña, encabezada por el científico Peter Jost. Fue el 9 de marzo de 1966, fecha que se reconoce como la del nacimiento de la tribología, definiéndola como: “Ciencia y tecnología de estudio a los cuerpos que están en contacto y movimiento relativo así como los fenómenos que de ello se deriven.

En consecuencia la fricción, el desgaste y la lubricación son tópicos fundamentales que sustentan esta ciencia”. Ya en este informe se señalaba su carácter multidisciplinario. Posteriormente, se le comenzó a reconocer como fuente de gran potencial para economizar recursos financieros, materias primas y materiales energéticos (1). En la actualidad hay un número muy importante de publicaciones, tales como, Wear, Tribology Letters, Tribology and International, entre otras que impactan positivamente el desarrollo de esta ciencia interdisciplinaria

Por otra parte, el medio que rodea a los cuerpos que están en contacto y movimiento relativo se le llama “tribo-sistema”, el cual va a ser determinante para la respuesta que den los mismos y puede ser seco, lubricado, en vacío, ácido, etc., o al combinación de alguno de ellos, Figura 1.

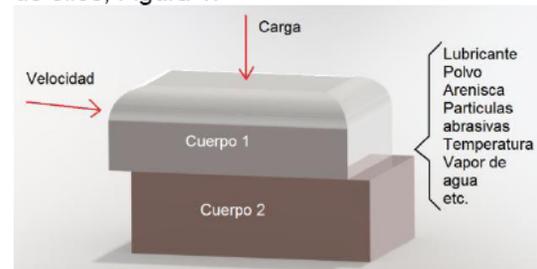


Figura 1 Análisis de los elementos presentes en un Tribo-Sistema

Los fenómenos tribológicos han sido formalmente estudiados durante muchos años, y comúnmente los resultados de amplios experimentos empíricos han encontrado inmediatas aplicaciones en el campo, solucionando problemas específicos. Sin embargo, el estudio de las superficies y las interfaces ha crecido exponencialmente en las últimas décadas, gracias a la tecnología del alto vacío, lo que permite preparar y mantener una adecuada caracterización de las superficies a estudiar. Estos adelantos han abierto un amplio rango de estrategias, que permiten entender el fenómeno tribológico a un nivel sin precedentes. Recientemente los microscopios de fuerzas atómicas han abierto un nuevo campo, la nano-tribología, por ejemplo, el estudio del fenómeno a nivel atómico, siendo el responsable del comportamiento tribológico a nivel macroscópico. Adicionalmente, las condiciones de operación de la maquinaria se han vuelto más severas, lo cual ha

generado una necesidad fundamental de entender los fenómenos tribológicos (2).

3. Ensayos en máquina tribológica de cuatro bolas

La máquina tribológica de cuatro bolas, es utilizada para determinar las propiedades físicas y mecánicas de un lubricante (grasa o aceite) sometidas a diferentes rangos de cargas. La flexibilidad de las variables dentro de la prueba como lo son temperatura, carga normal y velocidad, permite recrear las condiciones para aplicaciones normalizadas y específicas. Además de esto, las pruebas que de ella surgen, son fundamentales en el desarrollo para la generación de nuevos lubricantes, así como sus aditivos, con lo que se busca mejorar las propiedades físicas en las condiciones más severas.

La configuración geométrica de dicha prueba consiste, en una bola de acero normalizada a $\frac{1}{2}$ " (12.7mm) de diámetro que gira con carga normal, que interacciona contra otras 3 bolas fijas estacionarias cubiertas con el lubricante a ser examinado (3), Figura 2.

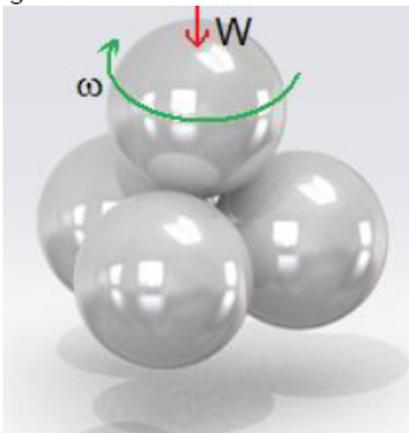


Figura 2 Configuración tetraédrica de las 4 bolas.

Las pruebas se dividen en dos clases:

- No extrema presión. "NEP". Las 4 bolas son sometidas a baja carga (392 N) durante un determinado periodo de tiempo, generando así marcas en los puntos de contacto con lo cual se busca caracterizar al lubricante sometido a la prueba, Figura 3.
- Extrema presión. "EP". Las 4 bolas son sometidas durante periodos cortos de tiempo a elevadas cargas, incrementando estas últimas (desde 58.8 N hasta 7840 N)

secuencialmente hasta conseguir la ruptura de la película lubricante y con esto la soldadura de las 4 bolas.



Figura 3 Marca en el punto de contacto de una de las tres bolas estacionarias

Todo instrumental de laboratorio, que es empleado para realizar investigación experimental, debe cumplir con ciertos requerimientos, los cuales están normalizados de acuerdo a los estándares de la ASTM, (American Society for testing Materials) y/o DIN, (Deutsche Industrie Normen). Esto con el fin de tener una homogeneidad en los parámetros de operación en todas las pruebas y las condiciones ambientales controladas, para que los resultados experimentales puedan ser confiables y reproducibles. Para el caso particular de la máquina de 4 bolas en el listado siguiente se muestran los protocolos en los que deben estar sustentadas dichos ensayos:

- Norma ASTM D2266 prueba de no extrema presión para grasa con una carga normal máxima de 392 N, a una temperatura de 75°C y 1200 RPM durante 60 minutos (4).
- Norma ASTM D4172 prueba de no extrema presión para aceite con una carga normal máxima de 392 N, a una temperatura de 75°C y 1200 RPM durante 60 minutos (5).
- Norma DIN 51350 prueba de no extrema presión para aceite con polímeros, con una carga normal máxima de 5000 N, a una temperatura de 60°C y 1450 RPM durante 240, 480 y 1200 minutos (6).
- Norma ASTM D2596 prueba de extrema presión para grasa con una carga normal incremental hasta llegar al punto de soldadura, a una temperatura de 27°C y 1770 RPM durante 10 segundos cada corrida (7).
- Norma ASTM D2783 prueba de extrema presión para aceite con una carga

normal incremental hasta llegar al punto de soldadura, a una temperatura de 35°C y 1770 RPM durante 10 segundos cada corrida (8).

En todos los protocolos antes mencionados, se debe cuidar el reporte de los siguientes parámetros durante el periodo completo de la prueba:

- Tiempo de duración.
- Fuerza normal aplicada.
- Torque producto de la fricción en los puntos de contacto de las bolas.
- La temperatura del lubricante sujeto a la prueba.

Para que la máquina tribológica de cuatro bolas, pueda generar dichos ensayos con valores experimentales reproducibles y cotejables, es necesario dividir los componentes mecánicos y control en los siguientes rubros:

- Sistema de sujeción de bolas.
- Sistema para incrementar la temperatura.
- Sistema de aplicación de carga normal.
- Sistema de transmisión de potencia.
- Sistemas para censar las variables de la prueba
- Sistemas de soporte general de la máquina.
- Sistema de control.

4. Avances del desarrollo tecnológico de la máquina tribológica de cuatro bolas.

El diseño, siendo un proceso iterativo se define como “El arte de imaginar y crear cosas útiles capaces de satisfacer necesidades, manifiestas o latentes, del individuo o de la comunidad”. La secuencia que se sigue para el desarrollo de este proyecto se ilustra en la Figura 4.

Dicha secuencia nos guía de forma clara, procurando un avance claro y preciso para así, definir este proceso de la mejor forma, con lo que hemos obtenido hasta el momento los siguientes resultados.

La definición del diseño mecánico de ha derivado tanto de un estudio dimensional de los elementos integrantes de los diferentes sistemas, como de un estudio ergonómico de la antropometría del usuario final de donde se obtuvieron los parámetros dimensionales del prototipo funcional. Llegando a la concepción de un modelo idealizado de

forma, dimensiones y funcionamiento, el cual se ilustra en la Figura 5.

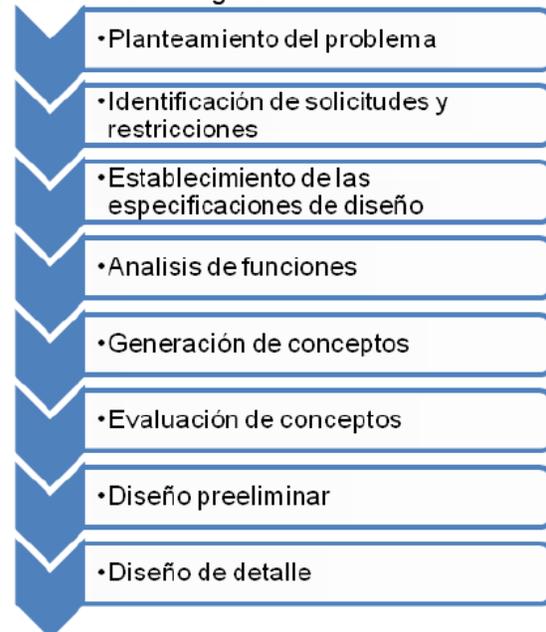


Figura 4. Facetas del proceso de diseño.

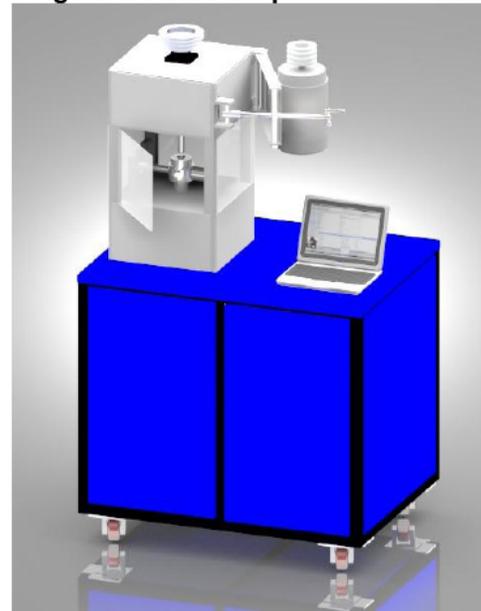


Figura 5 Máquina tribológica de cuatro bolas

Este modelo ilustra de forma general los elementos integrantes de la máquina tribología de cuatro bolas (diseño paramétrico en Solid-Works), igualmente se modelaron los demás componentes que conforman la máquina, como por ejemplo, el sistema de sujeción de bolas y el sistema de carga ilustrados en forma explosionada, Figura 6.



Figura 11 Diagrama operativo de control
 Para generar el desarrollo del sistema operativo Figura 12, se consideró como objetivo primordial, la interacción visual, entre el operario y el sistema. Para ello, se desarrolló una interfaz gráfica, la cual se basa en un estudio ergonómico, procurando que la misma presente una fácil y accesible operación en su manejo (11). Figura 13.

