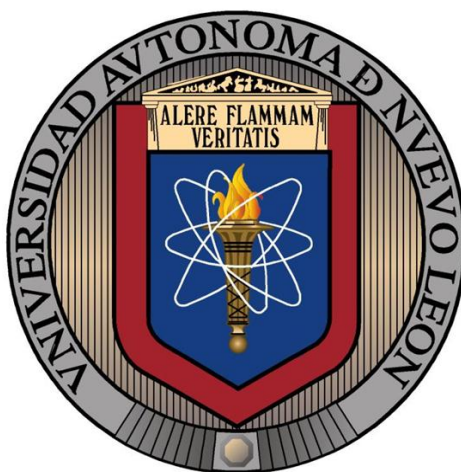


**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**DESARROLLO DE UN SISTEMA TRIBOLÓGICO CON  
MOVIMIENTO LINEAL RECIPROCANTE+**

**TESIS**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE DOCTOR EN INGENIERÍA  
DE MATERIALES**

**PRESENTA**

**M.C. JESÚS OMAR GONZÁLEZ GONZÁLEZ**

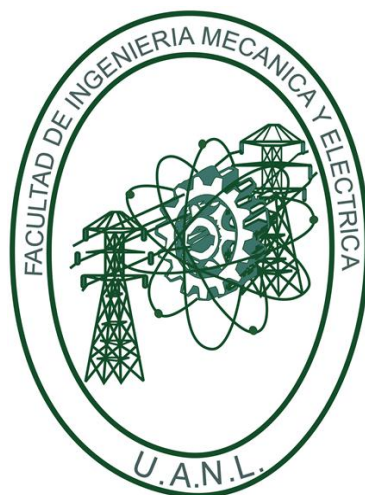
**SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN**

**FEBRERO 2013**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**

**DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**DESARROLLO DE UN SISTEMA TRIBOLÓGICO CON  
MOVIMIENTO LINEAL RECIPROCANTE+**

**TESIS**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE DOCTOR EN INGENIERÍA  
DE MATERIALES**

**PRESENTA**

**M.C. JESÚS OMAR GONZÁLEZ GONZÁLEZ**

**SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN**

**FEBRERO 2012**

Universidad Autónoma de Nuevo León  
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica.  
División de Estudios de Posgrado.

Los miembros del comité de Tesis recomendamos que la tesis *Desarrollo de un sistema tribológico con movimiento lineal recíprocante* realizada por el M.C. Jesús Omar González González sea aceptada como opción para obtener el grado de Doctor en Ingeniería de Materiales.

---

**Asesor**

Dr. Alberto Pérez Unzueta.

---

**Co-asesor**

Dra. Dora Irma Martínez Delgado

---

**Co-asesor**

Dr. Salvador Valtierra Gallardo

---

**Revisor**

Dr. Marco A.L. Hernández Rodríguez

---

**Revisor**

Dr. José Talamantes Silva

---

**Vo. Bo.**

Dr. Moisés Hinojosa Rivera

# Dedicatoria y Agradecimientos.

Principalmente agradezco a Dios nuestro señor, por haberme guiado por el camino correcto permitiéndome alcanzar el más alto grado de estudios.

A mi esposa Irma Yesenia, agradezco profundamente por apoyarme incondicionalmente tanto en la vida profesional como en la vida personal.

A mis hijos Víctor Omar y Emilio Jesús quienes representan lo mas grande de mi vida y son la mejor que me ha pasado.

A mi padre que siempre me a apoyado, me ha guiado y me ha hecho un hombre de bien, le agradezco profundamente por se un gran amigo, comprensivo, inteligente y un gran hombre.

A mi madre que me ha enseñado un sin fin de valores, me ha apoyado, me ha guiado, se ha preocupado por mí, le estoy profundamente agradecido.

A mis hermanos de quienes he aprendido muchas cosas que no se aprenden en la escuela.

Al CONACYT que me ha apoyado económicamente para la realización de mi proyecto.

Al departamento de investigación y desarrollo de Nemark quienes me han apoyado incondicionalmente en la realización del proyecto.

Al Dr. Alberto Perez Unzueta quien me a guiado en mi proyecto a lo largo de mi estancia en el DIMAT.

A mi padrino Castulo Vela Villareal (Q.E.P.D.) quien me apoyó en mis estudios de Licenciatura, Maestría y Doctorado, le agradezco profundamente por ser un gran amigo, fue un gran hombre y un ejemplo a seguir.

# ÍNDICE

Capítulo	Página
<b>Dedicatoria</b>	
<b>Resumen</b>	
<b>1.- Introducción</b> .....	1
1.1 Hipótesis .....	2
1.2 Justificación .....	2
1.3 Metodología .....	3
1.4 Alcance .....	3
<b>2.- Marco Teórico</b> .....	4
2.1 Definición de tribología y sistema tribológico .....	4
2.2 Fundamentos de la tribología.....	4
2.3 Fricción.....	5
2.3.1 Determinación de la fricción en pruebas tribológicas.....	8
2.4 Desgaste .....	13
2.4.1 Mecanismos de desgaste.....	13
2.4.1.1 Desgaste adhesivo .....	15
2.4.1.2 Desgaste abrasivo .....	17
2.4.1.3 Desgaste por fatiga .....	19
2.4.1.4 Desgaste por reacción triboquímica.....	20
2.4.2 Medición del desgaste en pruebas tribológicas .....	22

2.5 Lubricación -----	25
2.5.1 Tipos de lubricación -----	26
2.5.2 Viscosidad -----	31
2.5.3 Parámetros de la película lubricante -----	35
2.6 Lubricación en pruebas tribológicas-----	39
<b>3.- Estado del Arte y conceptualización del equipo -----</b>	<b>41</b>
3.1 Tipos de tribómetros para desgaste con movimiento lineal -----	41
3.2 Fundamentos de diseño de máquinas -----	45
3.2.1 Tipos de diseño -----	46
3.2.2 Sistemas técnicos -----	47
3.2.3 Metodología para el diseño de máquinas -----	48
3.2.4 Consideraciones para diseñar una máquina tribológica -----	51
3.3 Diseño conceptual de máquina tribológica con movimiento lineal recíprocante -----	55
<b>4.- Diseño y construcción del sistema tribológico-----</b>	<b>57</b>
4.1 Partes principales del equipo -----	57
4.2 Selección de motor reductor-----	58
4.3 Control de la velocidad -----	61
4.4 Selección de reductor/incrementador de RPM -----	63
4.5 Selección del mecanismo convertidor de movimiento -----	65
4.6 Selección del mecanismo de carga -----	69
4.7 Selección del tipo de probeta -----	76
4.8 Ensamble general de los componentes del equipo -----	78
4.9 Instrumentación del equipo tribológico-----	80
4.10 Capacidad del equipo -----	87

<b>5.- Experimentación</b> .....	93
5.1 Manufactura .....	93
5.2 Ensamble .....	93
5.3 Puesta en marcha y etapa de exploración .....	94
<b>6.- Resultados y Discusión</b> .....	96
6.1 Pruebas exploratorias sin lubricante .....	96
6.2 Medidas correctivas .....	98
6.3 Golpeteo en transmisión que transforma el movimiento circular --- lineal	100
6.4 Revisión del equipo y ajustes previos al arranque de una prueba -	101
6.5 Comportamiento en pruebas de desgaste .....	103
6.6 Pruebas de larga duración .....	114
6.7 Resumen de los resultados .....	115
<b>7.- Conclusiones y recomendaciones</b> .....	117
7.1 Conclusiones .....	117
7.2 Recomendaciones .....	118
Anexos .....	120
Anexo I: Aceites para motores de combustión interna .....	120
<b>Referencias</b> .....	125



# RESUMEN.

La presente investigación se enfocó al estudio de las pruebas tribológicas, particularmente de pruebas tribológicas con condiciones de movimiento lineal recíprocante, como el movimiento que se presenta en los pistones de los motores de combustión interna que trabajan bajo el ciclo Otto. En el estado del arte se pudo constatar que ya existen algunos equipos para realizar dichas pruebas. Las pruebas realizadas en dichos equipos son costosas, esto aunado a que los mejores equipos están en Europa, hace que dichas pruebas sean un problema para las empresas mexicanas. En México, actualmente no se cuenta con algún laboratorio que proporcione pruebas tribológicas con el control de los parámetros que se encuentran en los motores de combustión interna.

En el análisis de los diferentes equipos que existen actualmente se pudieron apreciar algunos con ciertas ventajas. Después de analizar los diferentes equipos se procedió a diseñar un equipo con el cual se desea realizar las pruebas tribológicas en México y con el cual se puedan cumplir los parámetros solicitados (velocidad, duración de prueba, carga, temperatura de prueba, etc.). Durante el diseño de cada uno de los mecanismos se analizaron las diferentes formas para que dicho mecanismo o subsistema realizara la tarea encomendada con la mejor calidad. Después de diseñar todos y cada uno de los subsistemas del equipo tribológico se procedió a la manufactura de cada una de las piezas con los materiales más adecuados, durante el proceso de ensamblado de las piezas se realizaron varias mejoras.

Se procedió a realizar el ensamble total de la máquina tribológica efectuando pruebas de arranque en vacío y a baja velocidad con la finalidad de verificar el correcto funcionamiento de cada subsistema. Posteriormente se comenzaron pruebas de exploración para conocer la capacidad, capabilidad y limitaciones del sistema tribológico, así como mejoras a futuro.

Se instalaron celdas de carga y sistemas de medición de parámetros. Se instaló un software para poder analizar la información obtenida de las celdas de carga y se realizaron pruebas cuantitativas en las cuales se pudo validar que el equipo es capaz de desgastar materiales teniendo una fuerza normal al movimiento recíprocante, controlada y obteniendo una fuerza tangencial o paralela al movimiento recíprocante para así poder determinar el coeficiente de fricción, que junto con el desgaste es uno de los principales parámetros a medir.

## 1.- Introducción

Desde su inicio en 1866, el motor de combustión interna ha sufrido algunos cambios encaminados a mejorar las emisiones de contaminantes y mejorar el rendimiento de combustible (computadora y sensores). Desde hace algunas décadas se está trabajando en reducir el peso de todo el automóvil para continuar mejorando el rendimiento de combustible, se han hecho mejoras importante (como el nuevo diseño de chasis), se han reemplazado piezas de acero por piezas poliméricas como las defensas, etc.

Al observar que el motor de combustión interna era un porcentaje importante del peso del carro, se empezaron a reemplazar piezas de gran volumen, como son las cabezas, por materiales más ligeros (como aluminio). En los últimos años se ha reemplazado, en una gran cantidad de motores de combustión interna, el monoblock comúnmente hecho de hierro, por un monoblock de aleación de aluminio que mejora al hierro por mucho en conductividad térmica y menor peso.

El reto actual es reemplazar las camisas de hierro fundido por algún metal ligero, ó aleaciones de aluminio de alta resistencia, esto debido a que la interface aluminio-hierro presenta baja transferencia de calor, diferente expansión térmica y puede producir puntos calientes que puedan afectar seriamente la vida del motor.

Para tomar la decisión de que material será el más adecuado en cuanto a procesabilidad, costo y calidad, es necesario entre otras cosas conocer como será el comportamiento tribológico que las nuevas camisas tendrán al ser sometidas al movimiento recíprocante del los anillos de los pistones.

Por esto, la finalidad de este proyecto es crear un sistema tribológico para evaluar la fricción, el desgaste y el régimen de lubricación en nuevas aleaciones

(con matriz de aluminio) al estar en contacto con un anillo que tenga un movimiento recíprocante.

## 1.1 Hipótesis

El desempeño tribológico de nuevos materiales en aplicaciones reales, tales como un motor de combustión interna, pueden ser evaluados con una máquina tribológica de deslizamiento que evalúe la fricción, el desgaste, el régimen de lubricación de estos materiales a nivel laboratorio, a fin de evaluar y extrapolar su funcionalidad en campo.

## 1.2 Justificación

La industria automotriz constantemente busca reducir el consumo de combustibles y reducir la cantidad de emisiones que producen los motores de combustión interna. Existen varias líneas de investigación, una de ellas es la sustitución de elementos del motor de aleaciones ferrosas por elementos con nuevas aleaciones ligeras o por compósitos de matriz metálica de menor densidad que las aleaciones ferrosas. Otra línea de investigación se enfoca en la optimización de la operación para la manufactura de los monobloks de los motores de combustión interna.

Las camisas de los motores son uno de los casos en los que se puede aplicar el concepto de reemplazo de aleación ferrosa por aleación ligera. Si se sustituye las camisas de aleación ferrosa por aleación ligera y si dicha aleación presenta un mejor desempeño tribológico (menor fricción, menor desgaste y menor uso de lubricante) se logrará cumplir con las dos líneas de investigación antes mencionadas con un solo mecanismo tribológico: camisa de aleación metálica ligera con alto desempeño tribológico. Por un lado se disminuye el peso del motor y la eficiencia se incrementa al tener menor fricción, menor desgaste y menor utilización y consumo de aceite. Para lo anterior se requiere de una nueva metodología y de nuevas máquinas que evalúen el desempeño tribológico de las nuevas aleación ligeras.

### 1.3 Metodología

La metodología a emplear será la de diseño mecánico enfocado a resolver un nuevo problema tribológico de interés mundial. El diseño se basa en los fundamentos tribológicos de aislar un sistema a su expresión de comportamiento de los diferentes materiales en condiciones de laboratorio reproducibles, manteniendo las variables de control de carga y número de ciclos.

### 14 Alcance

Los alcances de este proyecto se suscriben en el sistema tribológico del movimiento recíprocante para un par de materiales que son el anillo del pistón y nuevos materiales para camisas de motores de combustión interna.

## 2.- Marco Teórico

### 2.1 Definición de tribología y sistema tribológico

La palabra tribología se deriva del griego Τριβή, o tribos, que significa deslizar o tallar. La definición formal de tribología es: "*la ciencia y tecnología de las superficies interactuando en movimiento relativo y de los temas y prácticas relacionadas*" [1,2].

Un sistema tribológico consta de las superficies de dos componentes que están en contacto móvil entre si y su entorno. El tipo, progreso y extensión de desgaste se determina por las condiciones y acabado de los componentes, cualquier material intermedio, las influencias del entorno y las condiciones de funcionamiento [3].

### 2.2 Fundamentos de la tribología

A pesar de ser un término de reciente creación, los tópicos que abarcan su estudio han sido de interés para la humanidad desde que se tuvieron necesidades como la transportación y la alimentación. Podemos decir que desde que el hombre aprendió como hacer fuego o inventó la rueda, ha trabajado con tópicos como son la fricción y el desgaste. Tribología estudia todos los aspectos relacionados con fricción, lubricación y desgaste, El auge de esta ciencia comenzó a tomar gran interés a partir de 1966, cuando un estudio realizado por el gobierno de la Gran Bretaña, ahora conocido como el reporte Jost, sugirió que en el Reino Unido se podían lograr ahorros de hasta 500 millones de libras esterlinas, al aplicar tecnología tribológica en el diseño, construcción y operación de maquinaria industrial [1 ,2].

En la presente y futura situación económica, los materiales y la conservación de la energía están llegando a tener gran importancia.

El desgaste y la corrosión son las principales causas de pérdida de materiales. Cualquier reducción en el desgaste de los materiales traerá considerables ahorros. La fricción por otra parte es una causa seria de la disipación de energía, que al igual que el desgaste traerá significativos ahorros si es controlada [4].

La lubricación es un proceso en donde la fricción y el desgaste entre dos superficies sólidas en movimiento relativo pueden ser reducidos, interponiendo entre las superficies un lubricante. La fricción y el desgaste están basados en interacciones físicas entre dos superficies con movimiento relativo. El papel de la lubricación es el de separar las superficies en movimiento por medio de una película sólida, líquida, o gaseosa que permita el movimiento con bajas resistencias, sin causar ningún daño. Un análisis completo de este tema puede ser visto en el Handbook of Tribology [5].

## 2.3 Fricción

Mientras un cuerpo se mueve ya sea a través de una superficie o a través de un medio viscoso, como el aire o el agua, hay una resistencia al movimiento debido a que el cuerpo interactúa con sus alrededores. Dicha resistencia recibe el nombre de fuerza de fricción.

Para comprender mejor la forma que actúan las fuerzas de fricción se tienen las siguientes leyes de fricción empíricas:

La dirección de la fuerza de fricción estática entre cualesquiera de dos superficies en contacto, se opone a la dirección de cualquier fuerza aplicada y puede tener valores:

$$\frac{1}{e} = e$$

Donde la constante adimensional  $\mu_e$  recibe el nombre de coeficiente de fricción estática, y  $N$  es la magnitud de la fuerza normal. En donde la fuerza de fricción estática es máxima, es decir  $f_e = f_{e\text{máx}} = \mu_e N$ . La desigualdad se cumple cuando la fuerza aplicada es menor que este valor.

La dirección de la fuerza de fricción cinética que actúa sobre un objeto es opuesta a la dirección de su movimiento y está dada por:

$$F_c = \mu_c N$$

donde  $\mu_c$  es el coeficiente de fricción cinético.

Los valores de  $\mu_c$  y  $\mu_e$  dependen de la naturaleza de las superficies, aunque  $\mu_c$  es, por lo general, menor que  $\mu_e$ . Los valores característicos de  $\mu_e$  varían de casi 0.005 hasta 1.5,  $\mu_c$  y  $\mu_e$  son valores adimensionales.

En la tabla 1 se muestran algunos valores de coeficiente de fricción estático y cinético.

Tabla 1 Coeficientes de fricción estático y cinético de algunos materiales.

MATERIALES	$\mu_e$	$\mu_c$
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre cobre	0.53	0.36
Hule sobre concreto	1	0.8
Madera sobre madera	0.25 . 0.5	0.2
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Madera encerada sobre nieve húmeda	0.14	0.1
Metal sobre metal (lubricados)	0.15	0.06
Hielo sobre hielo	0.1	0.03
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Articulaciones sinoviales en humanos	0.01	0.003



Cabe aclarar que todos son valores aproximados.

Los coeficientes de fricción son casi independientes del área de contacto entre las superficies.

A continuación se muestra en la figura 1, que la dirección de la fuerza de fricción  $f$ , entre un bloque y una superficie rugosa es opuesta a la dirección de la fuerza aplicada,  $F$ . Debido a la rugosidad de las dos superficies, sólo se hace contacto en unos cuantos puntos, como se ilustra en la vista ampliada.

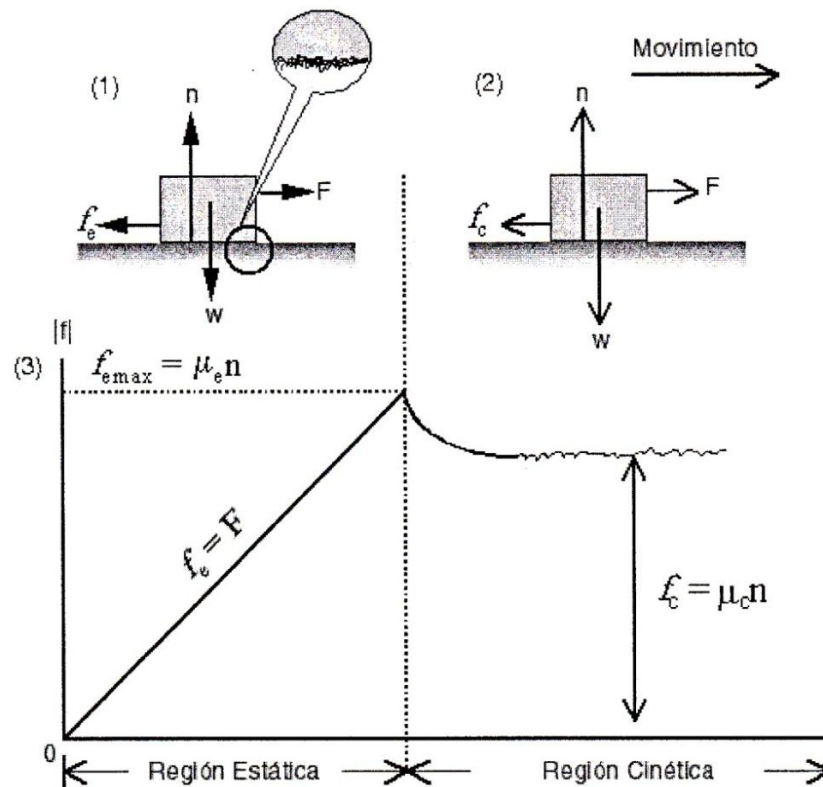


Figura 1. Dirección de la fuerza de fricción vs el movimiento de los cuerpos.

(1) La magnitud de la fuerza de la fricción estática es igual a la fuerza aplicada.

(2) Cuando la magnitud de la fuerza aplicada supera a la de la fuerza de fricción cinética, el bloque acelera a la derecha.

(3) Es una gráfica de la fuerza friccionante contra la fuerza aplicada.

### 2.3.1 Determinación de la fricción en pruebas tribológicas

#### Método 1: Proporción de peso

Leonardo Da Vinci estudió la relación que existe entre el peso o masa colgada en un cuerpo y el peso o masa de dicho cuerpo y definió el coeficiente de fricción estático como masa del block dividido entre la masa que cuelga del cordón, la figura 2 muestra un esquema de lo establecido por Leonardo Da Vinci.

$$= m_{\text{colgante}} / m_{\text{block}}$$

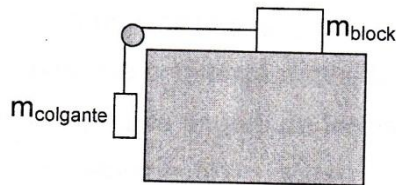


Figura 2. Esquema de arreglo de bloques por medio de polea y cables para determinar el coeficiente de fricción.

También estableció que cuando el cuerpo comienza a moverse se calcula el coeficiente de fricción estático.

### Método 2: Balanza de resorte.

El método consiste en conectar una balanza de resorte a un block que tiene contacto con algún material a analizar como se muestra en la figura 3.



Figura 3. Esquema de un dinamómetro para medir la fuerza de fricción.

La balanza se estira del extremo desconectado con incrementos de fuerza ligeros hasta que el bloque comienza a moverse, se registra la fuerza que marca del dinamómetro la cual será llamada fuerza tangencial o  $F_{\text{spring}}$ . Se debe asegurar que la balanza este paralela a la superficie del movimiento. La lectura que se obtiene cuando la balanza comienza a moverse es para obtener el coeficiente de fricción estático y la lectura de la balanza cuando el cuerpo esta en movimiento es el para obtener el coeficiente de fricción cinético. La ecuación que generaría los valores de coeficiente de fricción sería.

$$\mu = F_{\text{spring}}/F_{\text{normal}} = F_{\text{spring}}/(m_{\text{block}} \cdot g), \quad g=9.81 \text{ m/s}^2$$

### Método 3: Plano inclinado.

En este método se coloca un block en un plano inclinado, se comienza a mover el ángulo del plano hasta que comienza a desplazarse el block, ver figura 4. La tangente del ángulo de inclinación es llamada ángulo de fricción, este ángulo es relacionado con el ángulo de fricción mediante la ecuación.

$$\mu = \tan\phi = F_w/F$$

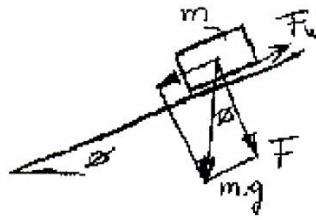


Figura 4. Esquema de fuerzas en plano inclinado para medir el coeficiente de fricción

En un experimento, los resultados se observarían como se muestra en la tabla 2

Tabla 2. Datos obtenidos de experimento para determinar la fricción

	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	1.0	2.0
$= \tan^{-1}$	2.9	5.7	11.3	16.7	21.8	26.6	45	63.4

#### Método 4: Sujeción de muestra

En este método se coloca la muestra entre dos superficies fijas de mismo material, después se jala la pieza y se obtiene la fuerza necesaria para hacer mover la pieza entre las dos superficies, la fuerza tangencial que se tiene, entre la fuerza normal la cual será la fuerza con que se aplasto el material central, dividida entre dos ya que son dos superficies, dará como resultado el coeficiente de fricción cinético.

#### Método 5: Motorizado

En este método se utilizan los tribómetros. En dichos dispositivos se puede observar como varia la fricción con respecto al tiempo. A diferencia de los métodos anteriores, donde no es posible observar la estabilización de la

fricción. Pero cuando se utilizan los tribómetros se puede observar que por lo general después de cierto tiempo crítico se logra la estabilización del coeficiente de fricción. Con este método se puede observar el comportamiento de la fricción en tiempo real. En dichos tribómetros también se calcula la razón de desgaste y la temperatura de contacto entre las piezas a friccionar [6].

En una máquina tribológica convencional, en la cual ya se tienen los parámetros de prueba y teniendo la temperatura del aceite adecuada, se arranca dicha máquina con una carga de 20N y se mide la fuerza de fricción en la carátula, se incrementa la carga aplicada de 20N en 20N hasta llegar a 240N, midiendo la fuerza de fricción en cada incremento de carga, la máquina debe tener sensores piezoeléctricos, transductores, sensores y equipos necesarios para desplegar la fuerza de fricción a la que se están sometiendo las piezas de prueba.

Los datos de la fricción y la carga son extraídos para graficarlos y determinar el régimen de lubricación. En la figura 5 se muestra el comportamiento de la fricción contra la carga con diferentes aceites a 100 grados centígrados [7].

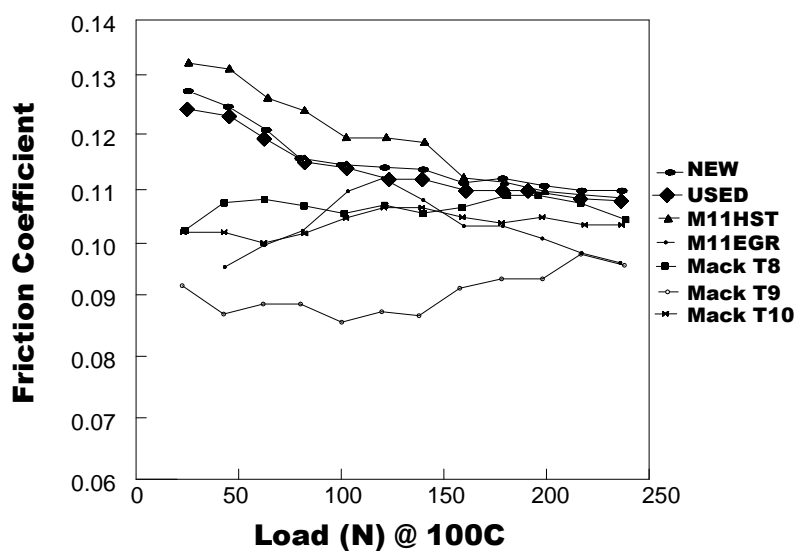


Figura 5. Muestra el comportamiento de la carga contra el coeficiente de fricción calculado en equipos tribológicos.

El hecho de que con algunos aceites el comportamiento sea de alto coeficiente de fricción a altas cargas puede deberse a que dicho aceite no soportó la carga aplicada y permitió que las asperezas de ambos cuerpos entraran en contacto.

El estudio de la fricción también se ha realizado en pruebas tribológicas en las cuales se analiza el efecto del tamaño de grano del aluminio contra el coeficiente de fricción. En la figura 6 se muestra como varía el coeficiente de fricción de diferentes muestras con diferentes tamaños de grano sometido a diferentes longitudes de deslizamiento [7].

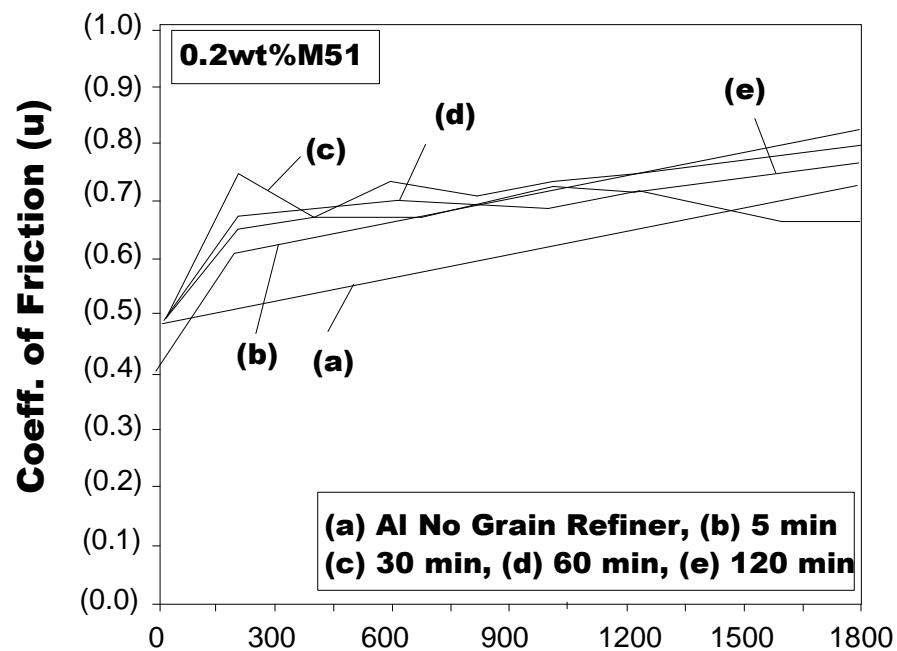


Figura 6. Efecto del refinamiento de grano en el coeficiente de fricción de aluminio.

## 2.4 Desgaste





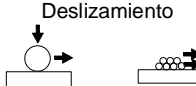




El desgaste puede ser definido como un proceso donde material es desprendido de una o de ambas superficies que se encuentran en contacto, ocurriendo cuando estas se encuentran en movimiento relativo una de la otra [5].

### 2.4.1 Mecanismos de desgaste.

En un buen diseño tribológico, la pérdida de material es un proceso muy lento, pero es estable y continuo. Clasificar los tipos de desgaste que se puede presentar en un material suele ser difícil. La razón de esta dificultad es que el desgaste o resistencia al desgaste no es una propiedad intrínseca del material, como lo es el esfuerzo o la dureza, si no que esta en función del sistema en el que opera. Esto último fue propuesto por Czichos donde el término "sistema" cubre los materiales de los que son manufacturados los componentes, la naturaleza de la interacción y la interacción con el medio circundante. Como un intento de estandarizar, el trabajo elaborado por Czichos ha sido usado para sentar las bases para la especificación alemana DIN 50 320. Esta especificación define cuatro mecanismos básicos: adhesión, abrasión, fatiga y acciones tribo-químicas; otros mecanismos como picadura, fretting, erosión, cavitación, etc. son abarcados por los cuatro mecanismos mencionados anteriormente. En la tabla 3 podemos observar que la norma DIN muestra los fenómenos de desgaste de acuerdo a la acción tribológica [1].

La clasificación el desgaste toma dos aspectos a consideración; el primero es basado en como ocurre el desgaste en las piezas o componentes, como pueden ser picaduras, degradación y estriación entre otras. El segundo aspecto, mayormente utilizado, toma a consideración las bases del mecanismo o acción tribológica. Dentro de los principales mecanismos de desgaste se encuentran: abrasión, adhesión, corrosión, erosión, fatiga, fretting, oxidación.

Tabla 3. Clasificación de los mecanismos de desgaste [8].

Estructura del sistema de desgaste	Acción Tribológica (Símbolos)	Tipo de desgaste	Mecanismo efectivo (individual o combinado)			
			Adhesión	Abrasión	Superficie en fatiga	Reacciones Tribo-químicas
Sólido Media interface (Separación por película de fluido) - Sólido	Deslizamiento Rodadura Impacto 	—			X	X
Sólido - Sólido (Con fricción sólida, lubricación al límite, lubricación mixta)	Deslizamiento 	Desgaste por deslizamiento	X	X	X	X
	Rodadura 	Desgaste por Rodadura	X	X	X	X
	Impacto 	Desgaste por impacto	X	X	X	X
	Oscilación 	Desgaste por fritting	X	X	X	X
Sólido - Sólido con partículas	Deslizamiento 	Abrasión por deslizamiento		X		
	Deslizamiento 	Abrasión por deslizamiento (tercer cuerpo abrasivo)		X		
	Rodadura 	Abrasión por rodadura (tercer cuerpo abrasivo)		X		
Sólido - Fluido con partículas	Flujo 	Partícula erosionante (desgaste por erosión)		X	X	X
Sólido - Gas con partículas	Flujo 	Erosión por fluido (desgaste por erosión)		X	X	X
	Impacto 	Desgaste por impacto de partículas		X	X	X
Sólido - fluido	Flujo oscilación 	Material, cavitación, erosión por cavitación.			X	X
	Impacto 	Erosión por goteo			X	X



Como se puede observar en la clasificación anterior la acción tribológica de deslizamiento que esta en estudio en esta investigación puede tener uno o varios de los siguientes mecanismo de desgaste; adhesión, abrasión, fatiga superficial y reacciones triboquímicas, por lo cual se definirán cada uno de estos mecanismos.

#### 2.4.1.1 Desgaste Adhesivo

El desgaste adhesivo ocurre entre dos superficies que se encuentren en contacto, las cuales se adhieren fuertemente formando uniones entre ellas. Un deslizamiento producirá un desprendimiento de material de la superficie suave. Si el material es dúctil, la deformación que se produce antes de la separación de la partícula es mucho mayor, la partícula que ha sido separada de la aspereza puede permanecer unida a la otra aspereza como material transferido de una superficie a otra o puede ser liberada como partícula de desgaste.

En algunos casos, el punto de cedencia es excedido y las asperezas se deforman plásticamente hasta que el área real de contacto incrementa lo suficiente para soportar la carga aplicada, de tal modo que las superficies pueden adherirse, ver figura 7.

Esto causará que la soldadura en frío tome lugar. Deslizamientos continuos causarán que las uniones entre asperezas sean cizalladas y nuevas uniones sean formadas. Algunos factores como partículas de contaminantes pueden ayudar a minimizar esta adhesión, las cuales se dispersan del área de contacto por el movimiento relativo tangencial que ocurre en la interfase [5].

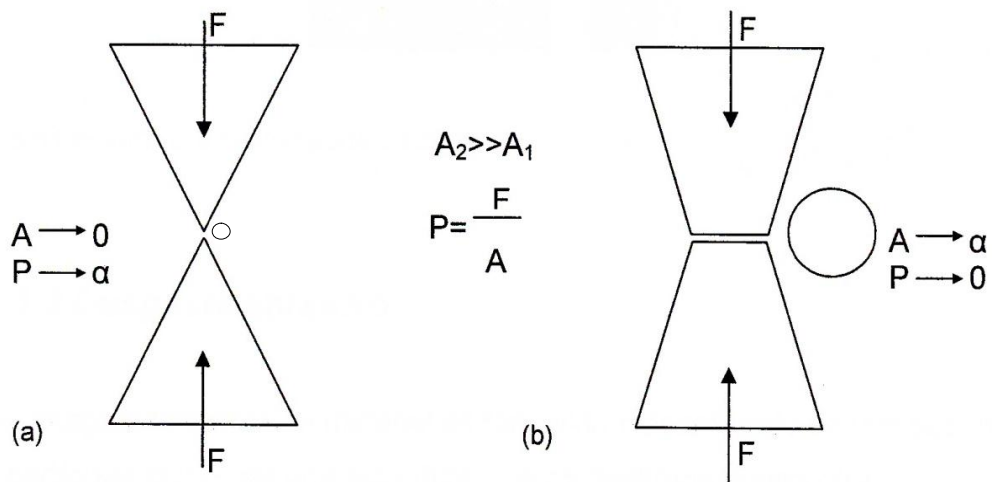


Figura 7. Desgaste adhesivo [2]. Generación del mecanismo de adhesión al ser deformadas plásticamente las asperezas. (a) Presión de contacto muy alta debido a la pequeña área de contacto, (b) La partícula deformada plásticamente aumentando su área de contacto. Produciéndose así la adhesión.

$A$  = Área de contacto,  $F$  = Fuerza,  $P$  = Presión de contacto.

En condiciones de lubricación y contacto poco favorables, o cuando se trabaja en seco, las superficies en rozamiento se pueden adherir entre ellas. Esto es especialmente probable si los materiales son de una composición similar o presentan una afinidad particular entre sí.

Las consecuencias son soldadura en frío, rayas y fracturas superficiales del elemento, ver figura 8 [9].

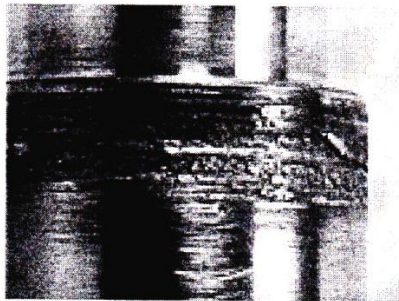


Figura 8. Elemento que fue trabajado si lubricación [9].

#### 2.4.1.2 Desgaste abrasivo

En el desgaste abrasivo el material es removido o desplazado de una superficie por partículas duras, de una superficie que es deslizada contra otra.

Existen dos tipos de abrasión. Abrasión por desgaste de dos cuerpos figura 9 (a) y abrasión por desgaste de tres cuerpos, figura 9 (b). El desgaste por abrasión de dos cuerpos ocurre cuando las protuberancias duras de una superficie son deslizadas contra otra de menor dureza. Un ejemplo de esto es el pulido de una muestra mediante el uso de lijas. Por otra parte el desgaste por abrasión de tres cuerpos se presenta en sistemas donde partículas tienen la libertad de deslizarse o girar entre dos superficies en contacto, el caso de aceites lubricantes contaminados en un sistema de deslizamiento puede ser claro ejemplo de este tipo de abrasión. Los rangos de desgaste en la abrasión

de tres cuerpos son generalmente más bajos, que el sistema de abrasión de dos cuerpos [10].