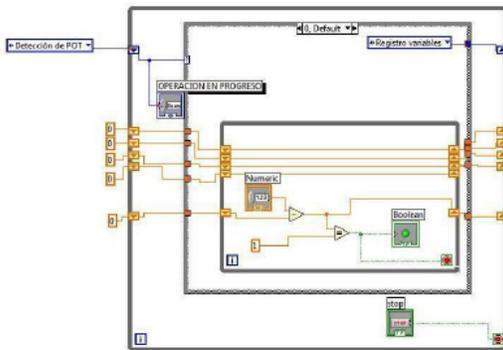


Figura 12 Diagrama de programación

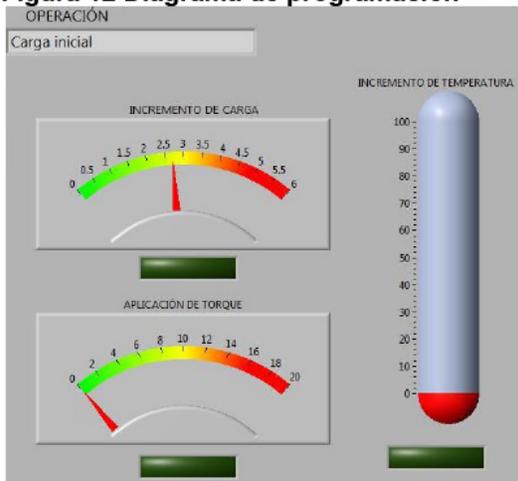


Figura 13 Ventana de prueba en marcha
 Este sistema desarrollado sobre la plataforma de “Lab-View” (Figura 14), no solo ayuda a la simulación sino también es la estructura medular del sistema de control, ya que dicho programa se utiliza como la interfaz hombre máquina, empleado en el funcionamiento normal de ésta, siendo la adquisición de datos, proceso e

interpretación de señales y el despliegue de los resultados obtenidos, las principales funciones de dicho sistema, obedeciendo el diagrama de secuencias lógicas grafcet (12), Figura 15.

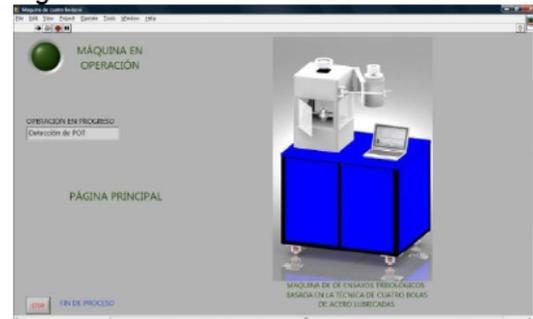


Figura 14 Pantalla principal de aplicación

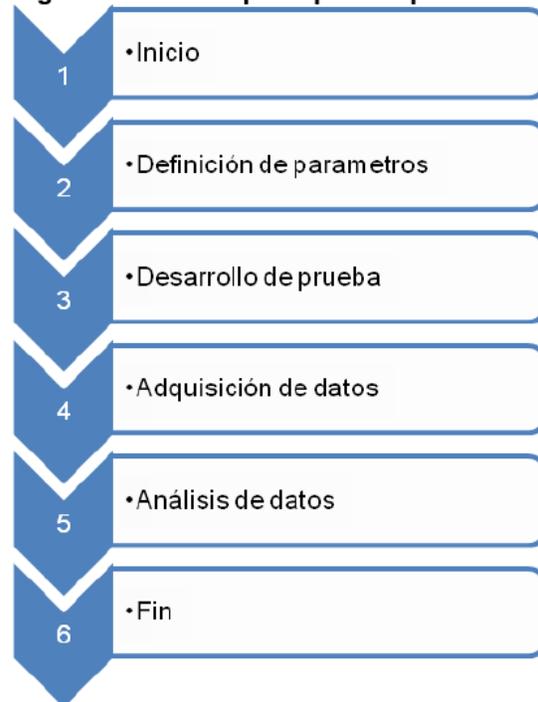


Figura 15 Grafcet operativo

Hasta el momento la etapa de construcción ha llevado a obtener como resultado un prototipo funcional de la máquina cuatro de bolas, mostrado en la Figura 16. Sin embargo, faltan aún por concluir la etapa de instalación del sistema operativo, el cual rige la máquina, así como los ensayos correspondientes para finalizar totalmente el proyecto propuesto.

En el mercado internacional se encuentran diversas marcas y clases de máquina dedicadas al desarrollo de las pruebas tribológicas basadas en la técnica de cuatro bolas de acero lubricadas, las cuales cumplen con el objetivo de forma eficiente.

Sin embargo la adquisición de estos equipos, por lo general es de forma complicada y demanda una gran cantidad de recursos tanto económicos como logísticos, generando el encarecimiento y difícil adquisición de los mismos, es por esto que en el mercado mexicano urge desarrollar una máquina competitiva con los estándares internacionales, a un costo razonable.



Figura 16 Avance de máquina tribológica de cuatro bolas.

Algunas ofertas económicas existentes en el mercado son:

IDP Aparatos (13). Esta máquina cuenta con un sistema computarizado para desgaste y extrema presión según normas ASTM D-2266, D-4172, D-2596, D-2783, IP 239, DIN 51350 y otras normas o especificaciones personales, además permite el cálculo del coeficiente de fricción, con un costo de \$ 1,169,992.75

Phoenix Tribology Ltd (14). Esta máquina cuenta con un sistema computarizado para desgaste y extrema presión según normas ASTM D-2266, D-4172, D-2596, D-2783, censado de coeficiente de fricción, software de adquisición de datos, sistema de carga neumática, con un costo de \$1,725, 033.76.

El costo de las máquinas están expresados en Pesos Mexicanos, con un tipo de cambio del día 23 de marzo de 2009 correspondiente a \$ 14.50 pesos por dólar, y \$20.99 pesos por libras esterlinas e incrementándose un 15% de I.V.A. al producto.

Esto muestra, claramente, lo costoso de este tipo de equipos en el mercado internacional pero no así la transferencia tecnológica para su desarrollo.

5. Conclusiones.

- Se desarrolló de forma integral el “*Know –How*” de la máquina tribológica de cuatro bolas de acero lubricadas con el conocimiento de la ingeniería que requiere este equipo por el grupo de tribología de la SEPI ESIME Zacatenco.

- Se logró abatir en un 75% el costo total del desarrollo de la máquina en comparación de las casas internacionales que la ofertan, lo que en promedio corresponde a \$361,878.31 Pesos Mexicanos.

- Falta por concluir la etapa de instalación del sistema operativo que rige la máquina así como los ensayos de arranque y puesta en marcha.

6. Referencias

1. Dowson, Stephen Paul. *History of Tribology*. New York : Logman Group Limited, 1979.

2. Spencer Nicholas, D y Wilfred T, Tysoe. *Tribology Letters*. 1995. 3.

3. *Tribología y Lubricacion en Ensayo de Banco*. Losada, Carlos, Om, Neyda y Rodríguez, José. 2, Toluca, México : Universidad Autónoma del Estado de México, 2001, Vol. 8.

4. D2266, ASTM. *Standard Test Method For Wear Preventive Characteristics Of Lubricating Grease (Foru Ball Method)*. United States : s.n., 2001.

5. D4172, ASTM. *Standard Test Method For Wear Preventive Characteristics Of Lubricating Fluid (Foru Ball Method)*. United States : s.n., 1999.

6. 51350, DIN. *Determination Of Shear Stability Of Polymer Containing Lubricaing Oils By the Shell Four Ball Tester*. German : s.n., 1996.

7. D2596, ASTM. *Standard Test Method For Measurement Of Extreme-Pressure Properties Of Lubricating Grease (Four Ball Method)*. United States : s.n., 2002.

8. D2783, ASTM. *Standard Test Method For Measurement Of Extreme-Pressure Properties Of Lubricating Fluids (Four Ball Method)*. United States : s.n., 2003.

9. Angulo Bahón, Cecilio y Raya Giner, Cristobal. *Tecnología de Sistemas de Control*. Catalunya : UPC, 2004.

10. **Charles Spurgeon, E. Balcells, Josep y Romeral, José.** *Automatas Programables*. Barcelona : Marcombo S.A., 1997.

11. **Areny Pallás, Ramón.** *Sensores y Acondicionamiento de Señal*. 4 ta.

12. **Moreno García, Emilio.** *Automatización de los Procesos Industriales*. Valencia : CFP CERES-UPV, 1999.

13. **IDP, Aparatos Investigación - Desarrollo - Producción.** *Cotización No: 08/1124E*. Buenos Aires : s.n., 03 de Marzo de 2009.

14. **Ltd, Phoenix Tribology.** *Cotización No: 1182*. England : s.n., 23 de marzo de 2009.