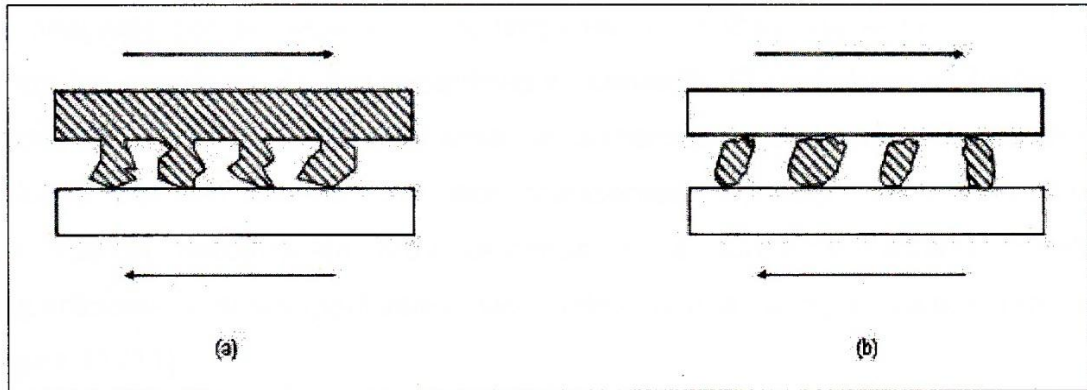


Figura 9. Tipos de Abrasión, (a) abrasión de dos cuerpos, (b) abrasión de tres cuerpos [10].

Eliminación de material debido a partículas duras y afiladas que penetran entre las superficies de interacción. También puede estar causado por superficies duras o afiladas y picos de rugosidad en alguna de las superficies. Las consecuencias son rayas, surcos, microvirutas, cambios dimensionales y puntos brillantes en herramientas con superficie texturizada ver figura 10 [9].

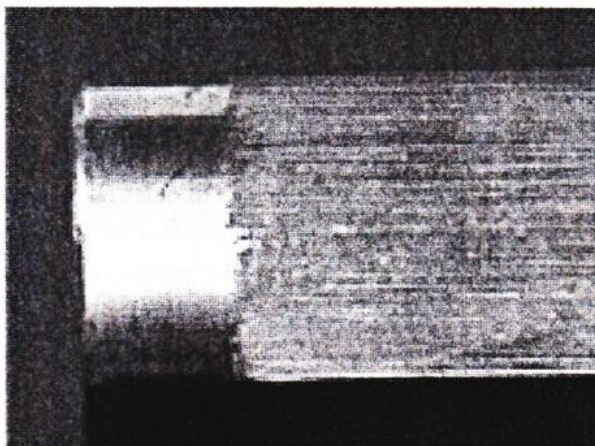


Figura 10. Pieza desgastada por partículas duras y afiladas [9].

### 2.4.1.3 Desgaste por fatiga

El desgaste por el mecanismo de fatiga es el resultado de esfuerzos cíclicos entre las asperezas de dos superficies en contacto. El coeficiente de fricción es factor determinante ya que al estar las superficies lubricadas la adhesión es mínima pero en sistemas con altos coeficientes de fricción, tendremos zonas de intensa deformación muy cercanas a la superficie, creando grietas superficiales y sub-superficiales, las cuales, con el tiempo coalescerán, ver figura 11 [11].

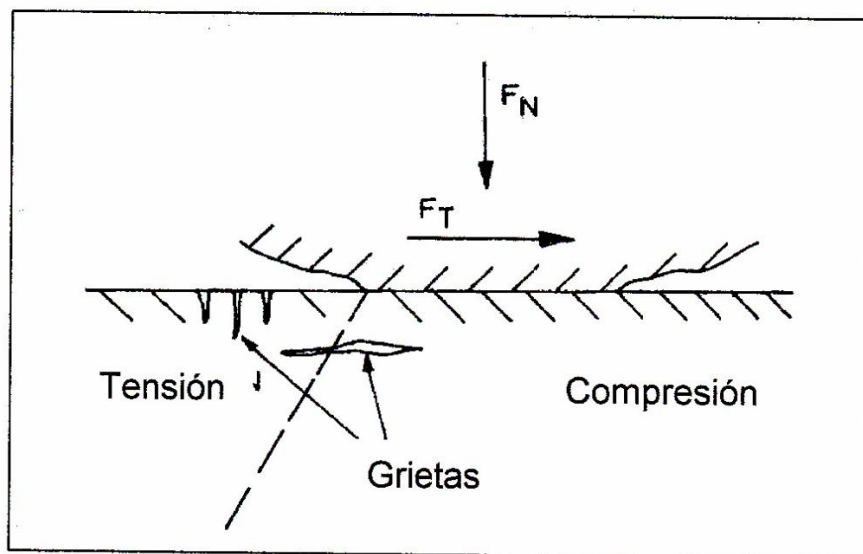


Figura 11. Desgaste por fatiga. Esquema de la formación de grietas superficiales y sub-superficiales [11].

Una carga mecánica cíclica y repetida lleva a la formación y propagación de grietas bajo la superficie.

Las consecuencias son grietas transversales y verticales, pitting, micropitting (especialmente en contacto por rodadura) y fractura del elemento, ver figura 12 [9].

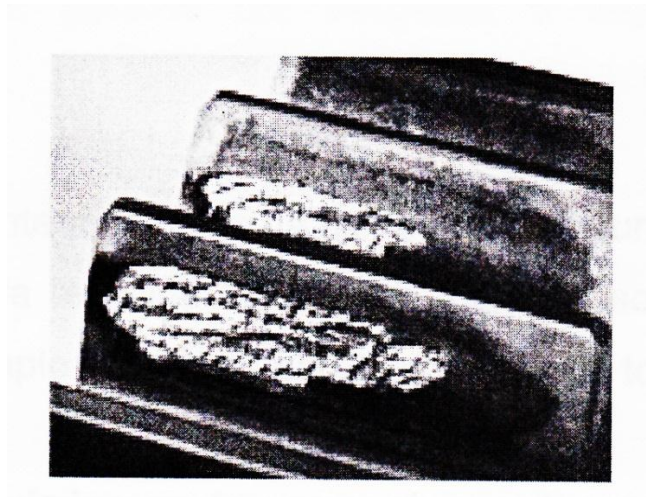


Figura 12. Engrane desgastado con grietas verticales y transversales [9].

#### 2.4.1.4 Desgaste por reacción triboquímica

Cuando dos sólidos se someten a un movimiento relativo en el que pueda haber agentes químicos, por lo general tienen lugar los siguientes procesos:

- a) Reducción de las partículas a un tamaño muy pequeño.
- b) Generación de un gran número de nuevas superficies.
- c) Formación de dislocaciones y defectos puntuales en las estructuras cristalinas.

- d) Transformaciones de fase en materiales polimórficos.
- e) Reacciones químicas de diversos tipos: descomposiciones, intercambio iónico, oxidación - reducción, formación de aductos o complejos, entre otras.

Inicialmente se pensó que estas reacciones eran debidas al calor que se produce durante el proceso de fricción, pero desde finales del siglo XIX fue comprobado que los defectos mecánicos producidos, así como la creación de estructuras de alta energía juegan un papel determinante en la producción de las reacciones triboquímicas [12].

El contacto deslizante tribológico da como resultado una reacción química. Los productos de la reacción influyen en los procesos tribológicos en la superficie, por ejemplo las piezas en rozamiento con tolerancias estrechas pueden interferirse.

El desgaste triboquímico en las operaciones de corte se deriva de la difusión. En general, el desgaste triboquímico aumenta a medida que se eleva la temperatura. Una causa frecuente de desgaste triboquímico es la oxidación, ver figura 13 [9].

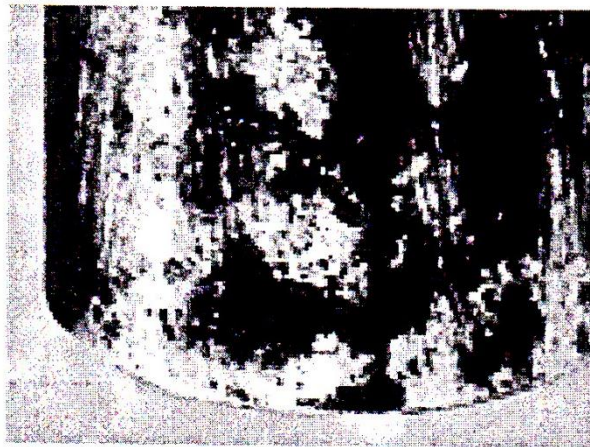


Figura 13. Pieza con desgaste triboquímico por oxidación [9].

## 2.4.2 Medición del desgaste en pruebas tribológicas

En los estudios tribológicos de los materiales se muestran los resultados del desgaste de diferentes formas, con diferentes variables con la finalidad de poder determinar diferencias de materiales, lubricantes, razones de desgaste, etc.

El resultado de un estudio tribológico en donde se midió el desgaste de diferentes probetas de aluminio con diferente tratamiento térmico se muestra en la figura 14, donde las muestras con refinamiento de grano reportaron menor cantidad de volumen perdido por desgaste, a diferentes distancias de deslizamiento.

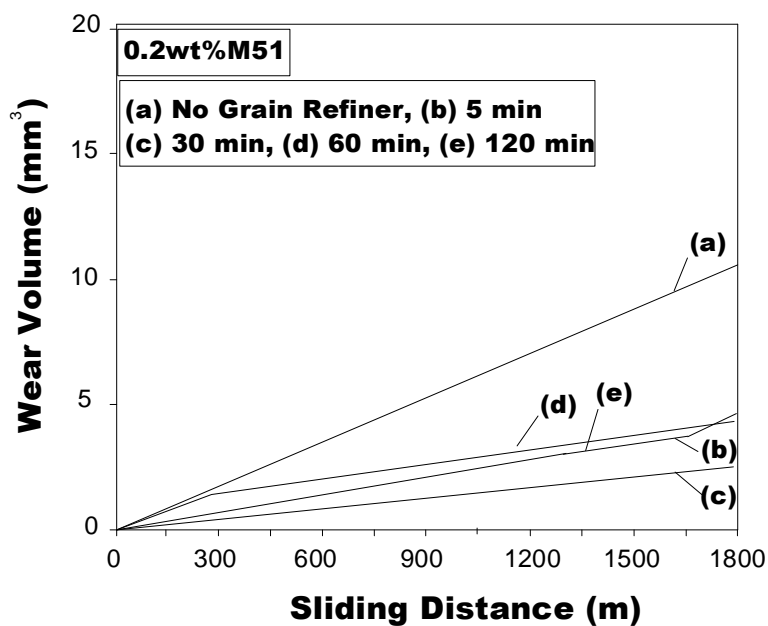
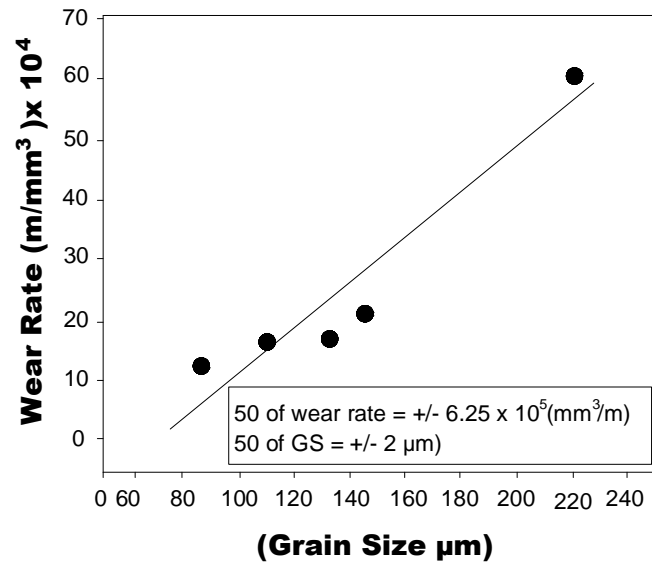


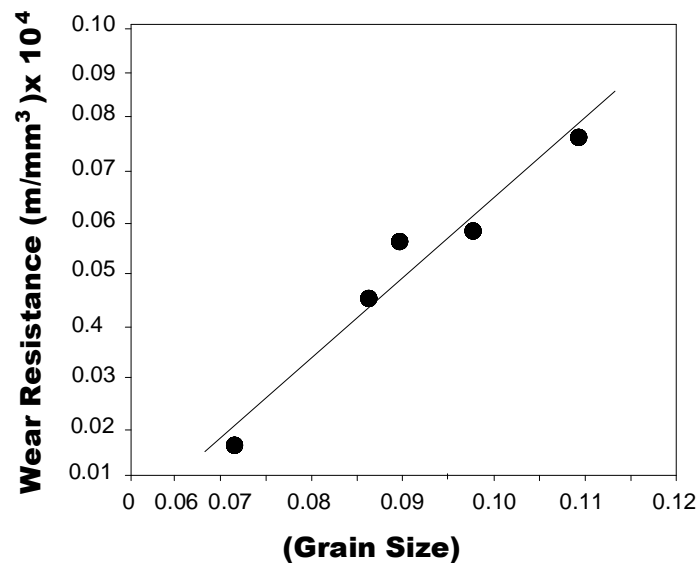
Figura 14. Muestra el volumen desgastado de aluminio con diferentes tamaños de grano.



En la figura 15(a) se muestra como se incrementa la razón de desgaste con el incremento del tamaño de grano. La figura 15(b) muestra el efecto que tiene el tamaño de grano en la resistencia al desgaste [13].



**a)**



**b)**

Figura 15. Muestra el efecto del tamaño de grano en: (a) la razón de desgaste (b) la resistencia al desgaste de aluminio con grano refinado [13].

El desgaste puede ser expresado en pérdida de masa, pérdida de volumen, o profundidad de desgaste. Para calcular el desgaste en las camisas de los motores que están en funcionamiento se prefiere usar la profundidad de desgaste ó incremento en diámetro. Existen algunos modelos que pueden calcular el equivalente de pérdida de masa o de volumen a partir de la profundidad de desgaste. La figura 16 muestra la correlación de un tipo de acero. El anillo muestra la misma correlación.

Los resultados del desgaste se muestran en términos de profundidad de desgaste en micrómetros lineales por hora y la razón de desgaste en micrómetros cúbicos (volumen) por hora [14].

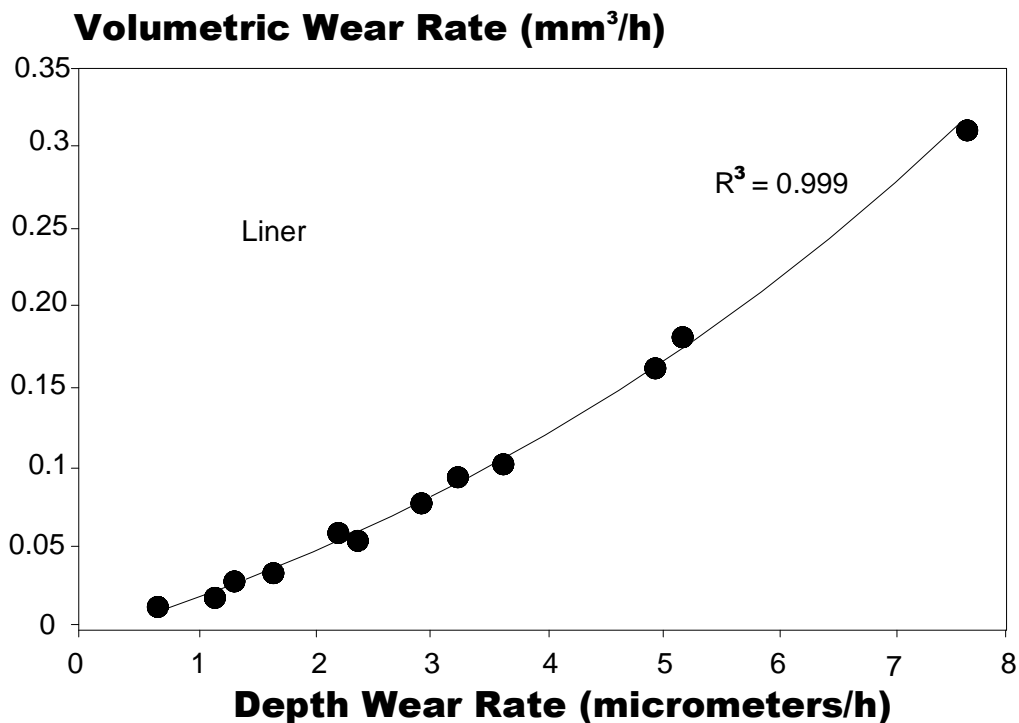


Figura 16. Muestra la correlación entre la razón volumétrica de desgaste y la profundidad de desgaste [7].

Se ha estudiado también el efecto de la temperatura en superficies con lubricante sólido. La figura 17 muestra dicho efecto. El volumen desgastado se incrementa al reducir la temperatura de 0°C a -30°C. Reducciones debajo de -30°C elevan drásticamente el volumen desgastado [14].

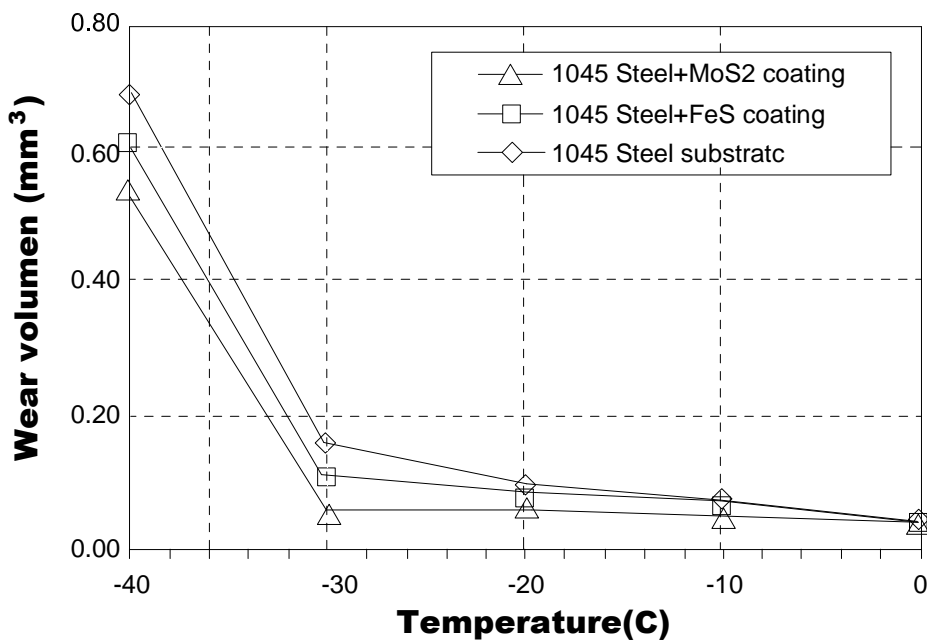


Figura 17. Muestra la variación de volumen desgastado del recubrimiento en acero 1045 [14].

## 2.5 Lubricación

El propósito de la lubricación es la separación de dos superficies con deslizamiento relativo entre sí de tal manera que no se produzca daño en ellas; se intenta con ello que el proceso de deslizamiento sea con la interacción más pequeña posible. Para conseguir esto se intenta, siempre que sea posible, que exista una película de lubricante de espesor suficiente entre las dos superficies en contacto para disminuir la fricción evitar y el desgaste.

El lubricante en la mayoría de los casos es aceite mineral. En algunos casos se utiliza agua, aire o lubricantes sintéticos cuando hay condiciones especiales de temperatura, velocidad, etc.

El objetivo de la lubricación es reducir el rozamiento, el desgaste y el calentamiento de las superficies en contacto de piezas con movimiento relativo.

El estudio de la lubricación está basado en:

- mecánica de fluidos.
- termodinámica y transmisión de calor.
- mecánica de sólidos, materiales.

### 2.5.1 Tipos de Lubricación

Pueden distinguirse tres tipos básicos de lubricación: lubricación hidrodinámica, límite o de contorno e hidrostática.

Lubricación hidrodinámica:

- Las superficies están separadas por una película de lubricante que proporciona estabilidad.
- No se basa en introducir lubricante a presión (puede hacerse), exige un caudal de aceite, la presión se genera por el movimiento relativo.
- Se le conoce también como lubricación de película gruesa, fluida, completa o perfecta [10].

La lubricación hidrodinámica es la separación de componentes por un colchón de aceite que se forma hidrodinámicamente. En un motor, la mayoría de la lubricación de los cojinetes es proporcionada por este colchón hidrodinámico.

Cuando la explosión de combustible impulsa al pistón contra su biela y el cojinete para forzar el giro del cigüeñal, necesitamos un colchón de aceite para reducir la fricción y el desgaste. La formación de la película hidrodinámica depende de la geometría, velocidad de la máquina, la carga que lleva y la viscosidad del aceite. En un motor, también depende de la presión del aceite y la condición del filtro de aceite [15].

Para obtener este colchón, se bombea el aceite por el cigüeñal forzándolo a salir por el orificio, entrando a presión en el cojinete para separarlo del cigüeñal, ver figura 18.

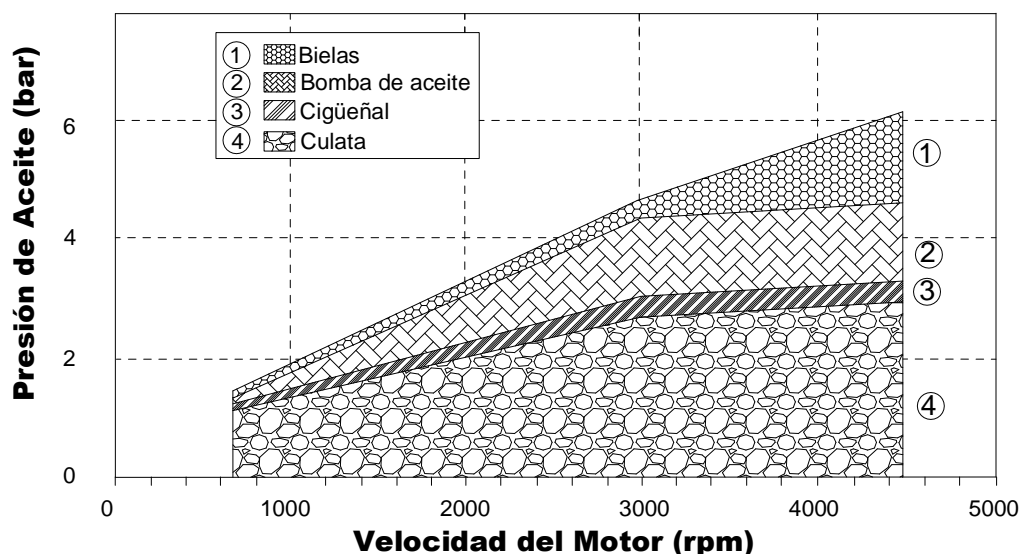


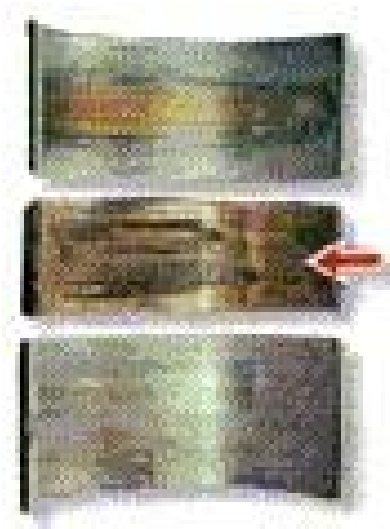
Figura 18. Muestra la velocidad del motor vs la presión de aceite (Nota: se conservan las unidades originales del autor) [15].

Si el aceite es muy delgado (baja viscosidad), fluye directamente al cárter sin separar las piezas. Esto provoca desgaste prematuro.

Si el aceite es muy espeso (alta viscosidad), no puede salir al cojinete con bastante rapidez para formar este colchón. Esto también provoca desgaste prematuro, ver figura 19 (a) y 19 (b).



a)



b)

Figura 19. Desgaste prematuro en componentes de un motor de combustión interna: (a) Biela desgastada prematuramente, (b) cojinetes de biela desgastados prematuramente [15].

Antes de hacer su trabajo de formar el colchón, el aceite tiene que pasar por el filtro de aceite. Si el aceite es muy viscoso por baja temperatura del ambiente, no pasará por el papel filtrante y abrirá la válvula de alivio de presión del filtro, llevando toda la suciedad consigo para contaminar el aceite y desgastar por abrasión los cojinetes y otras piezas.

Cada motor está diseñado con ciertas tolerancias, tomando en cuenta la viscosidad del aceite recomendado. El punto más crítico es el momento de arranque. En el arranque y apagado del equipo no hay lubricación hidrodinámica, eliminando esta lubricación.

Una vez que el motor está en funcionamiento normal, existe un colchón bastante fuerte, aunque una pérdida de viscosidad en el aceite podría dejar el fluir el aceite del cojinete más rápido de lo que entra, causando desgaste.

Hay muchos puntos de lubricación en el motor que depende de la viscosidad y los aditivos anti-desgaste correctos, ver figura 20 [15].

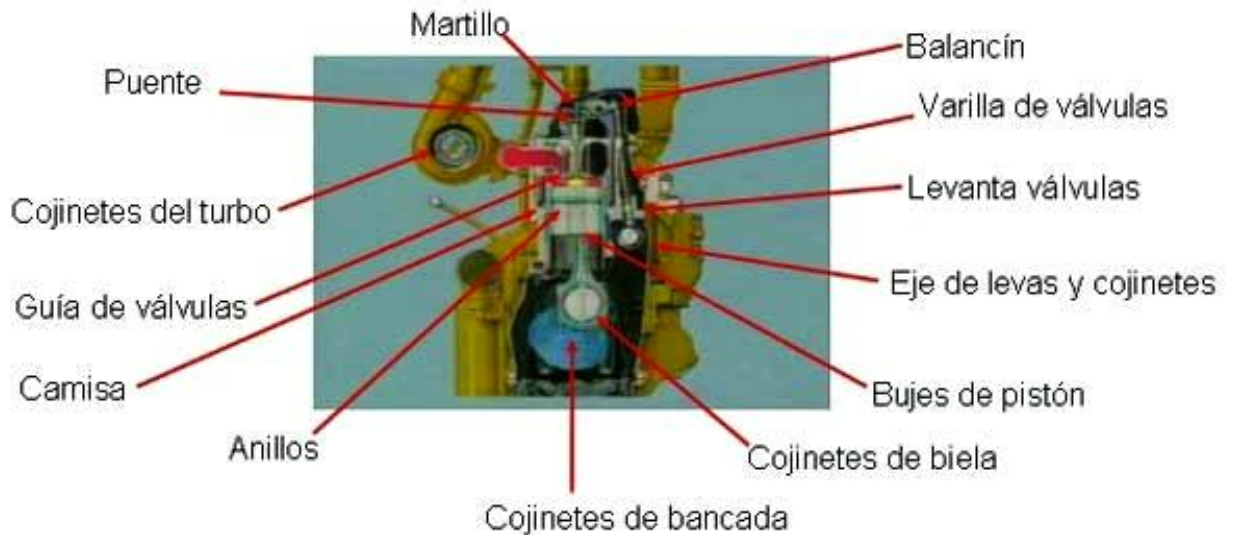


Figura 20. Puntos a lubricar en un motor de combustión interna [15].

#### Lubricación límite:

- La película de lubricante es tan fina que existe un contacto parcial metal-metal. La acción resultante no se explica por la hidrodinámica.
- Puede pasarse de lubricación hidrodinámica a límite por caída de la velocidad aumento de la carga o disminución del caudal de aceite.
- En este tipo de lubricación (de película delgada, imperfecta o parcial) más que la viscosidad del lubricante, es más importante la composición química.

- Al proyectar un cojinete hidrodinámico hay que tener en cuenta que en el arranque puede funcionar en condiciones de lubricación límite [10].

La lubricación por capa límite se puede hacer más eficaz si se incluyen aditivos en el aceite lubricante que proporcionen una película más fuerte que el aceite, o fluido básico, y así previenen contra una fricción excesiva y un posible desgaste. Existen varios grados de lubricación por capa límite, dependiendo de la severidad del servicio. Para las condiciones ligeras, los agentes oleginosos, o modificadores de fricción, pueden ser utilizados; adhiriéndose en las superficies del metal, forman una película delgada pero durable. Los modificadores de fricción evitan el desgaste adhesivo bajo algunas condiciones que pueden ser demasiado severas para un aceite mineral puro. Los aceites lubricantes compuestos, que se formulan con ácidos grasos polares, se utilizan a veces para este propósito. Los aditivos anti-desgaste se utilizan comúnmente en aplicaciones más severas de lubricación por capa límite. Los casos más severos de lubricación por capa límite se definen como condiciones de extrema presión, y estos se resuelven por lubricantes que contienen aditivos de extrema presión, o EP, que evitan que las superficies en contacto se fundan a las altas temperaturas y o presiones generadas en discretas áreas de las superficies [16].

Lubricación hidrostática:

- Se crear una película de lubricante.
- No es necesario el movimiento relativo entre las superficies.
- Se emplea en cojinetes lentos con grandes cargas.
- Puede emplearse aire o agua como lubricante.



En un sistema de lubricación en el cual se suministra el lubricante bajo presión externa suficiente para separar dos superficies opuestas con una película fluida [16].

Se obtiene introduciendo el lubricante en el área de soporte de la carga a una presión suficientemente elevada para separar las superficies con una capa relativamente gruesa de lubricante. Se utiliza en los elementos donde las velocidades son relativamente bajas. En el caso de los motores de combustión interna antes de que se genere la lubricación hidrodinámica es necesario generar una fuerza que separe los elementos móviles. Esta fuerza se genera al inyectar el lubricante a presión por medio de una bomba la cual normalmente es movida por el motor. Este tipo de lubricación permite suministrar el lubricante a todas las partes que lo requieran y no depende de la velocidad de rotación de los elementos. La cantidad de lubricante inyectado depende de la presión de la bomba de aceite, de la temperatura y de la viscosidad del lubricante [17].

### 2.5.2 Viscosidad

La viscosidad es una de las propiedades más importantes de un aceite lubricante. Es uno de los factores responsables de la formación de la capa de lubricación, bajo distintas condiciones de espesor de esta capa. La viscosidad afecta la generación de calor en rodamientos, cilindros y engranajes debido a la fricción interna del aceite. Esto afecta las propiedades sellantes del aceite y la velocidad de su consumo. Determina la facilidad con la que las máquinas se pueden poner en funcionamiento a varias temperaturas, especialmente a las bajas. La operación satisfactoria de una pieza de un equipo depende fundamentalmente del uso de un aceite con la viscosidad adecuada a las condiciones de operación esperadas [18].

El concepto básico de la viscosidad se muestra en la figura 21, donde una placa se mueve a una velocidad constante  $V$  sobre una capa de aceite.

El aceite se adhiere a ambas caras de las placas, la móvil y la estacionaria. El aceite en contacto con la cara de la placa móvil viaja a la misma velocidad que ésta, mientras que el aceite en contacto con la placa estacionaria tiene velocidad nula. Entre ambas placas, se puede visualizar al aceite como si estuviera compuesto por muchas capas, cada una de ellas siendo arrastrada por la superior a una fracción de la velocidad  $V$ , proporcional a su distancia de la placa estacionaria. Una fuerza  $F$  debe ser aplicada a la placa móvil para vencer a la fricción entre las capas fluidas. Dado que esta fricción esta relacionada con la viscosidad, la fuerza necesaria para mover la placa es proporcional a la viscosidad. La viscosidad se puede determinar midiendo la fuerza necesaria para vencer la resistencia a la fricción del fluido en una capa de dimensiones conocidas. La viscosidad determinada de esta manera se llama dinámica o absoluta.

### Concepto de Viscosidad Dinámica

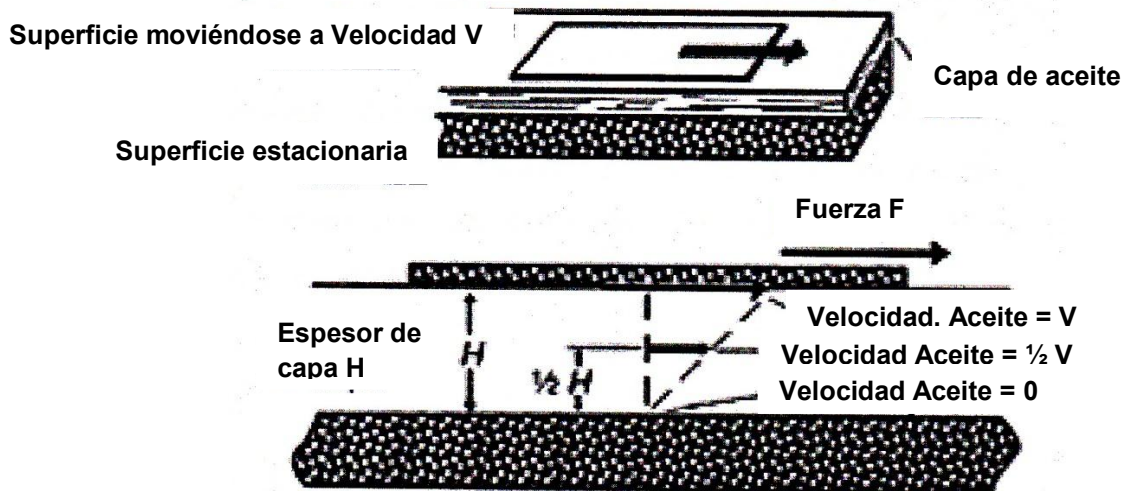


Figura 21. Representación esquemática del concepto de viscosidad Dinámica [18].

La viscosidad dinámica normalmente se expresa en poise (P) o centipoise (cP, donde  $1 \text{ cP} = 0.01 \text{ P}$ ), o en unidades del sistema Internacional como pascales- segundo (Pa-s, donde  $1 \text{ Pa-s} = 10 \text{ P}$ ). La viscosidad dinámica, la cual es función sólo de la fricción interna del fluido, es la cantidad usada más frecuentemente en el diseño de cojinetes y el cálculo de flujo de aceites. Debido a que es más conveniente medir la viscosidad de manera tal que tenga en cuenta la densidad el aceite, para caracterizar a los lubricantes normalmente se utiliza la viscosidad cinemática.

La viscosidad cinemática de un fluido es su viscosidad dinámica dividida por su densidad, ambas medidas a la misma temperatura, y expresada en unidades consistentes. Las unidades más comunes que se utilizan para expresar la viscosidad cinemática son: stokes (St) o centistokes (cSt, donde  $1 \text{ cSt} = 0.01 \text{ St}$ ), o en unidades del SI como milímetros cuadrados por segundo ( $\text{mm}^2/\text{s}$ , donde  $1 \text{ mm}^2/\text{s} = 1 \text{ cSt}$ ).

La viscosidad dinámica en centipoise se puede convertir en viscosidad cinemática en centistokes dividiéndola por la densidad del fluido en gramos por centímetro cúbico ( $\text{g}/\text{cm}^3$ ) a la misma temperatura. La viscosidad cinemática en milímetros cuadrados por segundo se puede convertir en viscosidad dinámica en pascal-segundos multiplicando por la densidad en gramos por centímetro cúbico y dividiendo el resultado entre 1000. En la figura 22 se muestran las ecuaciones que resumen lo mencionado anteriormente [18].

$$\begin{aligned} \text{Esfuerzo de corte} &= \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} = \frac{\text{dinas}}{\text{cm}^2} \\ \text{Velocidad de corte} &= \frac{\text{Velocidad del fluido}}{\text{Distancia entre las superficies}} = \frac{\text{cm/s}}{\text{cm}} = \text{s}^{-1} \\ \text{Viscosidad absoluta} &= \frac{\text{Esfuerzo de corte}}{\text{Velocidad de corte}} = \frac{\text{dinas/cm}^2}{\text{s}^{-1}} = 1\text{Poise} \\ \text{Viscosidad cinemática} &= \frac{\text{Viscosidad absoluta}}{\text{Densidad}} = 1\text{Stoke} \end{aligned}$$

Figura 22. Ecuaciones para el cálculo de viscosidad de un fluido [18].

Se han utilizado otros sistemas de medida, incluyendo Saybolt, Redwood y Engler, debido a su familiaridad para muchas personas, pero son raros los instrumentos desarrollados para realizar las mediciones en estas unidades. La mayoría de las determinaciones de viscosidad se realizan en centistokes y se convierten a valores de otros sistemas. La viscosidad de cualquier fluido cambia con la temperatura, incrementándose a medida que baja la temperatura, y disminuyendo a medida que ésta aumenta. La viscosidad también puede cambiar con un cambio en el esfuerzo o velocidad de corte.

Para comparar los aceites a base de petróleo, con respecto a variaciones de viscosidad con la temperatura, el método ASTM D 2270 proporciona una manera de calcular el índice de viscosidad. Este es un número arbitrario utilizado para caracterizar la variación de la viscosidad cinemática de un producto de petróleo con la temperatura. El cálculo se basa en mediciones de la viscosidad cinemática a 40 y 100 °C. Para aceites de viscosidad cinemática similar, a índices de viscosidad más grandes, más pequeño el efecto de la temperatura [18].

Los beneficios de un índice de viscosidad más alto son:

- Viscosidad más alta a mayor temperatura, lo cual resulta en un menor consumo de aceite y desgaste del motor.
- Menor viscosidad a bajas temperaturas, lo cual permite un mejor arranque en frío del motor y menor consumo de combustible durante el calentamiento.