REFERENCIAS

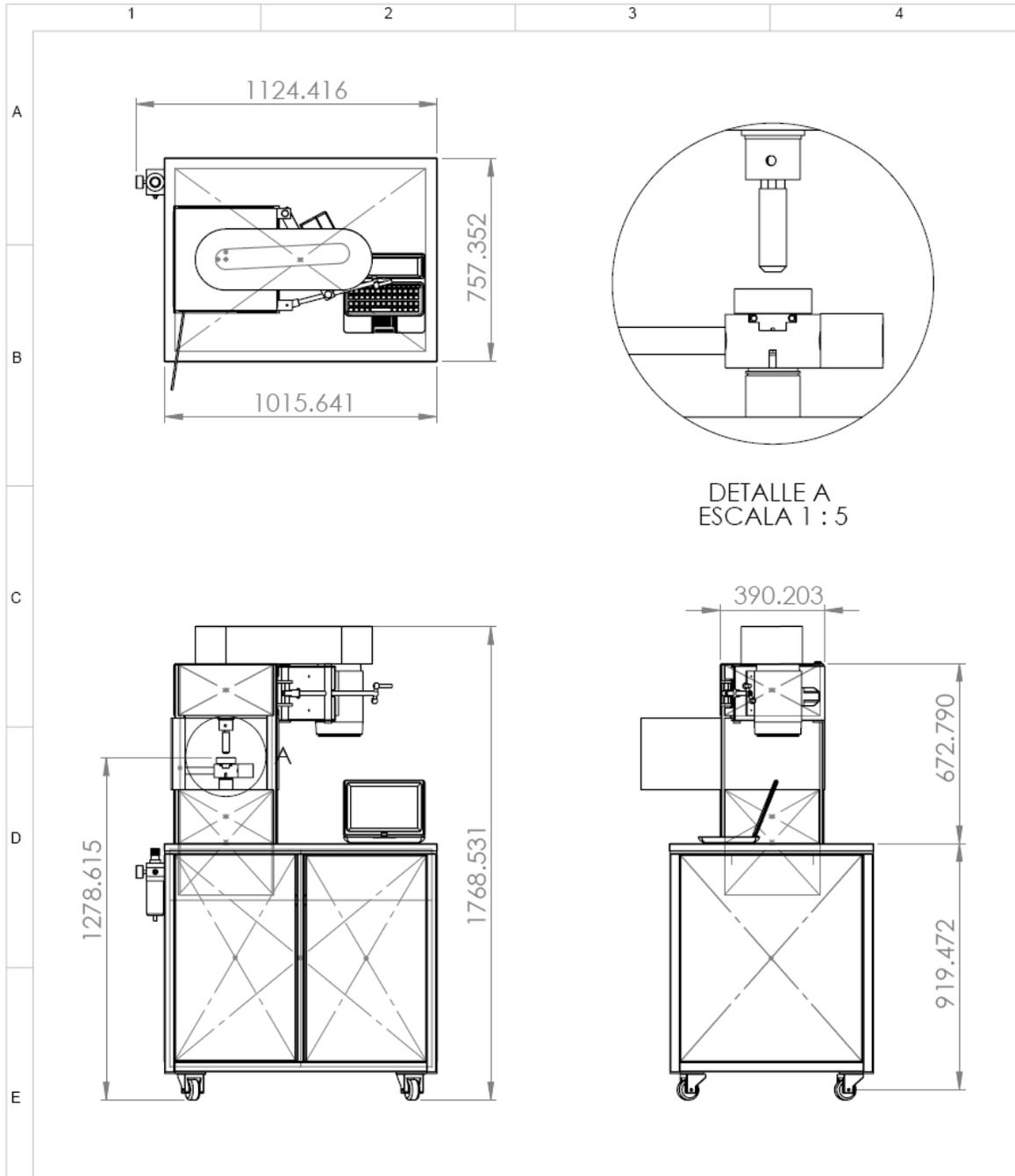
1. **Vite, Manuel.** Los pioneros de la tribología y su acontecimiento. México : Universidad de Guadalajara, 1996, pág. 6.
2. **Spencer, Nicholas D. y Tysoe, Wilfred T.** Tribology Letters. 1995, Vol. 1, pág. 3.
3. **Dowson, D.** *History of Tribology*. New York : Longman, 1979.
4. **Kragelskii.** *Friction and Wear*. London : Butter worths, 1965.
5. **Bowden, F.P. y Tabor, D.** *The Friction And Lubrication Of Solids*. 1950. págs. 87-89.
6. **Sethuramiah, A.** *Lubricated wear Sience and Technology*. New Dalhi, India : ITMMEC, Indian Institute of Technology, 2003.
7. **Egor P, Popov.** *Introduccion a la Mecánica de Sólidos*. s.l. : Limusa, 1983. pág. 45 y 46.
8. **Rabinowicz, Ernest.** *Friction and wear of materials*. Estados Unidos de America : Wiley Interscience, 1995.
9. *Survey of possible wear mechanisms.* **Burwell.** 1957, Wear.
10. **HSMO.** *Deparment of Trade and Industry, Wear Resistant Surface in Engineering, A Guide to their Production, Properties and Selection*. UK : s.n., 1978.
11. **Archad, J F.** *Apl, Phys*. 1953.
12. **Booser, E. Richard.** *CRC Handbook of Lubrication*. Florida : CRC Press, Inc, 1992.
13. **ASTM.** *Annual Book of Standars*. Vol. 03.2 1990.
14. **51350, DIN.** *Determination Of Shear Stability Of Polymer Containing Lubricaing Oils By the Shell Four Ball Tester*. German : s.n., 1996.
15. **D2266, ASTM.** *Standard Test Method For Wear Preventive Characteristics Of Lubricating Grease (Foru Ball Method)*. United States : s.n., 2001.
16. **D2596, ASTM.** *Standard Test Method For Measurement Of Extreme-Pressure Properties Of Lubricating Grease (Four Ball Method)*. United States : s.n., 2002.
17. **D2783, ASTM.** *Standard Test Method For Measurement Of Extreme-Pressure Properties Of Lubricating Fluids (Four Ball Method)*. United States : s.n., 2003.
18. **D4172, ASTM.** *Standard Test Method For Wear Preventive Characteristics Of Lubricating Fluid (Foru Ball Method)*. United States : s.n., 1999.

19. **John, D Morgan, y otros.** *Máquina Tribológica de Cuatro Bolas.* 490274 Estados Unidos, 10 de Junio de 1943.
20. **Wills, J George.** *Lubrication Fundamentals.* New York : Mobil Oil Corporation Marcel Dekker, Inc., 1980.
21. **Booser, E Richard.** *CRC Handbook of Lubrication.* New York : CRC Press, Inc., 2000.
22. **Milne, A A.** *Experiments on the friction and endurance of various surface treatments lubricated by molybdenum disulfide.* s.l. : Wear, 1957.
23. **Design, Internacional Council of Societies of Industrial.** International Council of Societies of Industries Desing A Partner of the International Desing Alliance. [En línea] [Citado el: 5 de feb de 2009.] <http://www.icsid.org/about/about/articles32.htm>.
24. **Akao, Yoji.** *"Development History of Quality Function Deployment". The Customer Driven Approach to Quality planning and Deployment.* Minato, Tokyo : Asian Productivity Organization, 1996.
25. **Vishay.** *S-Beam Load Cell Model 6001 .* U.S. : s.n., 20 de Enero de 2006.
26. **Tortosa, L, y otros.** *Ergonomia y discapacidad.* Valencia : Instituto de Biomecánica de Valencia, 1999.
27. **Oborne, David J.** *Ergonomía en Acción: la adaptacion del medio de trabajo al hombre.* México : Trillas, 2007.
28. **McAtamney, L y Corlett, E N.** *RULA: A survey method for the investigation of work-related upper limb disorders.* EU : Applied Ergonomics, 1993.
29. **Mondelo, Pedro R, y otros.** *Ergonomia 3 Diseño de puestos de trabajo .* México : Alfaomega, 2007.
30. **Krick, E V.** *Introducción a la ingenieria y al diseño en ingeniería.* 2°. Mexico D.F. : Limusa, 1984.
31. **Ramos Watanave, Jorge.** *Apuntes del curso de diseño mecánico.* México D.F. : SEPI ESIME Zacatenco IPN, 2003.
32. **Riba Romeva, Carles.** *Diseño concurrente.* Barcelona España : Ediciones UPC, 2002.
33. **Palmexico, Grupo.** *Acero maquinaria 1018 .* [En línea] Mayo de 2008. [Citado el: 22 de Junio de 2009.] <http://www.acerospalmexico.com.mx/1018.htm>.
34. **COROMANT, SANDVIK.** *Torneado General.* EU : Sandvik, 2009.

35. *Tribología y lubricación en ensayo de banco*. **Carlos Losada, Nayda OM, Jose Rodriguez**. Dos, Toluca, México : Ciencia Ergo Sum, 2001, Vol. 8.
36. **SIEMENS**. *Catalogo General SD03* . México : SIEMENS, 2005.
37. **Martin**. *Stock Drive Selection*. Estados Unidos : Martin, 2005.
38. **51350-6, DIN**. *Determination of shear stability of polymer-containing lubricating oils by the shell four-ball tester*. Berlin : DIN Destsches Institut für Normung e. V. , august 1996. 105.
39. **Firestone**. *Airstroke and Airmount Engineering Manual & Desing Guide*. England : Firestone Industrial Products Company, 2007.
40. **Numatics**. *Air Bellows Series*. USA : Numatics LTD, 2007.
41. **Specialties, ExxonMobil Lubricants &**. *Mobilgard 300 Diesel Engine System Oil*. EU : Exxon Mobil Corporation , 2007.
42. **EFNMS**. European Federation of National Maintenance Societies. *Home*. [En línea] [Citado el: 19 de 09 de 2009.] <http://www.efnms.org/>.
43. **Timken**. lubricants. [En línea] [Citado el: 19 de 09 de 2009.] www.timken.com/lubricants.
44. **SIEMENS**. Instructivo motores 1LE2.../1PC2... tipos SD, GP, GPA. *Motores de Inducción*. Vol. 143, 499. NMIM-00300-0406/ES a.
45. **Spencer&Hähner**. 1998.
46. **Williams, John Austin**. *Engineering Tribology*. Great Britain : Oxford, 1994.
47. **Rowe, C N**. *Some aspects of the heat of absorption in the function of a boundary lubricant*, . s.l. : ASLE, 1966.
48. **Stolarski, T A**. *A system for wear prediction in lubricated sliding contacts*. s.l. : Lub. Sci, 1996.
49. Wikipedia. [En línea] 4 de Octubre de 2008. [Citado el: 7 de Octubre de 2008.] http://es.wikipedia.org/wiki/ASTM_International.
50. Wikipedia. [En línea] 25 de Septiembre de 2008. [Citado el: 7 de Octubre de 2008.] <http://es.wikipedia.org/wiki/DIN>.
51. **Marquez Morales, Agustin Leovigildo**. Diseño de una maquina tribologica para pruebas de desgaste abrasivo severo. *Tesis*. Mexico DF : IPN, 2002.

52. **Mondelo, Pedro R., y otros.** *Diseño de puestos de trabajo.* Barcelona, España : Alfaomega, 2007.
53. **Shu, N.** *Tribophysics Prentice Desing.* New Jersey, USA : s.n., 1986.
54. **Dowson, Stephen Paul.** *Histoy of Tribology.* New York : Logman Group Limited, 1979.
55. **Spencer Nicholas, D y Wilfred T, Tysoe.** *Tribology Letters.* 1995. 3.
56. *Tribología y Lubricacion en Ensayo de Banco.* **Losada, Carlos, Om, Neyda y Rodríguez, José.** 2, Toluca, México : Universidad Autónoma del Estado de México, 2001, Vol. 8.
57. **Angulo Bahón, Cecilio y Raya Giner, Cristobal.** *Tecnologia de Sistemas de Control.* Catalunya : UPC, 2004.
58. **Charles Spurgeon, E, Balcells, Josep y Romeral, José.** *Automatas Programables.* Barcelona : Marcombo S.A., 1997.
59. **Areny Pallás, Ramón.** *Sensores y Acondicionamiento de Señal.* 4 ta.
60. **Moreno García, Emilio.** *Automatizacion de los Procesos Industriales.* Valencia : CFP CERES-UPV, 1999.
61. **IDP, Aparatos Investigacion - Desarrollo - Produccion.** *Cotización No: 08/1124E.* Buenos Aires : s.n., 03 de Marzo de 2009.
62. **Ltd, Phoenix Tribology.** *Cotización No: 1182.* England : s.n., 23 de marzo de 2009.

ANEXO A. PLANOS DE LAS PIEZAS MECÁNICAS

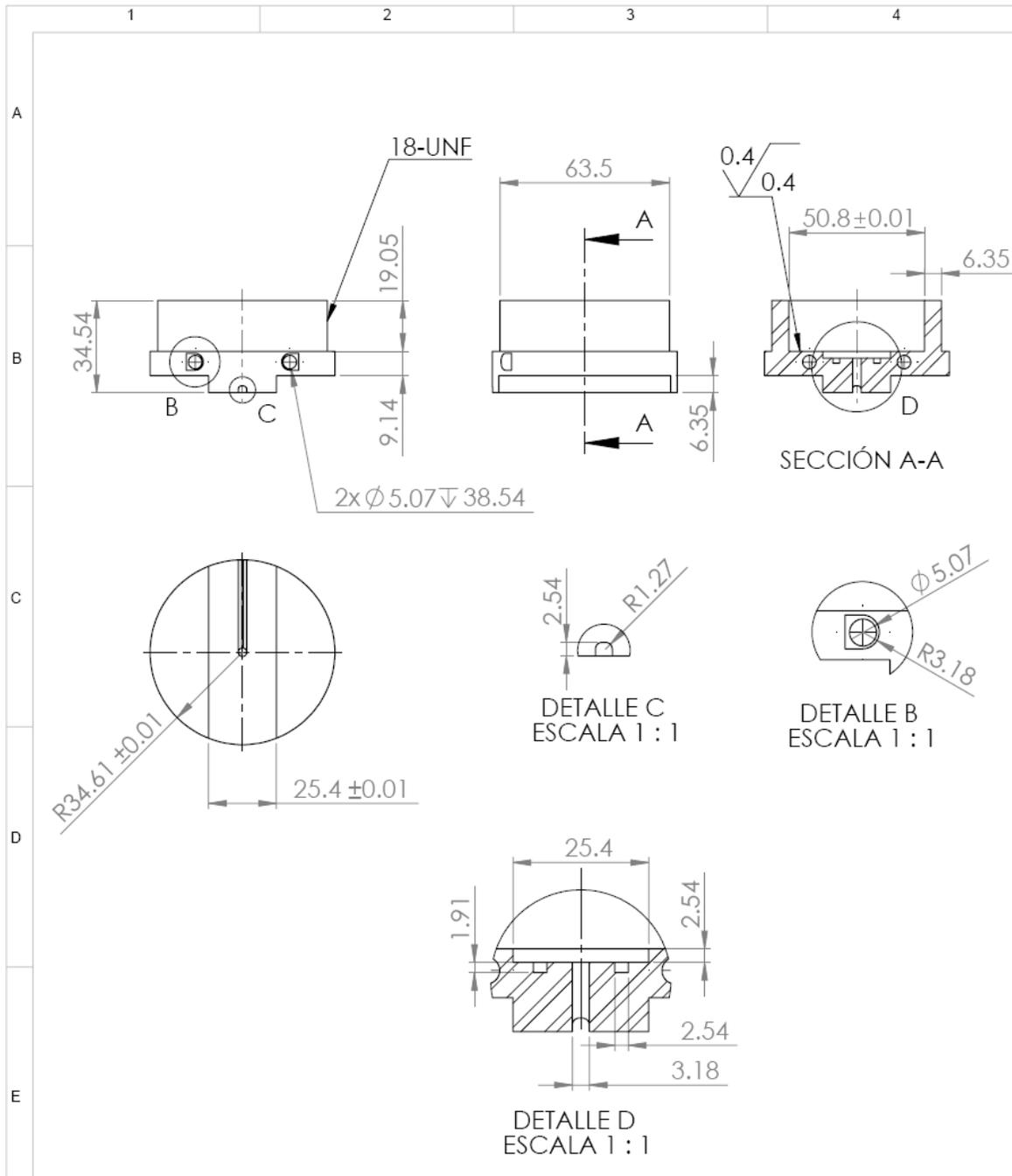


Revisiones:		<h1 style="margin: 0;">IPN</h1> <p style="margin: 0; font-size: small;">ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA</p>	Fecha: 27 junio 2009		
21	Acrilicos			Rugosidad: 1.6 µm	
22	Guarda de poleas			Tolerancia: ± 0.02 mm	
21	Ubicacion de FR		Título: Máquina de cuatro bolas		
22	Puertas		Dibujo No: Mec-01		
23	Tapas frontales		Escala: 1:20		
Autoridades		Material: Varios	Unidades: mm		
Dibujó:	M.A.F.G.		Peso: 205.59 kg		
Verificó:	M.A.F.G.		Escala: 1:20		
Aprobó:	M.V.T.				

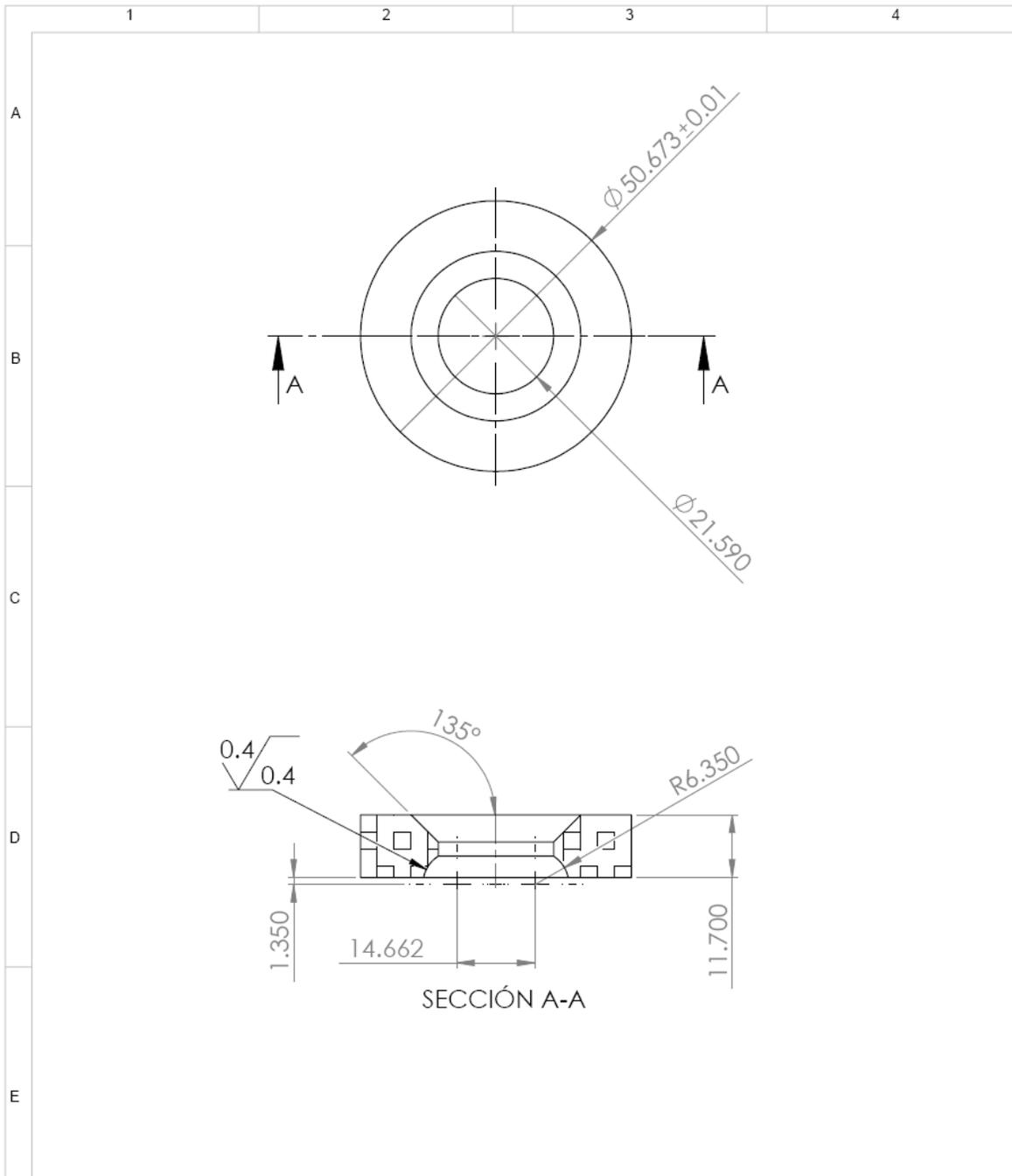
	1	2	3	4
--	---	---	---	---

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Boquilla	1
2	Flecha Motriz	1
3	Balero de carga superior	1
4	Chumaserá	2
5	Polea dirigida	1

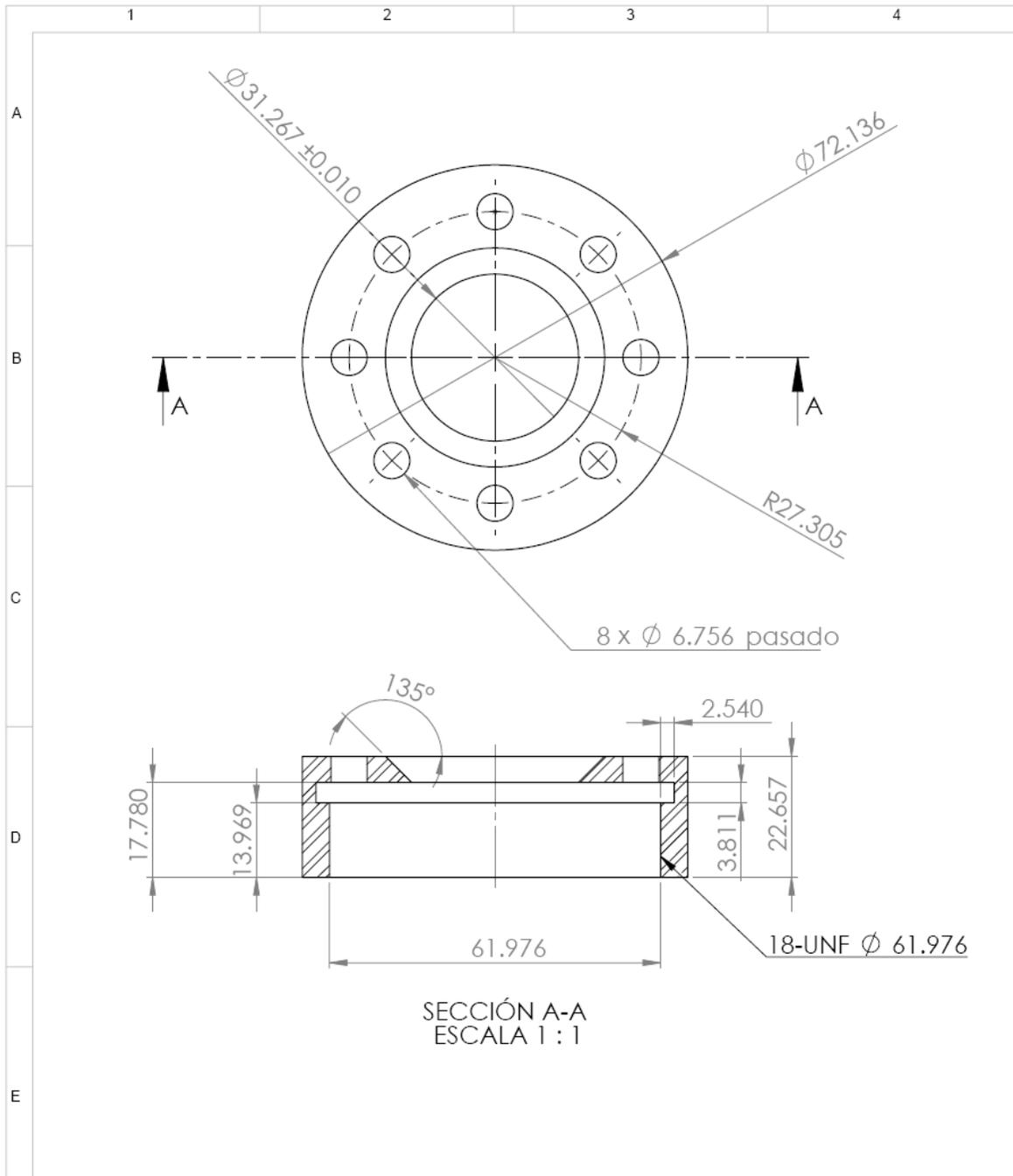
<p>Revisiones:</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 10%;"> </td><td style="width: 20%;"> </td><td style="width: 10%;"> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </table>																			<h1 style="margin: 0;">IPN</h1> <p style="margin: 0; font-size: small;">ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA</p>	<p>Fecha: 28 mayo 2009</p> <div style="display: flex; align-items: center;"> <p style="font-size: small;">Rugosidad: 1.6 µm Tolerancia: ± 0.02 mm</p> </div> <p>Título: Explosión de sistema motriz</p>
<p>Autoridades</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">Dibujó:</td> <td>M.A.F.G.</td> </tr> <tr> <td>Verificó:</td> <td>M.A.F.G.</td> </tr> <tr> <td>Aprobó:</td> <td>M.V.T.</td> </tr> </table>	Dibujó:	M.A.F.G.	Verificó:	M.A.F.G.	Aprobó:	M.V.T.	<p>Material: Varios</p> <p>Peso: 5.31 kg</p>	<p>Dibujo No: Mec-03</p> <p>Escala: 1:3 Unidades: mm</p>												
Dibujó:	M.A.F.G.																			
Verificó:	M.A.F.G.																			
Aprobó:	M.V.T.																			