La medición de viscosidades absolutas bajo condiciones reales ha reemplazado al concepto de índice de viscosidad convencional para evaluar lubricantes bajo condiciones de operación.

Otro factor en la medición de viscosidades es el efecto del esfuerzo de corte o velocidad de corte. Para ciertos fluidos, llamados Newtonianos, la viscosidad es independiente del esfuerzo o la velocidad de corte. Cuando esta condición no se cumple, los fluidos son llamados no-newtonianos.

Las mediciones de viscosidad cinemática se realizan a velocidades de corte bajas ( $100 \text{ s}^{-1}$ ). Se dispone de otros métodos para medir la viscosidad a velocidades de corte que simulan las condiciones de operación del lubricante [18].

### 2.5.3 Parámetro de película lubricante

Cuando los elementos se diseñan de forma adecuada y se lubrican por medio de una película fluida, como el caso de cojinetes o chumaceras, de los engranajes, de los cojinetes hidrodinámicos y de empuje, y de los sellos, las superficies lubricadas se encuentran completamente separadas por una

película lubricante. Por ejemplo, los ensayos de fatiga, como se han reportado por Tallian y otros en 1967, han demostrado que cuando la película lubricante es suficientemente gruesa para separar los cuerpos en contacto, la vida a la fatiga de los cojinetes se prolonga considerablemente. De manera inversa, cuando la película no es suficientemente gruesa para proporcionar una separación completa entre las asperezas existentes en la zona de contacto, la vida de los cojinetes se afecta de manera adversa por los altos esfuerzos cortantes que resultan del contacto directo entre metales. Aquí se estudiará el parámetro de película y se describirá su rango de valores para los tres regímenes de lubricación. La relación entre el parámetro de película adimensional  $\lambda$  y el espesor mínimo de película  $h_{\min}$ , es:

$$\lambda = h_{\min} / (R_a^2 + R_b^2)^{1/2}$$

Donde

$R_a$  = Rugosidad rms de la superficie a

$R_b$  = Rugosidad rms de la superficie b

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

a. Lubricación hidrodinámica.	5	100
b. Lubricación Elastohidrodinámica	3	100
c. Lubricación parcial o mixta	1	100
d. Lubricación marginal	1	1

Estos valores son aproximados. Las mayores diferencias en la conformidad geométrica entre las conjunciones lubricadas hidrodinámicamente y las lubricadas elastohidrodinámicamente dificultan que se puedan hacer distinciones claras.

## Curva de Stribeck y Beerbower

Entre 1900 y 1902 Stribeck realizó experimentos sistemáticos para medir la fricción  $f$  en los cojinetes en función de la velocidad de giro  $\omega$  de la carga por área proyectada "P" y de la viscosidad del lubricante. Son la base de la teoría de Sommerfeld. La curva de Stribeck representa las características generales de superficie lubricadas en movimiento relativo entre sí.

La ecuación  $\omega / P$  es conocida como el número de Sommerfeld. En la figura 23 se mantienen constantes los valores "N" y "P" para representar en el gráfico la relación existente entre la viscosidad del fluido  $\mu$  y el coeficiente de fricción "f" [19].

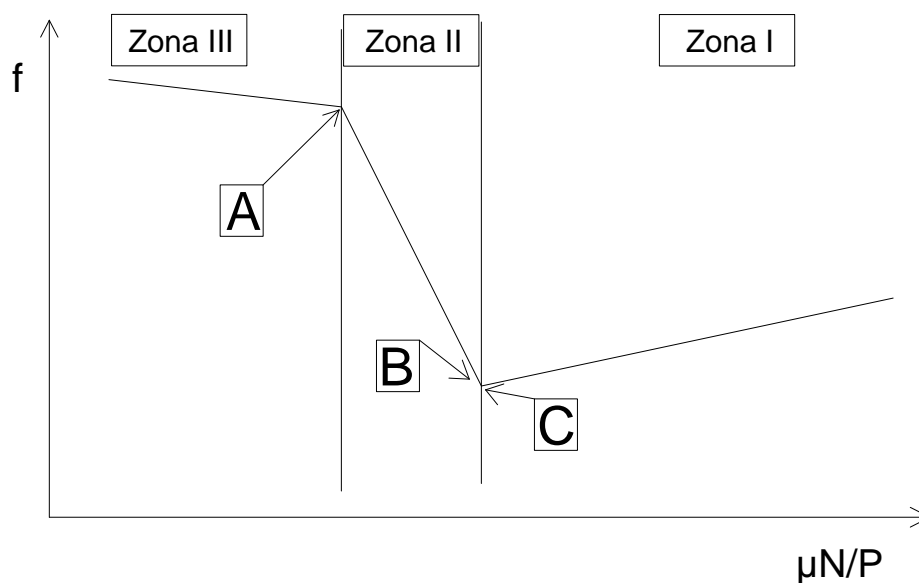


Figura 23. Curva de Stribeck y Beerbower [19].

Cada una de las zonas en la que se divide el gráfico de la figura 23 se describen a continuación.

1.- Zona I: Lubricación Hidrodinámica y elastohidrodinámica. Las superficies del cojinete están perfectamente separadas por una película gruesa de fluido: no hay contacto directo entre las superficies que se deslizan y por tanto prácticamente no hay desgaste. A medida que la viscosidad disminuye, decrece la película hasta el punto C, una mayor disminución de la viscosidad hace que pasemos al punto B en el que se produce contacto ocasional entre las superficies debido a que la película es de espesor muy pequeño: el rozamiento en "B" y "C" es prácticamente igual, aunque en "B" la viscosidad del fluido es menor la resistencia al deslizamiento se debe en este caso al contacto entre las asperezas.

2.- Zona II: lubricación mixta o elastohidrodinámica parcial. Es una transición entre la lubricación hidrodinámica y la marginal, generalmente observada en el arranque o parada de la maquinaria.

3.- Zona III: Lubricación marginal. Donde toda la lubricación depende de los aditivos del lubricante que esta inmóvil y con un despliegue de velocidad casi nula [19].

De la figura 23 se deduce que el punto "C" es el punto ideal de funcionamiento, delimita además la zona estable de la inestable puesto que proporciona un rozamiento mínimo con prácticamente desgaste nulo. En la práctica se prefiere trabajar ligeramente a la derecha de C para mantener un margen de seguridad. Si en el punto "B" reducimos ligeramente la viscosidad rápidamente crece el coeficiente de rozamiento hasta el punto "A". A partir de este punto la mayor parte de la carga es soportada por las asperezas y por tanto una reducción mayor de la viscosidad tiene muy poca influencia en el coeficiente de rozamiento [19].



## 2.6 Lubricación en pruebas tribológicas

Para realizar pruebas de lubricación, normalmente se utiliza una máquina tribológica con una carga de 20N y se mide la fricción, la fricción incrementando de 20N en 20N hasta llegar a 240N. Se obtienen los datos de fricción para cada nivel de carga y se grafican, esta prueba se hace a 20, 40 y 100 grados centígrados, los datos se colocan en un gráfico a fin de determinar el régimen de lubricación.

En la figura 5 mostrada previamente se observa que el rango de fricción esta entre 0.09 y 0.13 a bajas cargas, las curvas convergen a un rango de 0.10 a 0.11 con cargas altas, lo cual indica que el tipo de lubricación es Límite.

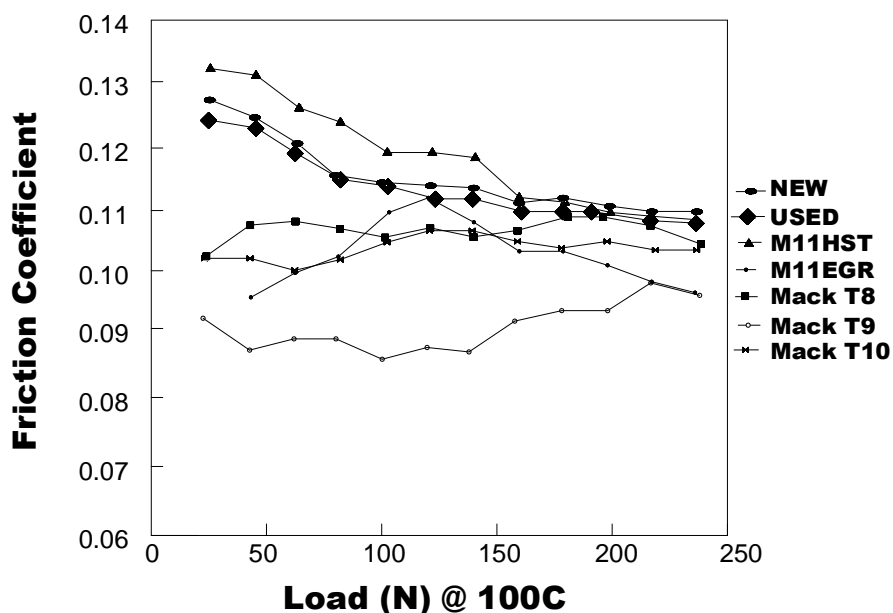


Figura 5. Efecto de la carga en el coeficiente de fricción de diferentes tipos de aceite [20].

Para corroborar el resultado de la determinación del tipo de lubricación se determina el factor  $\lambda$ , [20]. Este espesor de la película lubricante se adelgaza al final de la prueba debido a la baja velocidad. El anillo y la pieza desgastada presentan una rugosidad inicial ( $R_a$ ) de entre 0.3 y 0.4  $\mu\text{m}$  para dicha prueba y una rugosidad después de la prueba de entre 0.5 y 0.8  $\mu\text{m}$ . Por lo tanto, la razón ( $h / R_a$ ) es de  $<1$ . Con esto se corrobora que la lubricación fue del tipo límite o marginal como se indica en el subtema 2.5.3 mostrado anteriormente y lo estandarizado en el Handbook de fricción y lubricación [20].

La figura 24 muestra como se comporta la fricción en una prueba tribológica cuando se utiliza una carga constante y se varían la temperatura y los tipos de aceites. Aquí se observa la gran dependencia de la fricción con la temperatura a pesar de los aditivos añadidos a los aceites lubricantes para reducir este efecto.

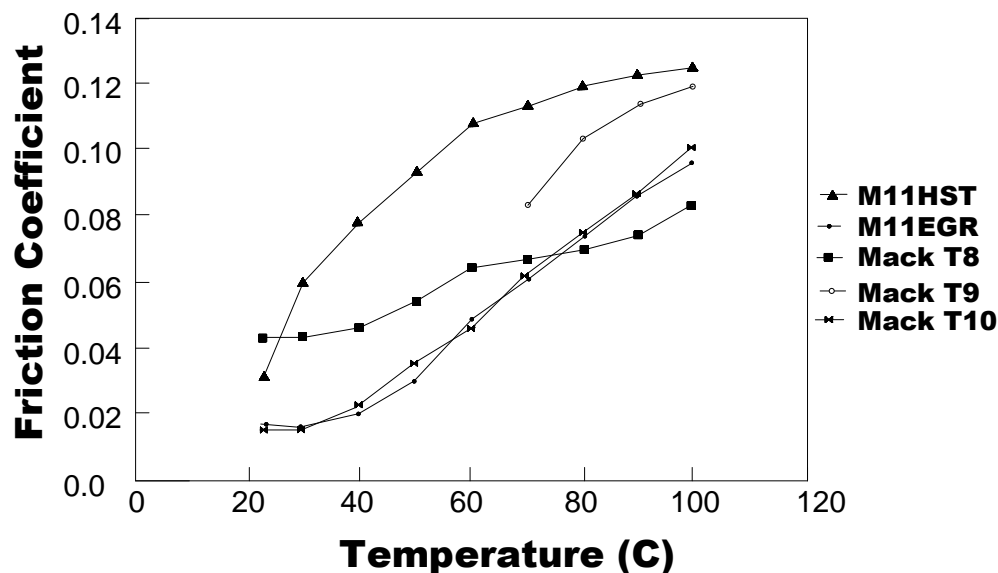


Figura 24. Efecto de la temperatura en el coeficiente de fricción de una prueba a 50N de carga con varios tipos de aceites [7].

### 3.- Estado del arte y conceptualización del equipo

#### 3.1 Tipos de tribómetros para desgaste con movimiento lineal

Los principales fabricantes de equipos para pruebas tribológicas con movimiento recíprocante lineal son: Plint, Koheler y Falex.

Plint.

Plint, con sede en Inglaterra, es la que cuenta con la variedad más amplia de equipos con movimiento lineal recíprocante que es lo que compete a esta investigación. Sus equipos son: TE77 High frequency friction machine, TE99 Universal Wear Machine, T8102 High speed reciprocating machine y DN44 Servo Hydraulic Reciprocating sliding and fretting test machine.

De las máquinas antes mencionadas, la más utilizada en aplicaciones para simular el desgaste en camisas de motores de combustión interna es la TE77 ya que dicha máquina puede lograr condiciones de velocidad y carga muy parecidas a las condiciones en los motores de combustión interna. En la figura 24 se puede observar una máquina como esta.



Figura 25. Máquina tribológica Plint TE77 [22].

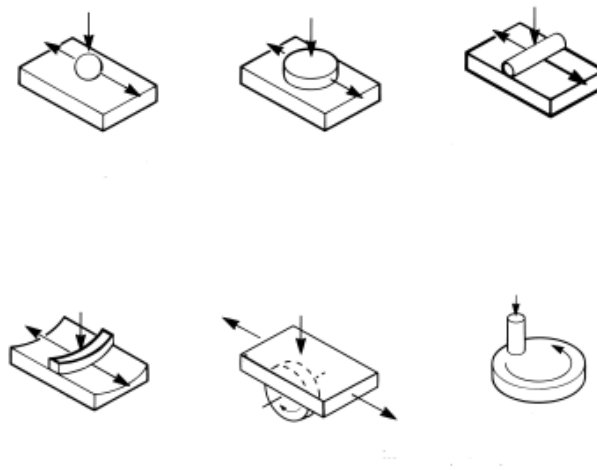


Figura 26. Diferentes configuraciones de geometrías donde se puede usar la TE77 [22].

### Características del equipo TE77.

Puede hacer mediciones de fricción de +/- 500N, tiene una frecuencia máxima de operación de 50 Hz trabajando con 5mm de longitud de carrera y de 30 Hz trabajando con 15mm de longitud de carrera, puede ser utilizada a muy baja frecuencia, tan baja como 1 Hz, puede ser utilizada con atmosfera controlada o inerte, puede calentar la muestra a 200 °C, cuenta con control de carga muerta.

### Koehler Instrument Company Inc.

Koehler es una compañía ubicada en los Estados Unidos, con sedes en Nueva York y Houston. Dicha compañía está dedicada a la fabricación de máquinas tribológicas entre otros tipos de máquinas para la industria. De las diferentes máquinas tribológicas que ofrecen, la que más se acerca al alcance de ésta investigación es la Reciprocating Linner Test Rig (RLTR). Esta máquina tiene las siguientes características:

Es una simple representación del movimiento del anillo-pistón y el cilindro. En dicha máquina el anillo-pistón es instrumentado y permanece estacionario mientras el segmento de cilindro tiene movimiento lineal recíprocante. Esta máquina es utilizada para examinar la fuerza de contacto entre el segmento de anillo-pistón y segmento de cilindro.

En la figura 27 se puede observar un esquema de la máquina K93400 (Friction Tester) diseñada por Koheler para la realización de pruebas tribológicas con movimiento recíprocante [23].



Figura 27. Máquina de desgaste recíproca diseñada por Koheler [23].

Especificaciones de la máquina RLTR de Koheler.

Carga normal de 5 . 50 N.

Frecuencia de operación de 1 a 50 Hz.

Longitud de carrera de a 10 mm.

Temperatura de operación de 100°C [23].

Falex.

Falex Corporación ofrece algunos equipos para pruebas tribológicas para determinar la fricción, el desgaste, lubricación y estudios de abrasión. Falex tiene más de 70 años trabajando con equipos tribológicos y tiene sede en Chicago, Illinois (USA). La siguiente máquina de pruebas Block on ring, la cual es la más cercana a las aplicaciones concernientes a esta investigación se muestra en la figura 28.



Figura 28. Máquina de desgaste diseñada por Falex [24].

Especificaciones de la máquina de Falex.

La velocidad del movimiento puede ser en dos rangos de movimiento, rango bajo de 0.33Hz a 10 Hz y el rango alto de 8.33 Hz a 25 Hz.

La carga puede ser hasta 130 Lb (578N).

La temperatura controlada hasta 400 °F (204°C).

Motor de 2 HP velocidad variable.

Controlador digital de tiempo para arranque y paro automático [24].

### 3.2 Fundamentos de diseño de máquinas

La ingeniería es uno de las actividades más importantes del hombre. Las pirámides de Egipto y los acueductos de la antigua Roma son unos de los primeros logros en la ingeniería. El diseño es una actividad creativa, y no es una exageración decir que los esfuerzos creativos del hombre es lo que más lo distingue de otras formas de vida.

La creatividad aplicada a la ingeniería es la habilidad para concebir innovaciones básicas, percibir en una situación esos problemas que pueden ser resueltos fácilmente, idear una solución a nuevos problemas, y combinar conceptos familiares en formas inusuales. Por esta razón el diseño es la parte creativa de la ingeniería [25].

"Es tan amplio el criterio de definición del diseño que prácticamente cualquier objeto puede ser considerado como "diseño". Aún más, la naturaleza sigue sus propias reglas de diseño, como es la selección natural o la herencia genética" [26].

El proceso de diseño comienza con traducir una idea en información detallada a partir de la cual un producto o un servicio pueden ser ofrecidos [27]. En el caso del diseño en ingeniería, es el proceso en el que se utilizan principios científicos y métodos técnicos para llevar a cabo un plan que satisfaga las necesidades o demandas.

El definir el concepto en el campo de la ingeniería mecánica nos llevará a la creación de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: máquinas, aparatos, estructuras, dispositivos, instrumentos, entre otros. Donde éstos no solo incluyen el diseño mecánico sino también involucran otras ciencias como lo son la térmica y la de los fluidos [28].

### 3.2.1 Tipos de diseño.

Las tareas de diseño pueden ser clasificadas en diferentes formas. El diseño de un producto se puede clasificar en forma muy general como:

- Un diseño original.
- Un diseño adaptado.



- Una variante del diseño.

Un *diseño original (o invento)* es un nuevo modelo que soluciona una necesidad dada. El resultado de un diseño original, es una invención. Son pocas las compañías que basan su economía y éxito en esta, pues una invención original trae consigo altos riesgos, pero que sin embargo también tienen muchas oportunidades para dominar el mercado.

Un *diseño adaptado (o síntesis)*, toma el diseño original y lo adapta a un nuevo producto. Este tipo domina la gran mayoría de las actividades de diseño.

Una *variante del diseño (o modificación)*, involucra la variación de parámetros como tamaño, geometría, propiedades del material, parámetros de control, para el desarrollo de nuevos diseños más robustos. Este tipo de diseño, usualmente se enfoca a modificar el funcionamiento de un subsistema sin cambiar su configuración [27].