Revisiones:		IPN	Fecha:	14 marzo 2009		
1	Resistencias		ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA		Rugosidad:	1.6 μ m
2	Altura total	Tolerancia:			± 0.02 mm	
Autoridades		Material: 10-18	Título:	Pot		
Dibujó:	M.A.F.G.		Dibujo No: Mec-04			
Verificó:	M.A.F.G.					
Aprobó:	M.V.T.					
Peso:		0.501 kg	Escala:	1:2	Unidades:	mm

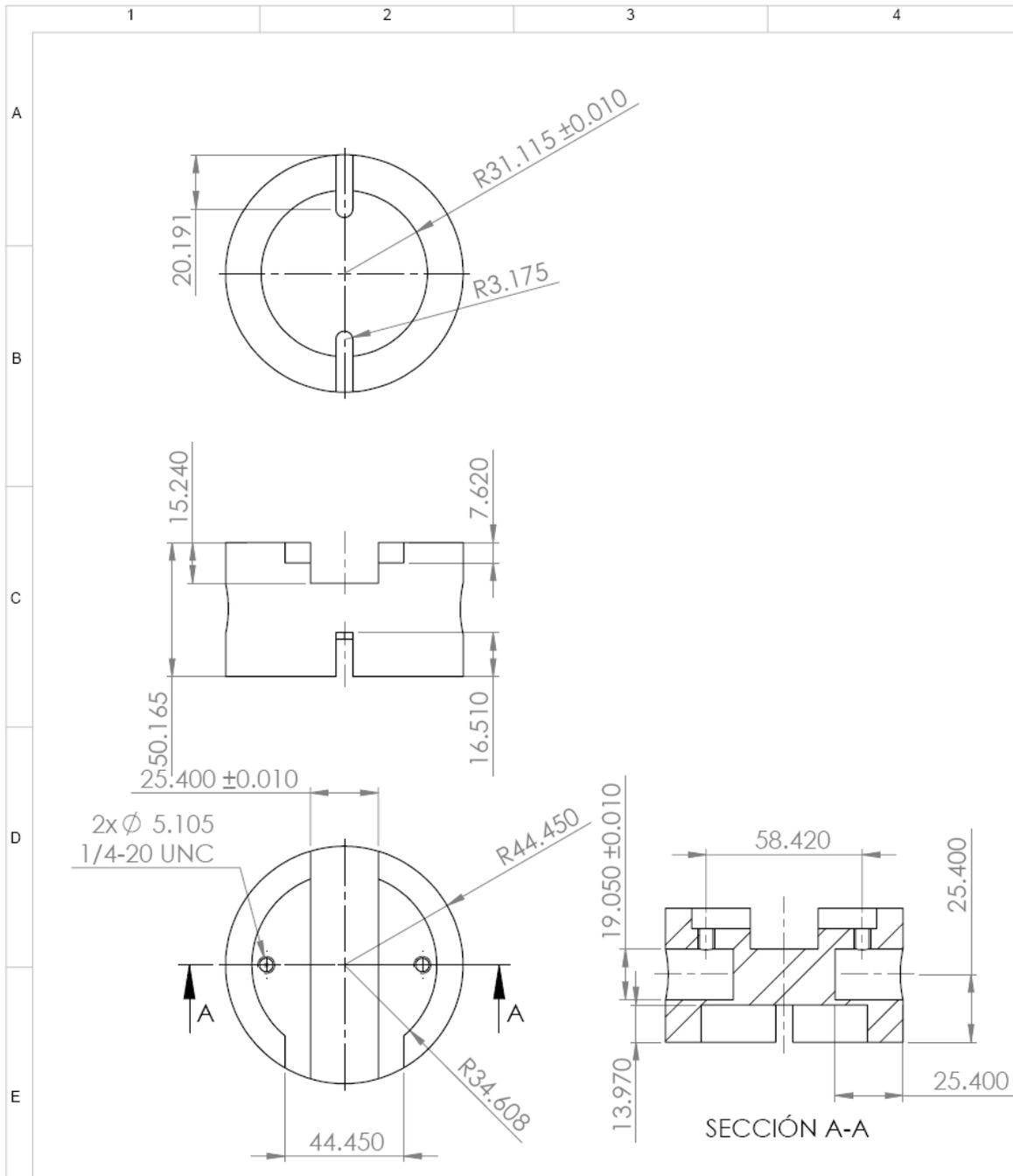


Revisiones:		<h1>IPN</h1> <p>ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA</p>	Fecha: 13 febrero 2009	 Rugosidad: 1.6 μm Tolerancia: ± 0.02 mm
1	Altura		 Título:	
Autoridades			<h2>Disco centrador</h2>	
Dibujó:	M.A.F.G.		Material: D2	Dibujo No: Mec-05
Verificó:	M.A.F.G.		Peso: 0.017 kg	Escala: 1:1
Aprobó:	M.V.T.			Unidades: mm