### 3.2.2 Sistemas técnicos

Un sistema técnico consiste de ensambles y componentes que juntos desempeñarán una función. Esto puede ser analizado en más de una forma.

Una de las consideraciones puede ser el dividir el sistema en subsistemas conectados los cuales desempeñaran una función unitaria. El resultado de este arreglo es llamado estructura-función del sistema.

La segunda forma de analizar un sistema es llamada ensamblajes y componentes la cual es de gran ayuda para la selección de materiales el sistema, ver figura 29 [27].

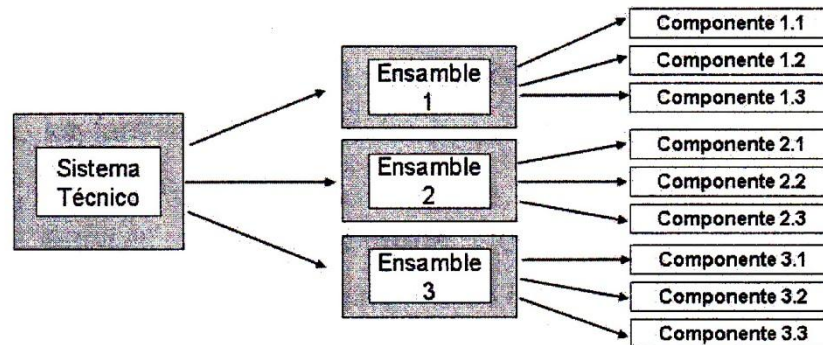


Figura 29. Muestra como los diferentes ensamblajes se subdividen en componentes [27].

### 3.2.3 Metodología para el diseño de máquinas

La complejidad del problema, va a dictar el grado de diseño que es requerido en la solución. Pero el proceso de diseño es esencialmente el mismo para un problema simple o una situación compleja. Es necesario mantener en mente cada uno de los pasos y secuencia referida al proceso de diseño para facilitar un orden en la solución.

Los pasos para el diseño de maquinaria propuesta por Parr [25], son los siguientes:

1. Tener el conocimiento del problema. La importancia de esta actividad es por lo regular sub-estimada y se refiere a considerar toda la información que pueda tener efecto en el diseño.

2. Prepararse para tratar con el problema. Se debe estar familiarizado con el problema y preparado para tratar con esté. Aquí deberán de prepararse actividades para un enriquecimiento de conocimientos, buscando información y literatura, además de hacer una búsqueda de soluciones a conceptos parecidos al problema que se tiene.

3. Identificar los elementos. Identificar los elementos o variables que serán considerados para el diseño. Básicamente se trata de identificar todos los factores, para dividirlos según su importancia.

4. Análisis de las variables. Analizar las variables que han sido identificadas, principalmente las de mayor relevancia. Es necesario hacer un análisis de cada variable y no menospreciar a alguna de ellas, de igual forma no cerrarse a una sola.

5. Creación del diseño. Producir un nuevo diseño es un ejercicio de creatividad que requiere evolucionar a nuevas ideas. Una de las formas de hacer esto, es haciendo una lluvia de ideas de las posibles soluciones que inclusive pueden ser fantasiosas. Es apropiado realizar diferentes diseños para ser evaluados y comparados.

6. Evaluación de los diseños. Ahora es necesario evaluar los diseños tomando los puntos críticos, en primera instancia y después los menos críticos. Parr [25], presenta en su texto una lista de criterios que pueden servir de guía para la evaluación.

7. Trabajar el diseño seleccionado. Propone modificar el mejor diseño seleccionado, buscando mejorarlo. Generalmente sucede que una vez que se ha implementado el mejor diseño, se le encuentren algunas áreas donde se

puedan realizar algunas mejoras. Pero quizá para ese momento ya sea tarde. Es por esto, que el objetivo de este paso es encontrar esa posible mejora antes de la implementación.

8. Desarrollo del diseño seleccionado. Mantener el menor número de partes o mecanismos para hacer más eficiente el diseño. Construir un prototipo de prueba para verificar que efectivamente es un buen diseño. De aquí la regla de oro: "Lo más sencillo es lo que mejor trabaja" [26].

9. Preparar el diseño al detalle. Existen dos razones para realizar el diseño al detalle, la primera es para la creación de los dibujos de manufactura y la construcción y la segunda para su aprobación. En la preparación para ser aprobado, deber seguirse los siguientes pasos:

- Comprender a fondo la configuración física.
- Comprender los principios en los cuales fue basado el diseño.
- Demostrar que todos los requerimientos se cumplen
- Asegurarse de las limitaciones.
- Tener evidencia de que se cumplen todas las restricciones.
- La validación de los conceptos teóricos.

10. Ganar la aceptación del diseño. Se debe adoptar la función de vendedor. Ser el vendedor de su propio producto, al cual le ha dedicado gran parte del tiempo y que lógicamente debe estar convencido de que ha hecho un buen diseño. Esta labor de venta, se refiera a vender la idea a los usuarios de la máquina o dispositivo realizado.

Si bien estos pasos son propuestos, existen un sin fin de procedimientos que pueden llevarse a cabo para la elaboración de diseño de maquinaria [25].

### 3.2.4 Consideraciones para diseñar una máquina tribológica

Para realizar un diseño de una máquina tribológica la cual simulará el movimiento que realizan los anillos al estar en contacto con el interior del cilindro se deben hacer varias consideraciones.

Consideraciones en cuanto a la temperatura.

Se sabe que en el interior del motor de combustión interna se tienen grandes gradientes de temperatura. Por ejemplo, en un motor ciclo Otto de cuatro tiempos, encendido con chispa, con una relación de compresión de 8 a 1 en el tiempo de compresión antes de que suceda la chispa, la mezcla aire combustible debe estar cerca de 432 °C. Pero en el momento de la explosión, cuando la presión es la máxima y el volumen en la cámara de combustión es el mínimo, la temperatura puede llegar hasta cerca de 4,600 °C, teniendo un gradiente de temperatura de 4,200 °C sólo en esta etapa del ciclo [29].

Es importante aclarar que aunque efectivamente la temperatura en el interior del motor rebasa y por mucho la temperatura de fusión de los metales (tanto del aluminio como del hierro y acero), esta temperatura está presente en los materiales sólo una fracción de segundo (con el motor trabajando a 3600 RPM, cerca de 0.033 segundos). Gracias a la rápida disipación provocada por el sistema de enfriamiento, no se permite que los materiales se fundan.

Debido a que esta condición es sumamente difícil lograrla en una prueba de laboratorio, se tomará una temperatura constante de 100 °C para realizar las pruebas tribológicas, lo cual está considerado en las normas internacionales tales como ANSI, ASTM, etc.

Consideraciones respecto al movimiento.

El motor de combustión interna de pistones recíprocos funciona básicamente de la siguiente manera: El pistón, al estar en su punto muerto superior en el tiempo de compresión, se desplaza hacia abajo cuando sucede la explosión. El movimiento del pistón es de forma lineal con una velocidad no constante (dependiendo de la aceleración). El pistón al tener integrados a los anillos, los desplaza junto con él. Los anillos están en contacto con el interior del cilindro sirviendo como sello para que no existan fugas de presión y paso de aceite al interior de la cámara de combustión [29].

Para las pruebas tribológicas se deberá tomar en consideración que el movimiento lineal si se puede lograr a partir de un movimiento giratorio de un motor, pero el incremento o decremento de velocidad será muy difícil simularlo por lo cual se considerará un movimiento lineal con velocidad similar a la de un motor de combustión interna.

Consideraciones respecto a la fuerza aplicada entre el anillo y el interior del cilindro.

La fuerza que ejercen los anillos contra el interior del cilindro son variables debido a que dicho anillo tiene gradientes de temperatura y dichos gradientes de temperatura provocan cambios en las propiedades del material del anillo.

Las propiedades del material provocan cambios en la fuerza ejercida por el anillo flexionado contra la pared interior del cilindro, esto aunado a que el cilindro se expande y se contrae constantemente, hace que se presenten dichos cambios en la fuerza y presión.

Aunque en la realidad, los cambios en la fuerza podrían suceder, en las pruebas tribológicas se considera dicha fuerza como constante debido al hecho de que para simular las pequeñas variaciones de la fuerza en los intervalos de tiempo tan pequeños, sería más difícil.

Consideraciones en cuanto a la lubricación.

Los motores modernos son lubricados ya sea mediante un sistema de circulación alimentado a presión o mediante una combinación de alimentación a presión y salpicadura. En un sistema completamente a presión, el aceite se pasa por un filtro antes de pasar a la bomba del aceite. El aceite proveniente de la bomba se divide en dos o más flujos. Uno de ellos entra al filtro y regresa al depósito de aceite. Un segundo flujo va hasta los cojinetes principales y mediante conductos a través de los brazos del cigüeñal, hacia los cojinetes de las bolas. Un tercer flujo continúa hasta los cojinetes del cigüeñal. Puede existir un cuarto flujo a una flecha hueca que soporta a los balancines y el levanta válvulas o árbol de levas.

El aceite que escurre por el árbol de levas lubrica las punterías y las levas. Las paredes del cilindro reciben suficiente aceite de los sobrantes por exceso provenientes de los cojinetes de las bielas. Por esto, un cojinete de biela flojo puede sobrecargar a los anillos que controlan el aceite, como para que surja una falla en la bujía [30].

En las pruebas tribológicas normalmente se tiene aceite en exceso alimentado ya sea por una bomba o por gravedad, dichas pruebas se hacen en inmersión de aceite con la finalidad de que la cantidad de aceite no sea una variable a considerar en el análisis.

Consideraciones en cuanto a la longitud del desplazamiento.

En los motores de combustión interna el pistón se desplaza hacia arriba y hacia abajo, o de derecha a izquierda, según sea el tipo de motor, una distancia determinada dependiendo del diseño de cada motor. La distancia puede llegar a ser tan grande como algunos metros para motores de miles de HP, como es el caso de los motores de los barcos. O el desplazamiento puede llegar a ser tan pequeño como de unos cuantos centímetros como los motores de 1 HP o menores. En cualquiera de los casos el desgaste se puede evaluar en una pequeña sección de la longitud total. En la práctica se mide el diámetro en la parte superior de la camisa en donde llegan los anillos del pistón cuando éste llega a su punto muerto superior. Al medir dicho diámetro se compara con el diámetro original de la camisa o linner, en base a esto se toma la decisión de que anillos comprar y a que diámetro se rectificarán las camisas [29].

Para las pruebas tribológicas en laboratorio, el desplazamiento del material de desgaste se realiza dependiendo de las normas. La norma G133 por ejemplo, maneja un desplazamiento de 10 mm; esto es 5 mm de ida y 5 mm de vuelta. Cabe mencionar que dicha prueba se realiza a 50 Hz de frecuencia. Para pruebas a mayor frecuencia, se manejan carreras de desgaste menores y para pruebas de menor frecuencia se manejan longitudes de desgaste mayores.



### 3.3 Diseño conceptual de una maquina tribológica con movimiento lineal reciprocante

En base a los requerimientos establecidos, en la información preliminar, en las normas a utilizar en el futuro con dicha máquina, se logró recolectar la información necesaria en la fase de diseño conceptual.

- 1.- Deberá ser una maquina de alta precisión (alta repetibilidad).
- 2.- Deberá tener frecuencia variable y controlada (frecuencia de hasta 60 Hz).
- 3.- Deberá ser sencillo el intercambio de piezas para variar la longitud de desgaste.
- 4.- Deberá tener un sistema de calentamiento de la muestra (hasta 200 °C).
- 5.- Deberá tener la potencia necesaria para poder trabajar en seco.
- 6.- Deberá tener un sistema de carga confiable que no flexione el vástago de movimiento reciprocante en ningún sentido.
- 7.- Deberá tener monitoreo de carga.
- 8.- Deberá contar con dispositivos que cuenten el número de ciclos de la prueba.
- 9.- Deberá tener dispositivos de monitores de fuerza de fricción.
- 10.- Deberá tener ajuste de movimiento el porta muestra.
- 11.- Deberán ser de sencillo intercambio del porta anillo y del porta muestra (para cambiar a diferentes geometrías).
- 12.- Deberá estar diseñado con piezas de material que garanticen no desgastarse, fracturarse, agrietarse o dañarse antes de terminada la prueba.
- 13.- Deberá poder programarse la frecuencia de prueba determinada (de preferencia que no sea un potenciómetro) para evitar posible resonancia equipo.
- 14.- Deberá tener un mecanismo intercambiador de movimiento circular (del motor) a movimiento reciprocante confiable.

15.- No deberá estar conectado directamente el mecanismo intercambiador de movimiento al motor eléctrico (para evitar daños en este).

16.- Deberá poder programarse una rampa de aceleración y desaceleración.

## 4.- Diseño y Construcción del Sistema Tribológico

### 4.1 Principales componentes del prototipo

La figura 30 muestra el diseño conceptual de la máquina tribológica con sus principales componentes.

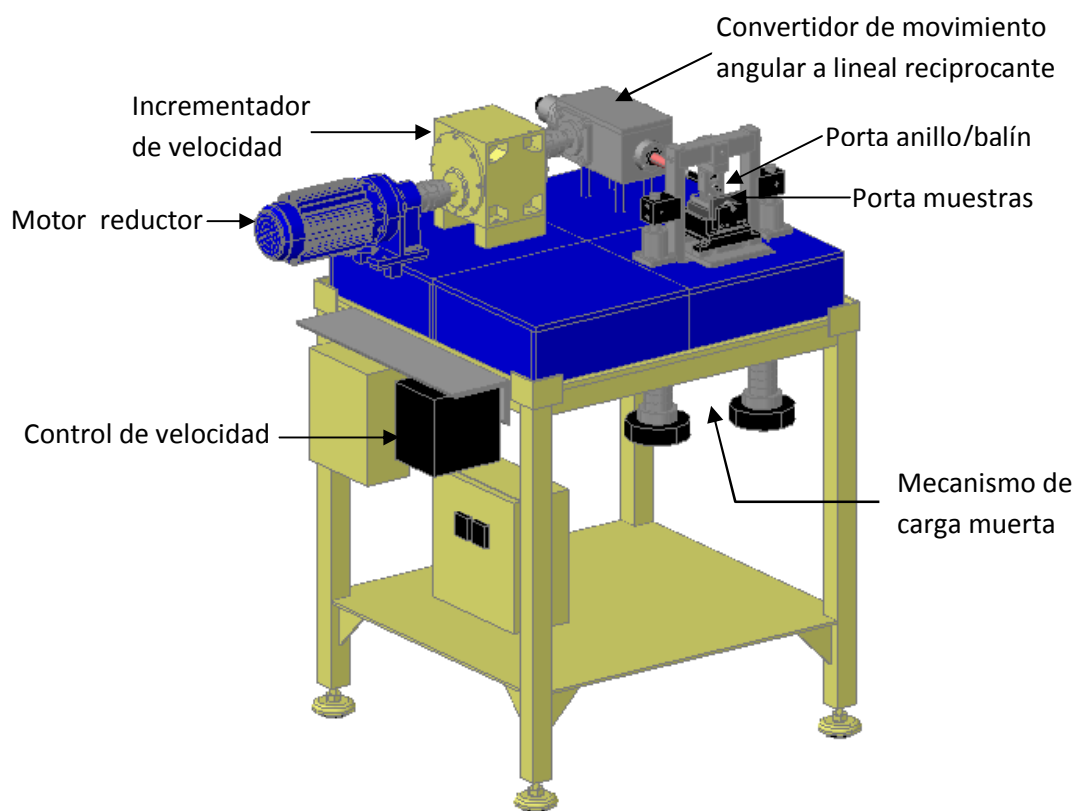


Figura 30. Ensamble general de máquina tribológica proyectada.

## 4.2 Selección del motor reductor

El moto reductor deberá trabajar a bajas revoluciones por minuto pero con alto torque en la salida, de manera que para pruebas a bajos Hertz (0.33 Hz a 6 Hz) se pueda conectar el motor directamente sin el incrementador de velocidad, y para pruebas de más de 10 Hz se conectará el incrementador de velocidad.

El movimiento motriz con bajas revoluciones por minuto en la salida, pero con alto torque, tiene la finalidad de dar estabilidad a la máquina y no permitir que el movimiento lineal recíprocante de la pieza, que realizará el desgaste, le provoque daños cuando las cargas dinámicas sean máximas.

Tomando en cuenta lo anterior se seleccionó un motor marca Sumitomo con reductor integrado modelo PHHM2-6105YC-5. Dicho motor tiene 2 HP de potencia puede trabajar con 230 o 460 volts tres fases, una velocidad de entrada de 1750 RPM y una velocidad de salida después del reductor de 350 RPM, siendo el reductor de una relación de 5:1. A continuación se desglosan las siglas del modelo del motor. PHH: la letra P significa que el reductor puede ser con relación de 5.1 o menos, la primera H significa que la flecha tiene dirección horizontal y la segunda H significa que la sujeción deberá ser al piso. La M significa que no tiene conexión especial y el número 2 que tiene una potencia de 2 HP, ver figura 31.

Las siguientes numeraciones corresponden a: 6105 el tamaño de la armadura, la Y corresponde a la medida de la flecha en pulgadas y el número 5 corresponde a la reducción que deberá tener, ver figura 31.

El par torsional del moto reductor es de 344 in-lbs (38.86 N-m), ver figura 32. La flecha de salida de dicho moto reductor es de 1 1/18" (28.57 mm), la figura 33 muestra un moto reductor como el seleccionado [31].