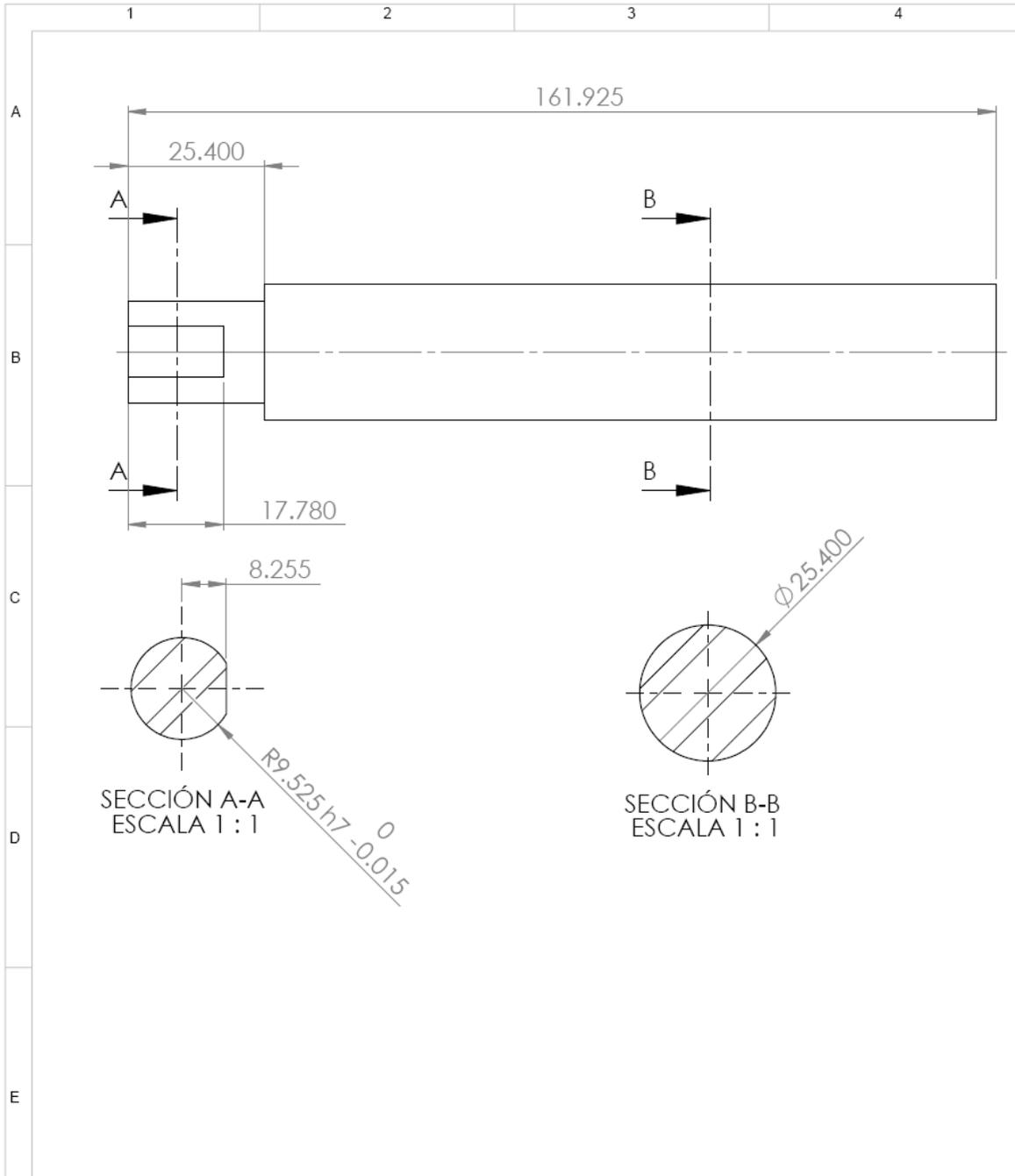


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

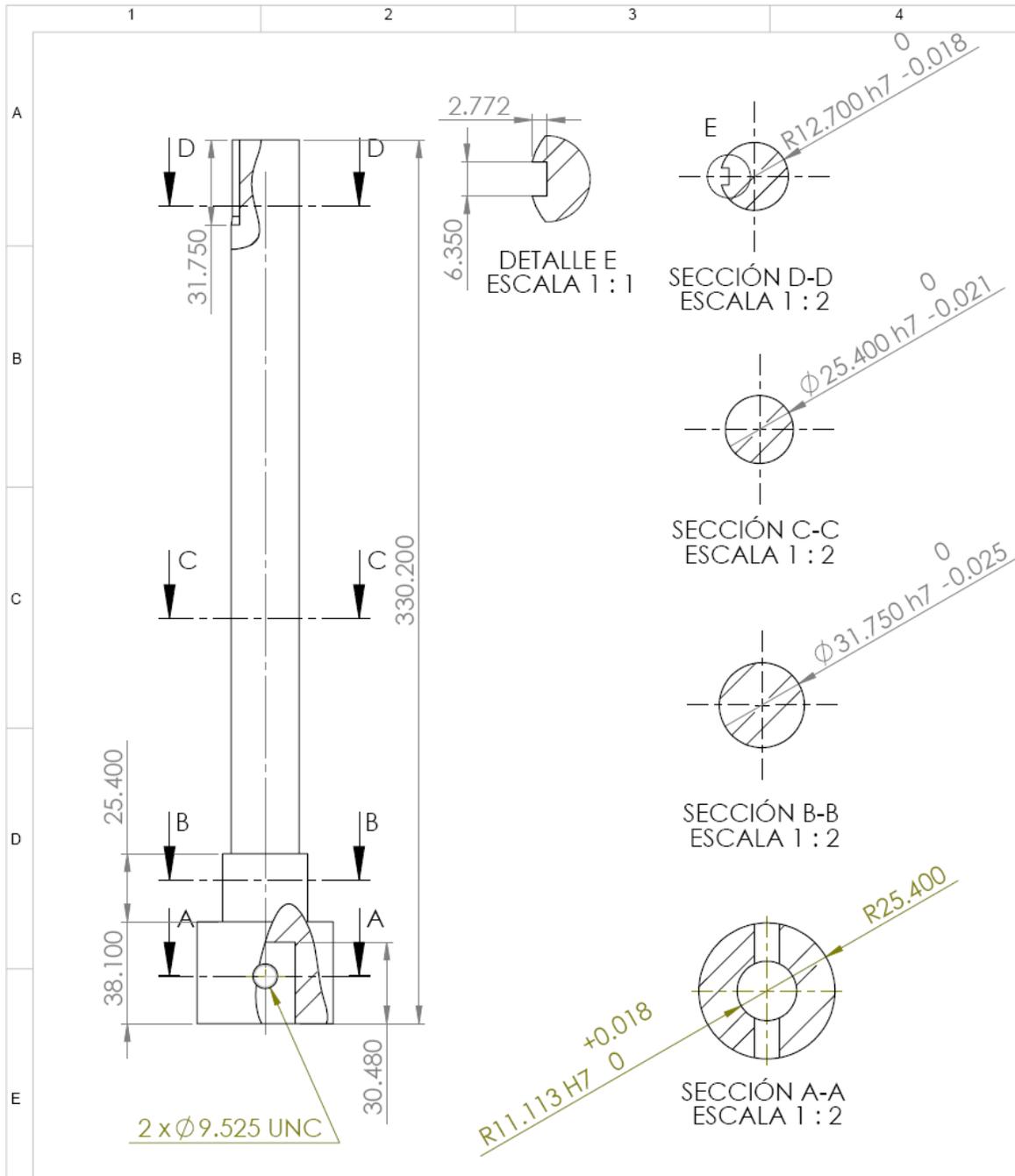
Revisiones:		<h1 style="margin: 0;">IPN</h1> <p style="margin: 0; font-size: small;">ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA</p>	Fecha: 24 enero 2009		Rugosidad: 1.6 μm Tolerancia: ± 0.02 mm
1	Número de barrenos		Título:		Tuerca del Pot
Autoridades			Material:	Dibujo No:	<p style="margin: 0; font-size: large;">Mec-06</p>
Dibujó:	M.A.F.G.		10-18	Escala:	
Verificó:	M.A.F.G.	Peso:	0.030 kg	Unidades:	
Aprobó:	M.V.T.				



Revisiones:		IPN	Fecha:	5 marzo 2009	
1	Diámetro total			Rugosidad:	1.6 μm
2	Opresores			Tolerancia:	$\pm 0.02 \text{ mm}$
3	Diámetro rodamiento	Título:		Platina	
Autoridades		ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA	Dibujo No:	Mec-07	
Dibujó:	M.A.F.G.	Material:	10-18	Escala:	1:2
Verificó:	M.A.F.G.	Peso:	1.58 kg	Unidades:	mm
Aprobó:	M.V.T.				

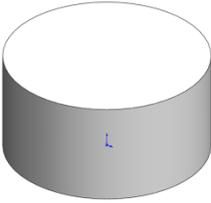
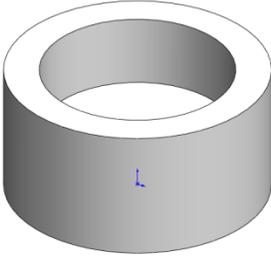
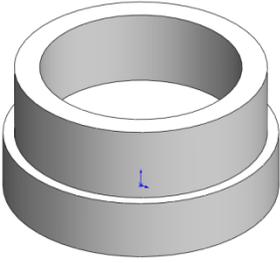
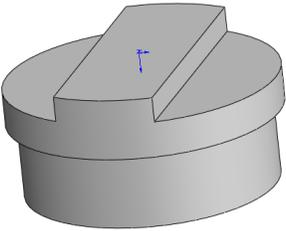
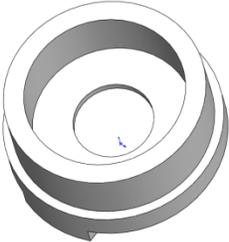


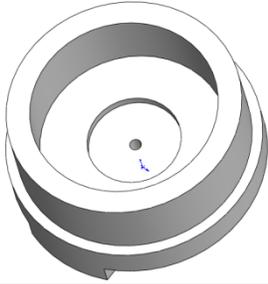
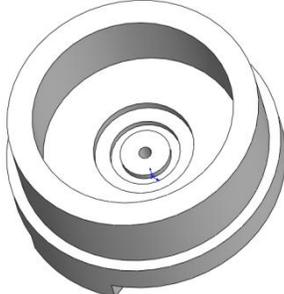
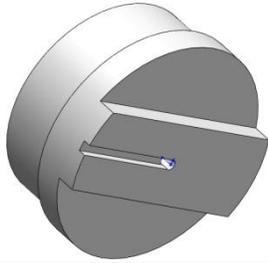
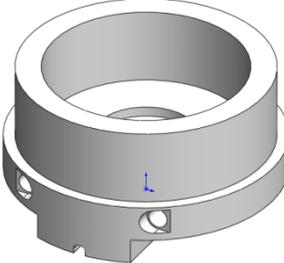
Revisiones:		<h1 style="margin: 0;">IPN</h1> <p style="margin: 0; font-size: small;">ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA</p>	Fecha: 4 abril 2009
1	Diámetro seccion B-B		 <p>Rugosidad: 1.6 µm Tolerancia: ± 0.02 mm</p>
			Título:
			Brazo de palanca
			Dibujo No: Mec-08
Autoridades		Material: D2	Escala: 1:1
Dibujó:	M.A.F.G.	Peso: 0.602 kg	Unidades: mm
Verificó:	M.A.F.G.		
Aprobó:	M.V.T.		

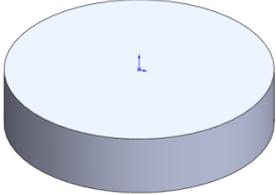
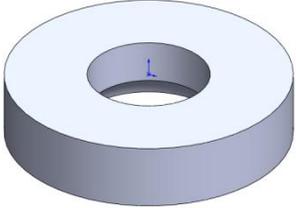
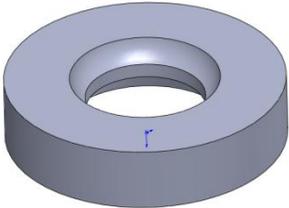
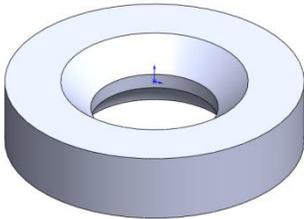


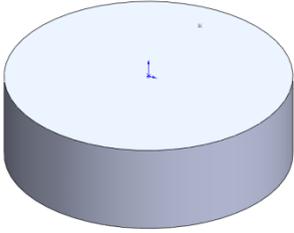
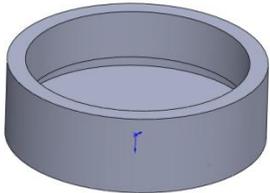
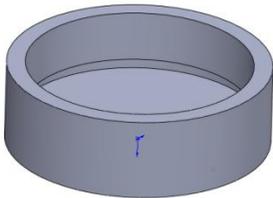
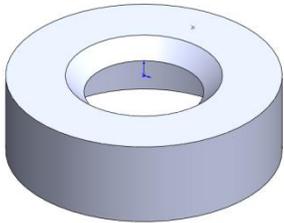
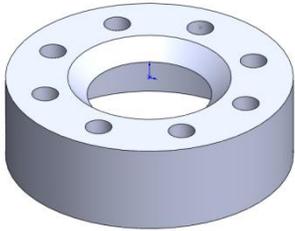
Revisiones:		IPN	Fecha:	15 marzo 2009	
1	Opresores		ESIME AZCAPOTZALCO MAESTRIA EN INGENIERIA DE MANUFACTURA	 Rugosidad: 1.6 µm Tolerancia: ± 0.02 mm	Título: Flecha motiz
2	Cuñero	Dibujó:			
Autoridades		Material:	10-18		Dibujo No:
Dibujó:	M.A.F.G.	Peso:	1.722 kg		Escala:
Verificó:	M.A.F.G.			1:2	Unidades:
Aprobó:	M.V.T.				mm

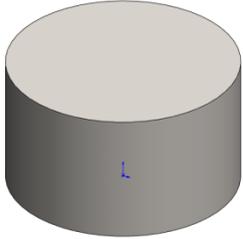
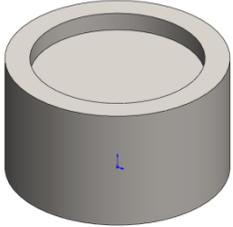
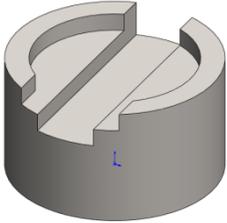
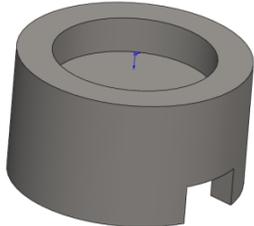
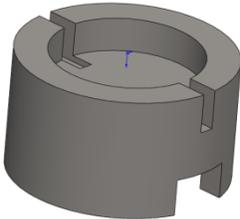
ANEXO B. HOJAS DE PROCESO

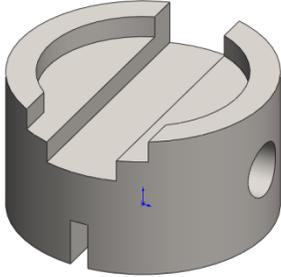
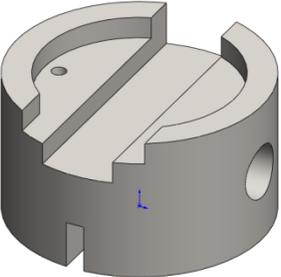
Pieza	Pot	Núm. Operación		
Material	Acero 10-18	Plano	Mec-04	
	Proceso	Corte de material		
	Máquina	Sierra cinta		
	Herramental	Cinta de 25.4 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	30 RPM		
	Profundidad de corte	Total		
	Observaciones			
	Dejar un excedente para maquinado posterior			
			Operación	1.
	Proceso	Vaciado		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	19 mm		
	Observaciones			
	Realizar operación en varias etapas			
			Operación	2.
	Proceso	Roscado		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	40 RPM		
	Profundidad de corte	3 mm		
	Observaciones			
	Corte de 0.5 mm			
			Operación	3.
	Proceso	Desabasto 1		
	Máquina	Fresadora vertical		
	Herramental	Cortador recto de carburo		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1200 RPM		
	Profundidad de corte	6 mm		
	Observaciones			
	Corte de 2 mm por pasada			
			Operación	4.
	Proceso	Posición disco de sacrificio		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	2.45 mm		
	Observaciones			
	Realizar cortes de 0.5 mm			

Pieza	Pot	Núm. Operación	
Material	Acero 10-18	5.	
	Proceso	Barreno p/ termopar	
	Máquina	Torno	
	Herramental	Broca de centros/3.18 mm	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	300 RPM	
	Profundidad de corte	Total	
	Observaciones		
		Operación	6.
	Proceso	Caja para o-ring	
	Máquina	Torno	
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	1800 RPM	
	Profundidad de corte	1.91 mm	
	Observaciones		
	Realizar operación en varias etapas		
		Operación	7.
	Proceso	Ranura de termopar	
	Máquina	Fresadora universal	
	Herramental	Cortador de carburo de 2.5 mm	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	40 RPM	
	Profundidad de corte	3 mm	
	Observaciones		
	Corte de 0.5 mm por pasada		
		Operación	8.
	Proceso	Barreno de resistencias	
	Máquina	Fresadora vertical	
	Herramental	Broca de 5.07 mm, acero rapido	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	300 RPM	
	Profundidad de corte	38.54 mm	
	Observaciones		
	Realizar dos cortes		

Pieza	Disco centrador		Núm. Operación
Material	Acero D2	Plano	Mec-05
	Proceso	Corte de material	
	Máquina	Sierra cinta	
	Herramental	Cinta de 25.4 mm	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	30 RPM	
	Profundidad de corte	Total	
	Observaciones		
	Dejar un excedente para maquinado posterior		
			Operación 1.
	Proceso	Vaciado	
	Máquina	Torno	
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	1800 RPM	
	Profundidad de corte	Total	
	Observaciones		
	Realizar operación en varias etapas		
			Operación 2.
	Proceso	Redondeado	
	Máquina	Torno	
	Herramental	Cortador con afilado esférico	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	1800 RPM	
	Profundidad de corte	5.08 mm	
	Observaciones		
	Acabado normal		
			Operación 3.
	Proceso	Chaflán	
	Máquina	Torno	
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF	
	Características de la operación		
	Velocidad de corte	1800 RPM	
	Profundidad de corte	5.08mm	
	Observaciones		
	Acabado normal		

Pieza	Tuerca del Pot			Núm. Operación
Material	Acero 10-18	Plano	Mec-06	1.
	Proceso	Corte de material		
	Máquina	Sierra cinta		
	Herramental	Cinta de 25.4 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	30 RPM		
	Profundidad de corte	Total		
	Observaciones			
	Dejar un excedente para maquinado posterior			
			Operación	2.
	Proceso	Vaciado		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	17.78 mm		
	Observaciones			
	Realizar operación en varias etapas			
			Operación	3.
	Proceso	Roscado interior		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	40 RPM		
	Profundidad de corte	3 mm		
	Observaciones			
	Corte de 0.5 mm			
			Operación	4.
	Proceso	Vaciado y chafan a 45°		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	Total		
	Observaciones			
	Acabado normal			
			Operación	5.
	Proceso	Barrenado		
	Máquina	Fresa universal		
	Herramental	Broca de carburo y Cabezal div.		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	300 RPM		
	Profundidad de corte	Total		
	Observaciones			
	8 barrenos de 6.85 a 45°			

Pieza	Platina			Núm. Operación
Material	Acero 10-18	Plano	Mec-07	1.
	Proceso	Corte de material		
	Máquina	Sierra cinta		
	Herramental	Cinta de 25.4 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	30 RPM		
	Profundidad de corte	Total		
	Observaciones			
	Dejar un excedente para maquinado posterior			
			Operación	2.
	Proceso	Vaciado 1		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	7.62 mm		
	Observaciones			
	Realizar operación en varias etapas			
			Operación	3.
	Proceso	Desbaste mixto		
	Máquina	Fresadora universal		
	Herramental	Cortador de carburo		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	700 RPM		
	Profundidad de corte	15.24 mm		
	Observaciones			
	Corte de 0.5 mm por pasada			
			Operación	4.
	Proceso	Vaciado 2		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	13.97 mm		
	Observaciones			
	Acabado normal con tolerancia H7			
			Operación	5.
	Proceso	Desbaste		
	Máquina	Fresa universal		
	Herramental	Cortador de 6.4 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	700 RPM		
	Profundidad de corte	16.51 mm		
	Observaciones			
	Desbaste encontrado			

Pieza	Platina			Núm. Operación
Material	Acero 10-18	Plano	Mec-07	6.
	Proceso	Barrenado		
	Máquina	Fresadora universal		
	Herramental	Broca d/centros, hasta 19.05 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	3000 RPM		
	Profundidad de corte	24.4 mm		
	Observaciones			
	Acabado normal			
			Operación	7.
	Proceso	Opresores		
	Máquina	Fresa universal		
	Herramental	Broca d/centros, broca p/-1/4UNC		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	40 RPM		
	Profundidad de corte	Hasta barren		
	Observaciones			
	Realizar operación en varias etapas			

Pieza	Brazo de palanca			Núm. Operación
Material	Acero D2	Plano	Mec-08	1.
	Proceso	Corte de material		
	Máquina	Sierra cinta		
	Herramental	Cinta de 25.4 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	30 RPM		
	Profundidad de corte	Total		
	Observaciones			
	Dejar un excedente para maquinado posterior			
			Operación	2.
	Proceso	Desbaste 1		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04 WF		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	25.4 mm		
	Observaciones			
	Realizar operación en varias etapas			
			Operación	3.
	Proceso	Desbaste de opresor		
	Máquina	Fresadora universal		
	Herramental	Cortador de carburo		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	700 RPM		
	Profundidad de corte	3 mm		
	Observaciones			
	Corte de 0.5 mm por pasada			

Pieza	Flecha motriz			Núm. Operación
Material	Acero 10-18	Plano	Mec-09	1.
	Proceso	Corte de material		
	Máquina	Sierra cinta		
	Herramental	Cinta de 25.4 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	30 RPM		
	Profundidad de corte	Total		
	Observaciones			
	Dejar un excedente para maquinado posterior			
			Operación	2.
	Proceso	Cilindrado 1		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	31.75 mm		
	Observaciones			
	Realizar operación en varias etapas			
			Operación	3.
	Proceso	Cilindrado 2		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	25.4 mm		
	Observaciones			
	Realizar operación en varias etapas			
			Operación	4.
	Proceso	Vaciado		
	Máquina	Torno		
	Herramental	Plaquita de carburo CNMG 03 04		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	1800 RPM		
	Profundidad de corte	30.48 mm		
	Observaciones			
	Acabado normal con tolerancia H7			
			Operación	5.
	Proceso	Desbaste		
	Máquina	Fresa universal		
	Herramental	Cortador de 6.35 mm		
	Características de la operación			
	Velocidad de corte	700 RPM		
	Profundidad de corte	31,75 mm		
	Observaciones			
	Acabado normal			

Pieza	Flecha motriz			Núm. Operación	
Material	Acero 10-18	Plano	Mec-09	6.	
		Proceso	Barreno p/ opresor		
		Máquina	Fresadora universal		
		Herramental	Broca d/centros y p/ 9.52-UNC		
		Características de la operación			
		Velocidad de corte	300 RPM		
		Profundidad de corte	Total		
		Observaciones			
		Barrenos encontrados			

ANEXO C. MANUAL DE OPERACIÓN

Este manual tiene como finalidad que el operador pueda realizar satisfactoriamente los ensayos de extrema y no extrema presión, cuidando la seguridad del mismo así como no dañar el equipo desarrollado.

PREPARACIÓN DE LA MÁQUINA

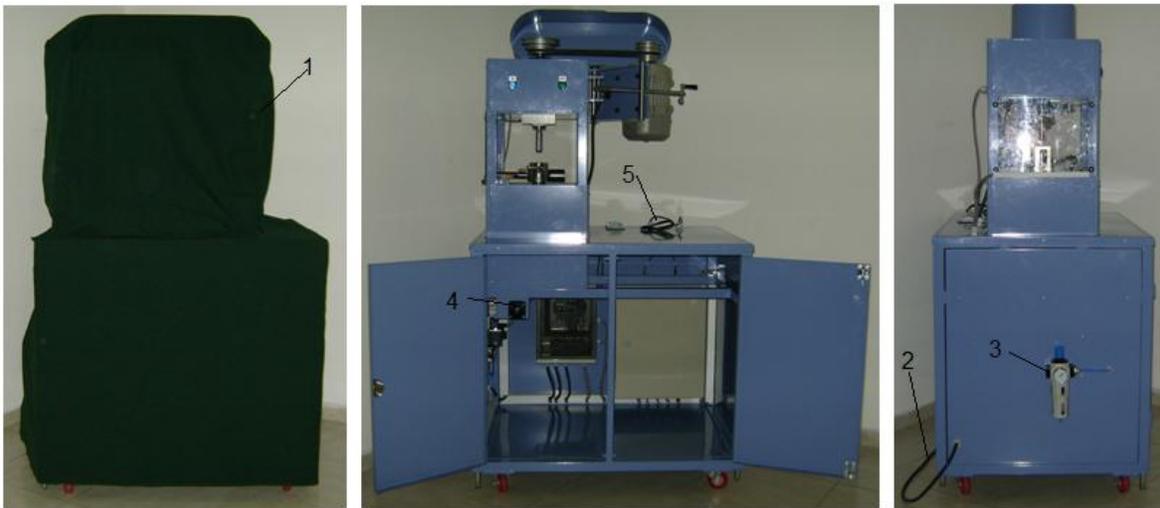


Figura C-1. Preparación de la máquina

Retirar la funda de protección [1].