CYCLO® 6000 Gearmotors

# Configure a Model Number

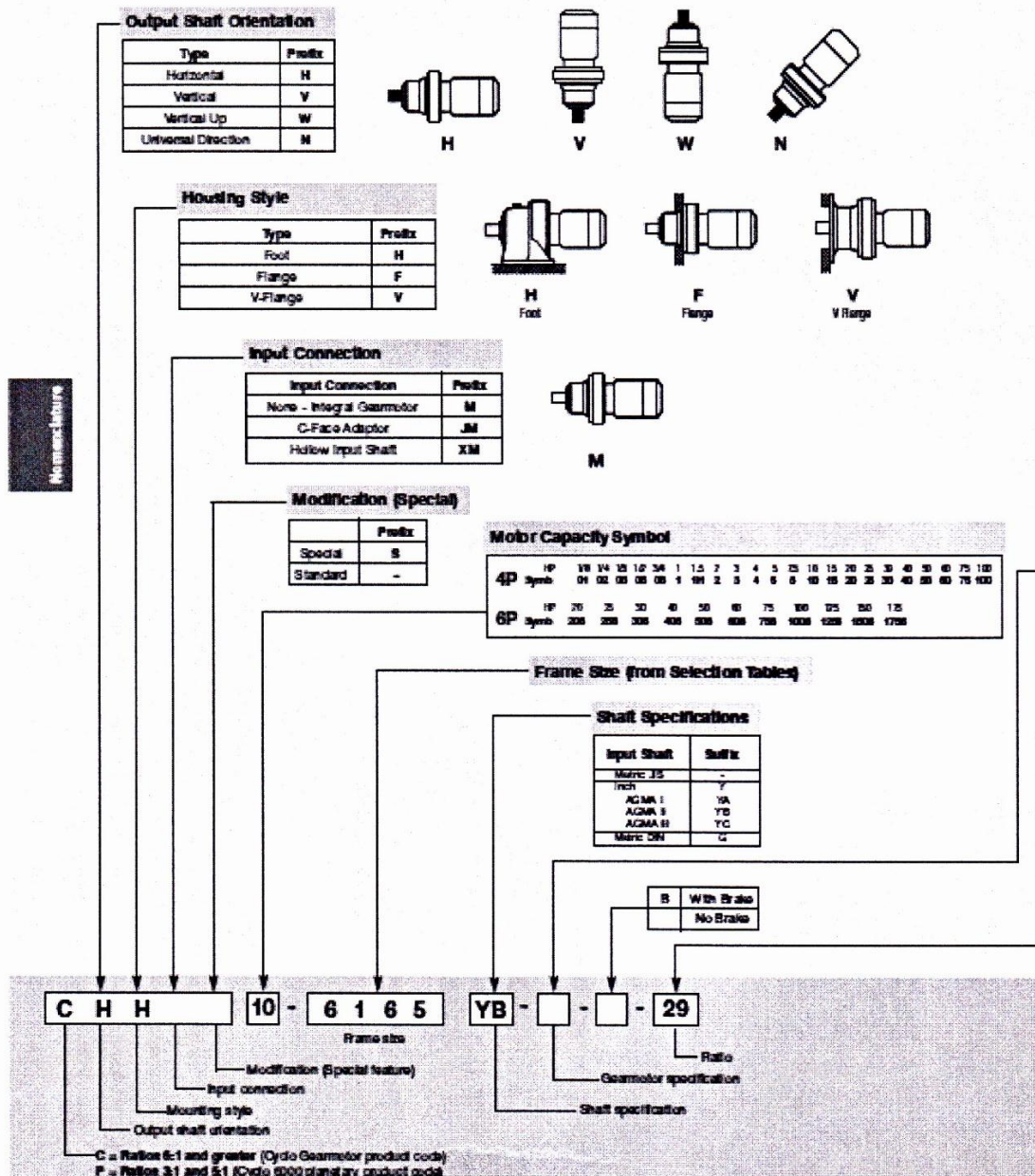


Figura 31. Designación del motor reductor marca SUMITOMO [31].

## 2 HP

60 Hz, 1750 RPM

Consultar  
Selección  
Tabla

Output Speed	Output Torque	Service Factor		Overhung Load	SELECTION					Option
		SF	AGMA Class		HP Symbol	Frame Size	Shaft Spec.	AGMA Class	Ratio	
583	207	1.57	B	687	2	6100	Y	B	3	AV
		2.12	B	680	2	6105	Y	C	3	AV
350	344	1.57	B	813	2	6100	Y	B	5	AV
		2.12	B	806	2	6105	Y	C	5	AV
292	413	1.01	I	591	2	6085	Y	A	6	-
		1.57	B	871	2	6100	Y	B	6	AV
		2.12	B	871	2	6105	Y	C	6	AV
219	550	1.01	I	656	2	6085	Y	A	8	-
		1.57	B	972	2	6100	Y	B	8	AV
		2.12	B	972	2	6105	Y	C	8	AV
159	757	1.01	I	741	2	6085	Y	A	11	-
		1.57	B	1300	2	6100	Y	B	11	AV
		2.12	B	1300	2	6105	Y	C	11	AV
135	894	1.01	I	741	2	6085	Y	A	13	-
		1.57	B	1150	2	6100	Y	B	13	AV
		2.12	B	1150	2	6105	Y	C	13	AV
117	1040	1.01	I	736	2	6085	Y	A	15	-
		1.57	B	1210	2	6100	Y	B	15	AV
		2.12	B	1210	2	6105	Y	C	15	AV
103	1170	1.01	I	739	2	6085	Y	A	17	-
		1.33	B	1210	2	6100	Y	B	17	AV
		1.64	B	1210	2	6105	Y	C	17	AV
		2.12	B	1400	2	6130	Y	C	17	AV
83.3	1440	1.01	I	732	2	6085	Y	A	21	-
		1.56	B	1210	2	6105	Y	B	21	AV
		1.81	B	1490	2	6130	Y	C	21	AV
70.8	1720	1.11	I	1210	2	6105	Y	A	25	AV
		1.48	B	1510	2	6135	Y	B	25	AV
		2.06	B	1830	2	6120	Y	C	25	AV
60.3	2000	1.06	I	1210	2	6105	Y	A	29	AV
		1.48	B	1550	2	6135	Y	B	29	AV

Figura 32. Muestra que el par torsional del moto reductor es 344 in-lbs [31].

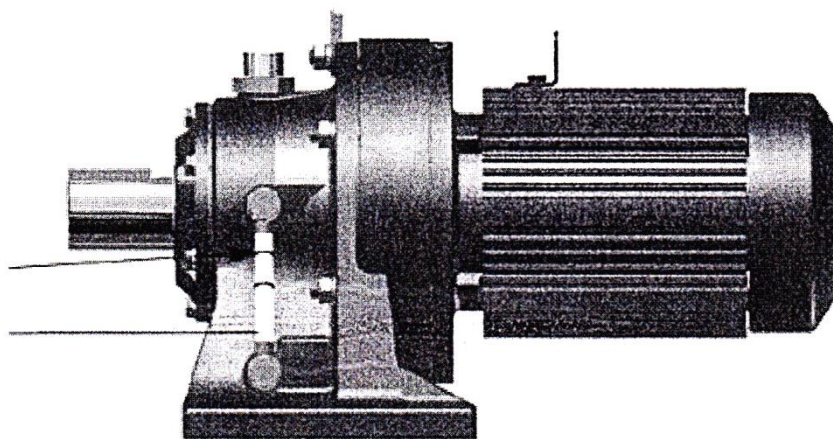


Figura 33. Moto reductor seleccionado como sistema motriz [31].

### 4.3 Control de velocidad

El control de velocidad en una máquina tribológica es fundamental, ya que en dichas máquinas se pueden analizar diferentes materiales bajo diferentes normas y diferentes necesidades. Así mismo un control de velocidad adecuado le proporciona a la máquina versatilidad y seguridad.

Para el control de velocidad se seleccionó un inversor de frecuencia marca Siemens Micromaster Vector. El inversor puede trabajar con motores de corriente alterna o directa. La figura 34 muestra el inversor de frecuencia seleccionado.



Figura 34. Inversor de frecuencia para variar velocidad marca Siemens.

## Características Técnicas:

- Rango de tensión (input): AC 208 - 230 +/- 15%
- Potencia nominal de motor: 1.50 Hp
- Potencia continua 230 V: 880 VA
- Salida: Trifásica
- Gama de frecuencia de salida: 0 a 650 Hz
- Interfase: RS485
- Protecciones: Temperatura en motor, temperatura en convertidor, sobretensión, tensión insuficiente, cortocircuitos, etc.

Los equipos MICROMASTER Vector (MMV) son convertidores con capacidad de control vectorial sin sensores, apropiados para controlar la velocidad de motores trifásicos.

Tienen:

- Facilidad de instalación, programación y puesta en servicio.
- Alto par de arranque y gran precisión de regulación de velocidad del motor mediante control vectorial.
- Capacidad de control remoto a través del enlace serie RS485.
- Ajustes de parámetros predeterminados en fábrica y programados.
- Control de la frecuencia de salida (y por lo tanto, del régimen del motor) mediante uno de los cinco procedimientos siguientes:

(1) Consigna de frecuencia mediante el uso del teclado numérico.



- (2) Consigna analógica de alta resolución (entrada en tensión o intensidad)
- (3) Potenciómetro externo para controlar el régimen del motor.
- (4) 8 Frecuencias fijas mediante entradas binarias.
- (5) Potenciómetro motorizado.
- (6) Interfaz serie.
- (7) Tiempos de aceleración/desaceleración con redondeo de rampa programable.
- (8) Dos salidas tipo relevador. Totalmente programables (13 funciones).
- (9) Ventilador integrado controlado mediante software [32].

#### 4.4 Selección del incrementador de velocidad

Se cotizaron 3 diferentes equipos para incrementar la velocidad a partir de una velocidad rotacional baja. El primer equipo es un reductor normal de engranes, del cual el proveedor no podía garantizar que funcionara como incrementador de velocidad en vez de reductor de velocidad (conectando las flechas a la inversa), el segundo fue un reductor de velocidad que no maneja engranes. Es un sistema planetario como el reductor del motor seleccionado de la marca Sumitomo. En este equipo, de igual manera el proveedor no nos pudo garantizar el poder utilizarlo como incrementador. Por último se cotizó un incrementador de velocidad modelo M200N220.1A1S de la marca Andantex.

Este último incrementador de velocidad tiene una relación 1.11. También tiene la ventaja de poder trabajar como reductor o como incrementador de velocidad dependiendo de como se instalen las flechas. Tiene un baño de aceite y los engranes siempre están en inmersión.

Descripción de la codificación: M significa que funcionará como incrementador de velocidad, 200 significa el tamaño del reductor esto es 200 mm de cada lado, N significa que es estándar, 220.1 que la potencia a suministrar puede ser de 5.5 Kw, la letra A significa la posición de montaje y el

siguiente 1 significa que la flecha superior es la más rápida. La figura 35 muestra dicha configuración, la letra S significa que tendrá flechas para colocar coples con la flecha del motor y con la de la transmisión. La figura 36 muestra un reductor como el seleccionado [33].

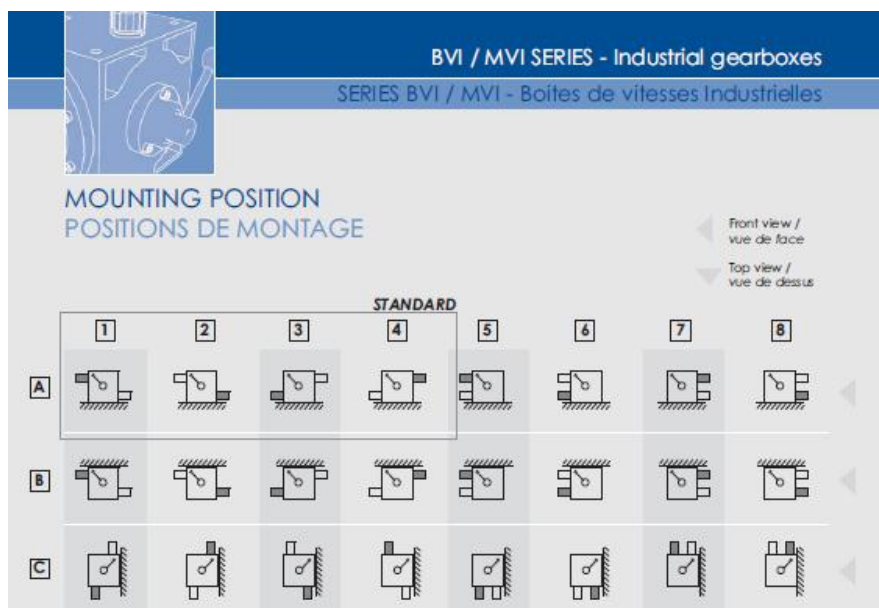


Figura 35. Configuración de flechas del incrementador de velocidad Andantex.



Figura 36. Incrementador de velocidad marca Andantex [33].

#### 4.5 Selección del mecanismo convertidor de movimiento

El mecanismo convertidor de movimiento circular a lineal recíprocante es uno de los más importantes mecanismos de la máquina de desgaste ya que es aquí en donde la velocidad angular proveniente del incrementador será transformada en un movimiento lineal recíprocante a altas velocidades. Cabe mencionar que lo complejo no es crear un movimiento lineal a partir de uno circular, lo más difícil es lograr el movimiento recíprocante, es decir que una pieza adquiera una velocidad lineal a partir del diámetro de la pieza circular pero que en un momento dicha velocidad lineal se convierta a cero para lograr la misma velocidad lineal pero en sentido contrario. Para lograr dicho movimiento se contemplaron las siguientes opciones: la figura 37 muestra un sistema biela manivela; la figura 38 muestra un mecanismo llamado seguidor de cavidad; la figura 39 muestra un cigüeñal utilizado en un mecanismo tipo biela manivela y por último un mecanismo leva corredera mostrado en la figura 40.

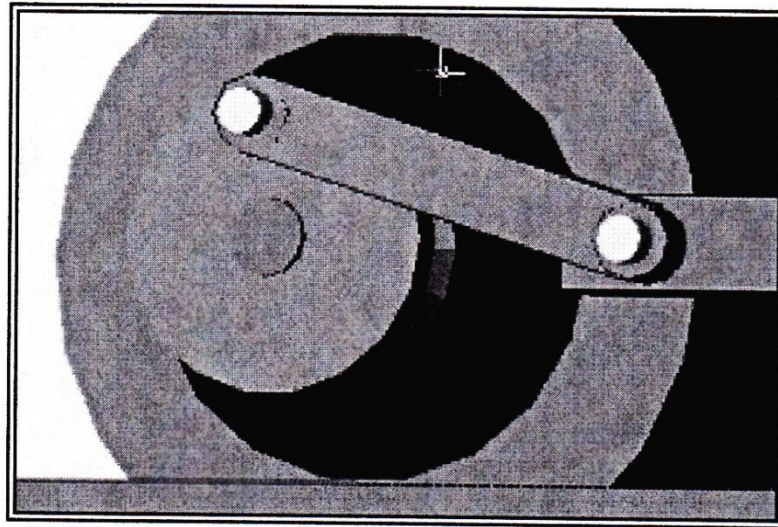


Figura 37. Mecanismo biela manivela.

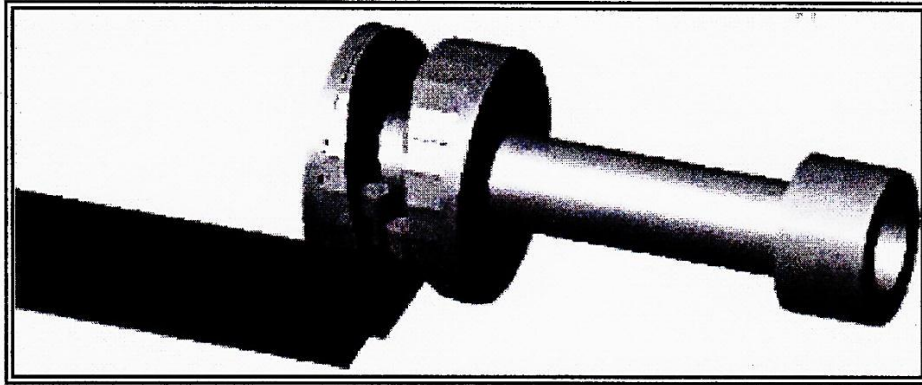


Figura 38. Mecanismo seguidor de cavidad.

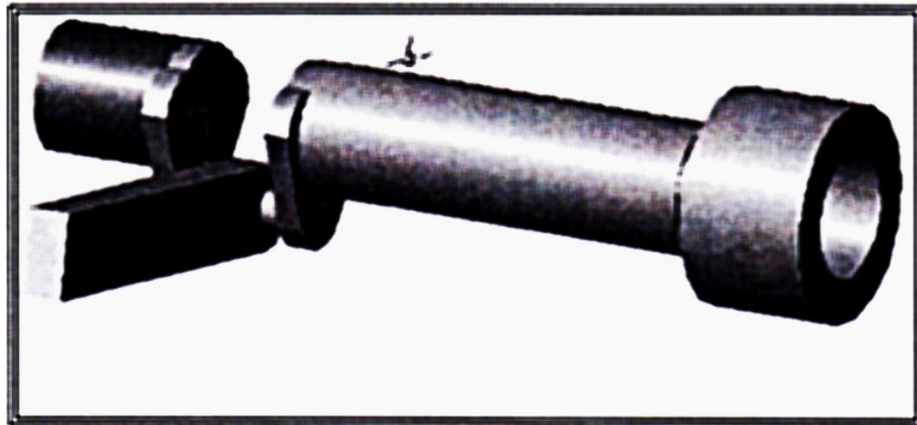


Figura 39. Mecanismo biela manivela (cigüeñal).

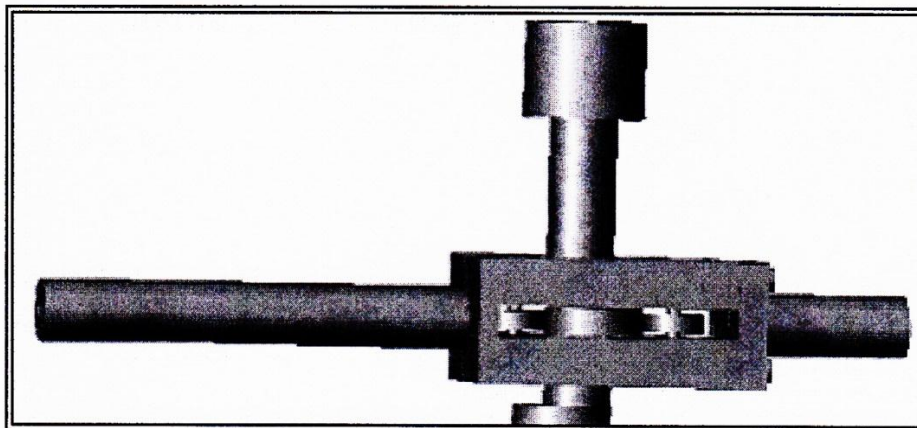


Figura 40. Mecanismo leva corredera.

Después de haber estudiado todos y cada uno de los mecanismos se llegó a las siguientes conclusiones:

Mecanismo Biela manivela: Es un mecanismo comúnmente utilizado muy sencillo pero se usa a velocidades de rotación bajas ya que puede ocasionar grandes fuerzas de vibración o desbalanceo a más de 2000 RPM.

Mecanismo seguidor de cavidad: Este mecanismo es relativamente sencillo pero tiene los inconvenientes de una difícil manufactura y de no ser muy seguro al trabajar a altas velocidades ya que el seguidor esta en contra palanca.

Mecanismo tipo biela manivela (cigüeñal): este mecanismo es utilizado a bajas y altas velocidades, pero tiene la desventaja de un alto costo de fabricación y un diseño complejo para balancearlo.

Mecanismo leva corredera: Este es el mecanismo que se seleccionó debido a que puede trabajar a baja y alta velocidad. Tiene fácil diseño para balanceo del árbol de levas, es de bajo costo y se puede apoyar de ambos lados. En la figura 41 se muestra el mecanismo ensamblado.