Abrir las puertas de la máquina.

Realizar una revisión física de los componentes para detectar algún daño superficial. Revisar que el cable de tierra física esté conectado firmemente a la estructura metálica del edificio del laboratorio.

Conectar la clavija de corriente eléctrica a un tomacorriente de 220 VCA con una capacidad mínima de 15 A [2].

Conectar la manguera neumática a una toma de aire comprimido a una presión de entre 80 y 120 psig [3].

Regular la presión de aire de entrada a la máquina en 80 psi.

Colocar la perilla eléctrica en la posición 1 [4]

Conectar los dos cables USB a la computadora precargada con el sistema operativo de la máquina tribológica de cuatro bolas. [5]

Correr el programa y seguir detalladamente las instrucciones que se presentaran en la pantalla. Durante el desarrollo de la prueba, se solicitará que se realicen las siguientes acciones:

AJUSTE DE VELOCIDAD DE ROTACIÓN



Figura C-2. Ajuste de velocidad de rotación

Levantar la guarda de seguridad de las poleas [6].

Girar en sentido anti horario la manivela del tensor del motor hasta que quede libre la banda de transmisión [7].

Colocar la banda en la polea indicada (1750, 1500 o 1200 rpm) [8].

Girar en sentido horario la manivela del tensor del motor hasta que quede tensa la banda de transmisión.

Bajar la guarda de seguridad de las poleas.

PREPARACIÓN DEL RECIPIENTE DE PROBETAS



Figura C-3. Preparación del recipiente de probetas.

Desconectar el contenedor de probetas de la máquina, y retirarlo de la cabina de pruebas cuidando no dañar los cables.

Desatornillar cuidadosamente la tuerca de apriete superior, y retirar el disco para centrar las bolas [9].

Limpiar detalladamente cuatro bolas nuevas, así como el contenedor de probetas, el disco centrador y la tuerca con un fluido limpiador, el cual tiene que ser capaz de remover partículas de metal de los ensayos anteriores y no debe dejar ningún residuo sobre la superficie que aumenten o disminuyan los efectos de desgaste, del lubricante a ser examinado, finalmente secar todas las piezas con un trapo libre de pelusas.

Poner 16 ml del lubricante a ser examinado, posteriormente colocar las 3 bolas inferiores con el disco centrador y finalmente colocar la tuerca de apriete, cerciorándose de no trasroscar la cuerda, apretando únicamente con la fuerza de la mano.

Colocar el contenedor de probetas en la platina de la cabina de pruebas, cuidando en no dejar ningún cable presionado por piezas mecánicas [10].

Conectar las terminales de las resistencias y del termopar [11].

APRIETE DEL RECIPIENTE DE PROBETAS



Figura C-4. Apriete del recipiente de probetas.

Cuando el programa lo indique, abrir la puerta de la cabina de pruebas, colocar firmemente la llave, sobre los barrenos de la tuerca, y ejercer un apriete en sentido horario hasta donde indique la pantalla del programa [12].

Retirar cuidadosamente la llave y cerrar la puerta de la cabina de pruebas.

CONCLUSIÓN DE PRUEBAS

Limpiar el contenedor de probetas.

Desconectar la manguera de suministro de aire.

Colocar la perilla eléctrica en la posición [0]

Desconectar la clavija de corriente eléctrica del tomacorriente de 220 VCA.

Desconectar los cables USB de la computadora.

Guardar los accesorios como el microscopio, llave de apriete, y el recipiente de probetas dentro de la máquina.

Cerrar con llave las puertas de la máquina.

ANEXO D. MANUAL DE MANTENIMIENTO

A fin de que el equipo desarrollado pueda tener un funcionamiento adecuado y eficaz se le debe someter periódicamente a un mantenimiento preventivo para asegurar que las pruebas que se obtengan sean repetibles y asegurar la vida útil del equipo.

Se define mantenimiento como: Todas las acciones que tienen como objetivo mantener un artículo o restaurarlo a un estado en el cual pueda llevar a cabo alguna función requerida(42). El mantenimiento preventivo permite detectar fallos repetitivos, disminuir los puntos muertos por paradas, aumentar la vida útil de equipos, disminuir costes de reparaciones, detectar puntos débiles en la instalación entre una larga lista de ventajas y es una actividad programada de inspecciones, tanto de funcionamiento como de seguridad, ajustes, reparaciones, análisis, limpieza, lubricación, calibración, que deben llevarse a cabo en forma periódica en base a un plan establecido. El propósito es prever averías o desperfectos en su estado inicial y corregirlas para mantener la instalación en completa operación a los niveles y eficiencia óptimos. Evitando en todo momento llegar a los mantenimientos correctivos. Empleando la máquina para desarrollar pruebas durante 8 horas diarias, de lunes a viernes, se recomienda lo siguiente:

- Mantenimiento preventivo menor, cada 8 horas de uso.
- Mantenimiento preventivo mayor, cada seis meses de uso.
- Realizar los mantenimientos correctivos cada vez que se presente la necesidad.

MANTENIMIENTO PREVENTIVO MENOR

Purga de línea de aire



Figura D-1. Purga de línea de aire

Realizar cuando los elementos del sistema neumático tengan una presión entre 80 y 120 psi y la máquina no esté realizando ninguna prueba

Colocar un recipiente en forma de baso, bajo el filtro regulador de entrada, girar en sentido anti horario la válvula de drenado, hasta que termine de escapar todo el fluido, posteriormente cerrar dicha válvula [13].

Repetir la operación pasada para el filtro de 25 μm que se encuentra adentro de la máquina [14].

Apriete de opresores de la boquilla



Figura D-2. Apriete de opresores de la boquilla.

Realizar cuando la máquina se encuentre sin energía eléctrica.

Reapretar los dos opresores de la boquilla con una llave Allen. Cuidando el no exceder el par al grado de dañar los opresores. [15]

MANTENIMIENTO PREVENTIVO MAYOR

Lubricación de baleros de carga y chumaceras



Figura D-3. Lubricación de baleros de carga y chumaceras.

Lubricar todos los rodamientos con (Timken Pillow Block grease)(43)

Chumacera superior: levantar la guarda de seguridad de las poleas, y lubricar en la grasera del lado derecho [16].

Chumacera inferior: retirar la tapa superior derecha de la torre, y lubricar en la grasera.

Balero de carga superior: inyectar grasa en entre la flecha y la placa superior.

Balero de carga inferior: retirar el contenedor de probetas y la platina con el brazo de palanca y el contrapeso e inyectar grasa en el balero.

Lubricación de baleros del motor eléctrico



Figura D-4 Lubricación de baleros del motor eléctrico

La grasa debe de componerse de una base de polyurea y un buen grado de aceite derivado del petróleo, debe tener una consistencia del No 2 y estabilizada contra oxidación.(44)

Pare el motor y bloquee el interruptor.

Limpie completamente los niples y coples y quite los escudos.

Remueva la grasa endurecida de los drenes con un alambre o varilla rígidos.

Agregue grasa por la entrada de la grasera con una pistola de mano hasta que una pequeña cantidad de grasa salga por el dren [17].

Quite el exceso de grasa de la entrada y salida, vuelva a colocar las graseras, niples y coples y ponga funcionar el motor ½ hora antes de colocar el tapón drene.

Poner nuevamente el motor en operación.

MANTENIMIENTOS CORRECTIVOS

En caso de que sea necesario reemplazar alguna pieza mecánica, es importante atender las indicaciones del mantenimiento correctivo que a continuación se proponen.

Cambio de banda de transmisión

Cuando la banda este deteriorada, sustituirla por una tipo A-44

Cambio de chumaceras

Retire las siguientes piezas: contenedor de probetas, platina, boquilla, guarda de seguridad de las poleas, banda, tapas superior izquierda.

Aflojar el opresor de la polea conducida, y retirarla hacia arriba.

Aflojar los dos opresores de flecha de cada chumacera.

Retirar la tornillería que sujeta las chumaceras

Sustituirlas por chumaceras (Timken Pillow block Grease, F4B-SC-100 SF-16)

Colocar la tornillería y apretar nuevamente los opresores, así como la polea conducida cuidando la alineación de esta.

Colocar todas las piezas removidas para su instalación.

Cambio de balero de carga inferior

Retirar el contenedor de probetas,

Retirar la platina y extraer la pista del balero.

Retirar la parte inferior del balero de la flecha y sustituirlo con un balero (Timken LM67040-LM67010)

Ensamblar nuevamente las piezas removidas.

Cambio de balero de carga superior

Retirar la flecha de transmisión, siguiendo un procedimiento similar al cambio de las chumaceras.

Retirar la pista del balero de la placa de soporte de la torre.

Retirar la parte inferior del balero de la flecha y sustituirlo con un balero (Timken LM67040-LM67010)

Ensamblar nuevamente las piezas removidas.

Cambio de resistencias

Cortar con mucho cuidado, el termofil que cubre los cables de las resistencias y el termopar.

Romper los sellos que sujetan las resistencias dentro del recipiente de probetas y retirarlas jalando suavemente de los cables.

Remplazarlas con resistencias cilíndricas de 3.175 mm \varnothing y 25.4 mm de longitud, con una capacidad de 75W @ 120 VCA cada una.

Colocar nuevamente los sellos para mantenerlas en su lugar, ej. pegamento epóxico.

Cubrir los cables con termofil.

Cambio de sensor de temperatura

Cortar con mucho cuidado, el termofil que cubre los cables de las resistencias y el termopar.

Romper el sello que sujeta el termopar dentro del recipiente de probetas y retirarlas jalando suavemente del cable.

Remplazarlo con termopar tipo K con una punta esférica de 2 mmØ.

Colocar nuevamente el sello para mantenerlo en su lugar, ej. pegamento epóxico.

Cubrir los cables con termofil.

Cambio de leds indicadores

Retire la tapa superior izquierda de la torre,

Quite la contra tuerca de led indicador, y jale el led hacia fuera de la torre.

Desconecte el indicador dañado y conecte el nuevo.

Vuelva a colocar la contra tuerca

Coloque la tapa superior izquierda de la torre.

Restablecimiento de sistema eléctrico

Cuando alguna sobre carga haga que el interruptor termo magnético se dispare, habrá la tapa del gabinete eléctrico de fuerza, y suba la palanca del interruptor, vuelva a cerrar la tapa del gabinete.