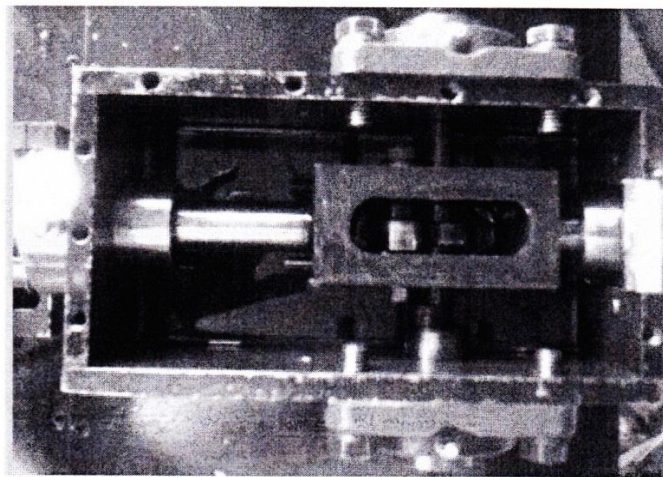


Figura 41. Mecanismo convertidor de movimiento circular a lineal.

El mecanismo consta de una flecha con dos levas excéntricas de diámetro mayor. La primera leva actuará en forma directa sobre un balero seguidor que esta sujeto al vástago móvil ó seguidor. La segunda leva no tiene trabajo mecánico y se integró para balancear el eje. La flecha de la leva esta apoyada en ambos extremos con chumaceras de alta velocidad. El incrementador de velocidad se acopla con la leva para proporcionarle el movimiento circular. El vástago esta apoyado en ambos extremos por baleros para movimiento lineal. Cuando la leva impulsa el vástago por medio del balero hacia la izquierda, un resorte (ver Figura 42) hace que dicho vástago se mueva hacia la derecha, cuando la saliente de la leva se mueve hacia la derecha. De esta manera el balero no se despegará de la leva ya que el resorte siempre ejerce una fuerza hacia la derecha. La velocidad de dicho vástago es importante para evitar el despegue. Si la fuerza de inercia del vástago fuera mayor que la fuerza del resorte, podría haber despegue de la leva como sucede en las válvulas de los motores de combustión interna a altas velocidades.

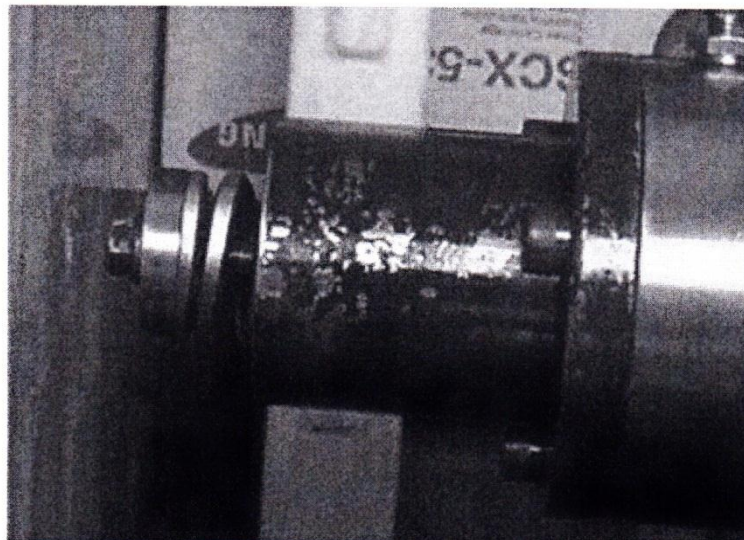


Figura 42. Mecanismo convertidor de movimiento circular a movimiento lineal mostrando vástago y resorte.

## 4.6 Selección del mecanismo de carga

Al principio se pensó en varios sistemas para ejercer la fuerza normal sobre la probeta. Entre estos se tenía en mente un sistema hidráulico, con el cual, por medio de un manómetro se podría calcular la fuerza de contacto entre las dos superficies de contacto. Se consideró también un sistema de resorte con una determinada constante elástica, para ejercer una determinada fuerza entre las superficies de contacto y por último un sistema, que por medio de palancas y pesas, se calibrara la fuerza entre las superficies de contacto.

Al analizar las tres alternativas anteriores se descartaron las dos primeras, es decir el sistema hidráulico y el sistema de resorte. Esto debido a que en el caso del pistón hidráulico, cuando la muestra se desgasta, el vástago del pistón se desplazaría una determinada distancia. Al desplazarse, la presión en el interior tendería a variar debido al incremento de volumen. Al variar la presión, la fuerza de contacto tendería a variar, ya que la fuerza es el producto de la presión por el área de contacto. Para el caso del resorte, al desgastarse la probeta, el resorte cambiaría la longitud comprimida, debido a esto, cambiaría la fuerza de contacto entre las superficies provocando discontinuidad en la fuerza aplicada en la muestra.

Debido a lo anterior, se decidió diseñar un mecanismo basado en carga muerta con la finalidad de que la carga siempre esté presente en una magnitud constante. Con esto se procedió a proponer algunos sistemas de carga, basados en carga muerta.

Primer sistema de carga propuesto.

El primer sistema de carga que se consideró era sumamente sencillo, pero después de analizarlo se pudo observar sus desventajas. La figura 43 muestra como se aplicaría la carga sobre el vástago móvil. La parte inferior donde se pondría la muestra a desgastar estaría fija y la parte de arriba tendría movimiento vertical para bajar conforme se desgastara la muestra.

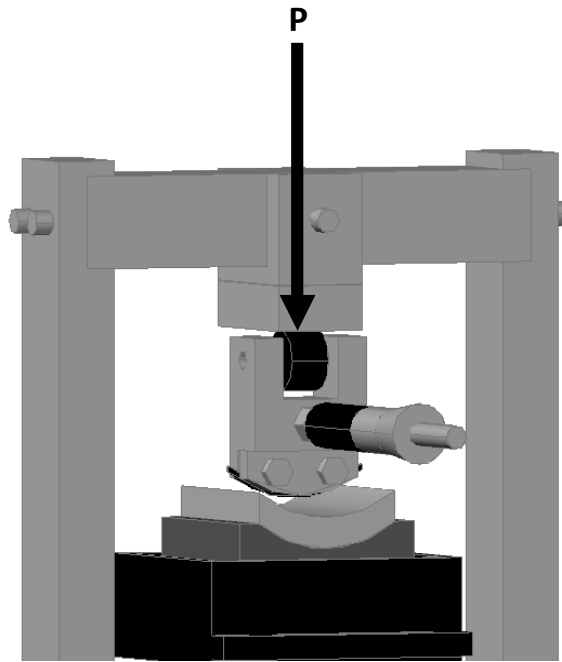


Figura 43. Esquema de la carga aplicada sobre la muestra.



Al realizar una simulación con varias configuraciones de probetas de desgaste, se pudo observar que el desgaste no sería uniforme en toda la periferia. La figura 44 muestra lo que pasaría con el vástago móvil cuando la muestra se desgasta. La flexión de dicho vástago tendría que llevarse a cabo para poder mantener el contacto de la muestra a desgastar (rodillo inferior) con el material desgastante (plano sujetado al carrito de movimiento recíprocante). Aparte de que el vástago tendería a flexionarse (lo cual no es deseable), se puede apreciar que al moverse el vástago con movimiento horizontal recíprocante, la carga aplicada sobre la muestra variaría conforme se desgastara dicha muestra e inclusive podría llegar al momento de perder contacto entre las superficies en contacto (cuando la flecha ya no pueda flexionarse más). Ahora bien, analizándolo dinámicamente se puede observar que debido a la inclinación del plano, la portería que aplica la carga al carrito tendería a subir y bajar, y el vástago tendería a enderezarse y flexionarse (estos movimientos no son deseables en una máquina tribológica). En la figura 45 se muestra el despegue de las superficies de contacto cuando el vástago se movió hacia la izquierda.

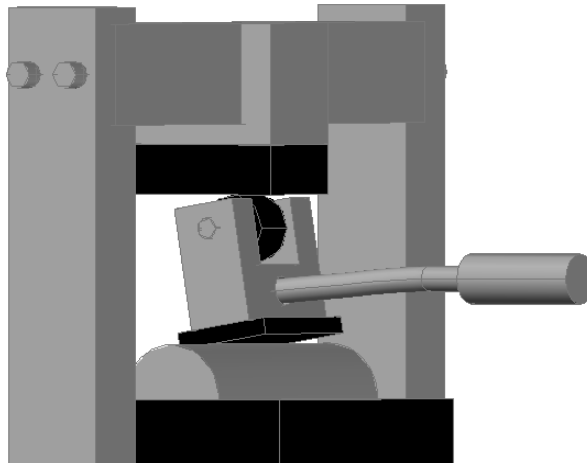


Figura 44. Vástago flexionado debido al desgaste y a la carga aplicándose de arriba hacia abajo.

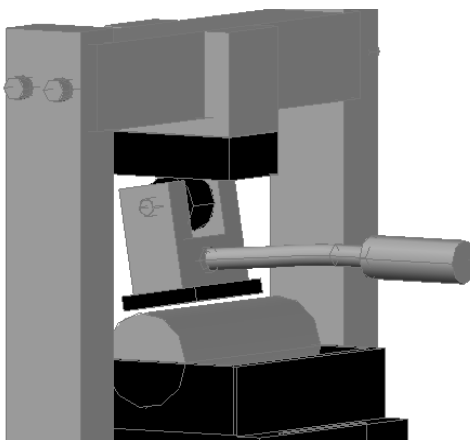


Figura 45. Vástago flexionado debido al desgaste y a la carga aplicándose de arriba hacia abajo.

Segundo sistema de carga propuesto y probado.

Este sistema es muy parecido al sistema anterior, en dicho sistema el vástago deberá tener movimiento lineal y reciprocante. La diferencia es que en dicho sistema se contempla hacer subir el porta muestra colocado debajo del carrito móvil, de manera que el carrito móvil recibiera una carga o fuerza tanto de la portería (de arriba hacia abajo) como del portamuestras (de abajo hacia arriba). Dicho mecanismo se aprecia en al figura 46.

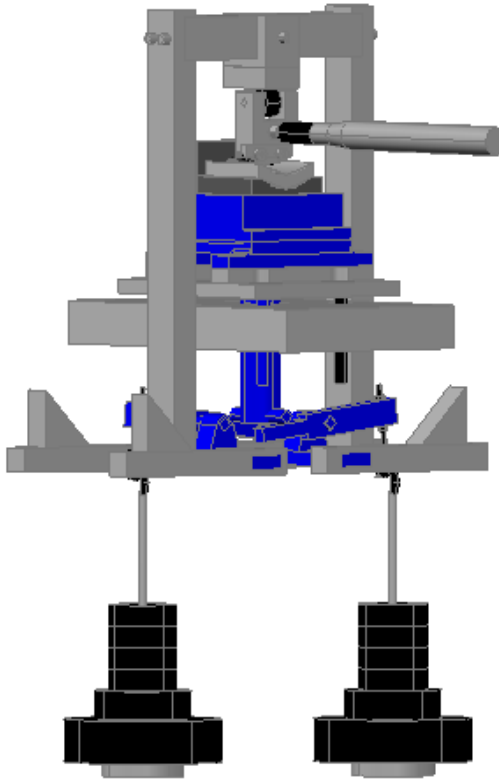


Figura 46. Muestra como la carga se aplicaría de arriba hacia abajo y de abajo hacia arriba.

Al probar dicho mecanismo se pudo observar que efectivamente la muestra sufría un desgaste, pero conforme el elemento desgastante avanzaba hacia abajo. Esto es, mientras más grande realizaba un surco de desgaste menos fuerza de contacto se realizaba entre la muestra y el balín desgastador. Al realizar un análisis de deflexiones del vástago se encontró que para lograr el desgaste, el vástago tendría que flexionarse hacia abajo para permitir que el elemento desgastante (que está sujeto a dicho vástago) penetrara más en la muestra. Este mecanismo se descartó debido a no proporcionar un movimiento de más de 0.5 mm de desplazamiento vertical del elemento desgastante al penetrar en la muestra y debido a que la fuerza de contacto no estaría determinada únicamente por las pesas colocadas en la portería ya que intervendría también la fuerza necesaria para flexionar el vástago y esta fuerza cambiaría constantemente mientras el balín o anillo penetra.

Tercer mecanismo de carga propuesto y probado.

En este mecanismo se buscó que el vástago no se flexionará por ningún motivo en la dirección vertical. Para lograr esto, se colocaron unos apoyos a la portería logrando que con dichos apoyos la portería, después de calibrarla a la distancia correcta no se moviera verticalmente. Entonces, al estar el balero del vástago en contacto con la superficie interior de la portería (fabricado de un material duro y de reemplazo), dicho vástago no tendría movimiento hacia arriba.

Por otro lado, se permitió al porta muestra seguir teniendo desplazamiento vertical hacia arriba y hacia abajo. Se colocaron las pesas y las palancas de manera que impulsaran todo el mecanismo flotante con el porta muestra hacia arriba con una fuerza controlada por las pesas. La fuerza ejercida por las pesas al mecanismo flotante es transmitida directamente del porta muestras al elemento desgastante. Al arrancar el motor eléctrico, el vástago comienza a moverse lineal y reciprocamente llevando al elemento desgastante a estar friccionando constantemente con la muestra a desgastar, la cual solo puede tener movimiento vertical hacia arriba, gracias a las pesas y a los baleros guía que no permiten movimiento horizontal. La figura 46 muestra dicho mecanismo.

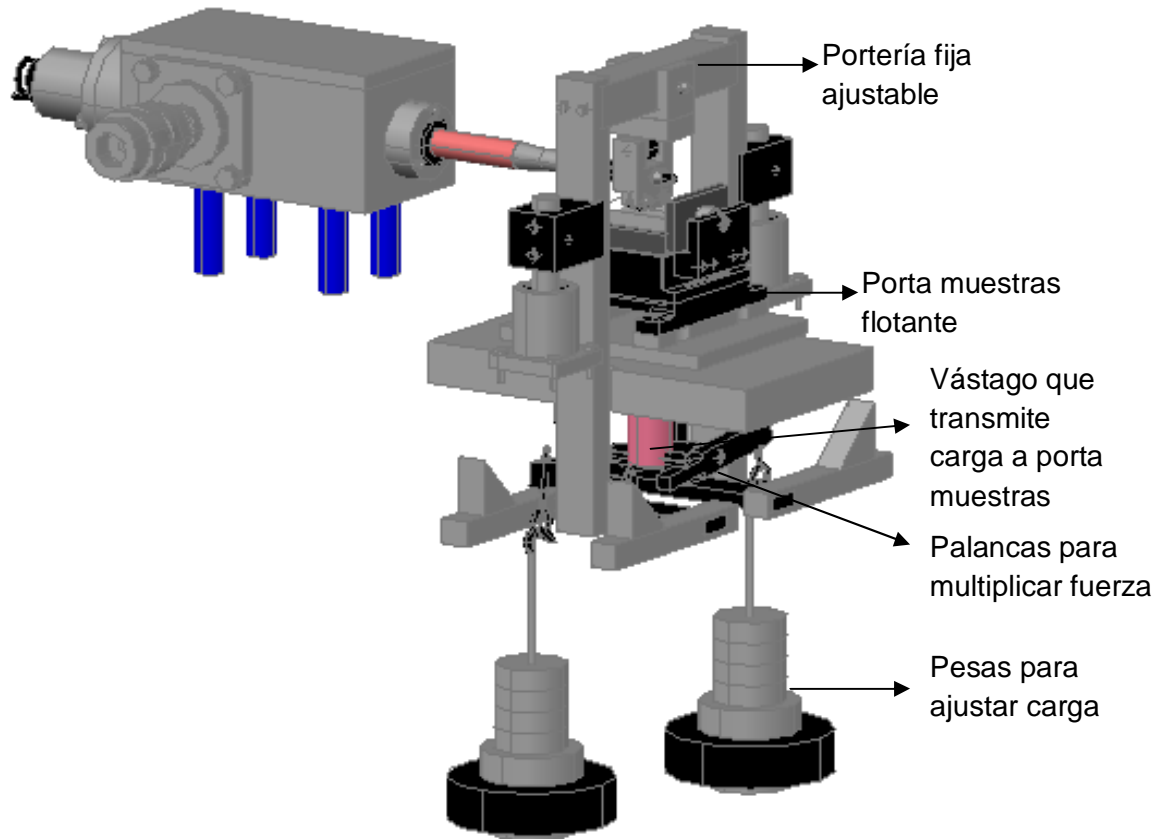


Figura 47. Muestra como se realizó el cambio para poder colocar la portería fija y que el porta muestra solo tuviera movimiento vertical.

## 4.7 Selección del tipo de probeta

Una máquina tribológica puede evaluar el desgaste de muchas configuraciones de superficies de contacto. En la figura 48 se muestra la gran mayoría de dichas configuraciones.

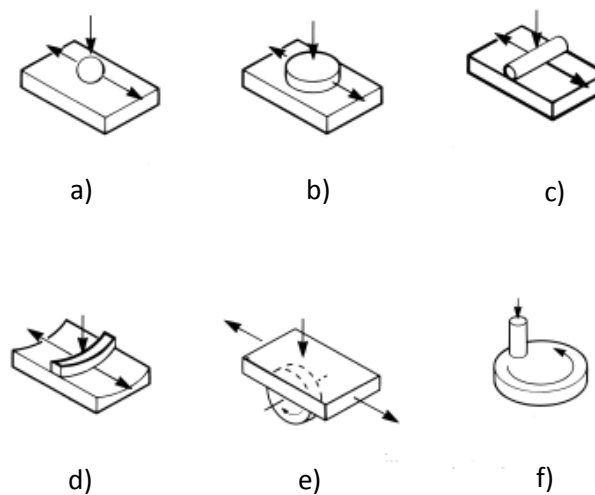


Figura 48. Muestra los diferentes tipos de configuraciones que se pueden evaluar mediante una máquina tribológica.

La figura 48 a), b), c), d) y e) muestran una configuración con un elemento más duro y resistente (dispositivo superior) que el dispositivo (inferior) el cual se desgastará bajo la prueba. Con este tipo de configuraciones el desgastador tiene que tener un movimiento lineal recíprocante y el desgastado debe estar fijo o como en el caso e) tener movimiento circular. Se debe tener una fuerza vertical aplicada, la cual se transmitirá directamente a las superficies en contacto.

La máquina tribológica deberá poder controlar dicha fuerza y si la máquina cuanta con los dispositivos necesarios podrá medir la fuerza vertical y la fuerza de fricción (fuerza horizontal), se logrará encontrar por medio de un software el coeficiente de fricción entre las superficies a través del tiempo de duración de la prueba.

La máquina tribológica que es objeto de estudio, diseño y construcción en este proyecto, puede realizar pruebas con cualquier de las configuraciones a), b), c) y d).

La configuración de la figura 48 f) muestra un pin o cilindro en contacto con un disco giratorio. A dicho pin se le aplica cierta carga y mediante equipos electrónicos se calcula la fuerza de reacción en el disco o en el porta pin para determinar el coeficiente de fricción.

La máquina tribológica objeto de este proyecto, no puede realizar pruebas con la configuración de la figura 48 f) ya que está diseñada para tener movimiento lineal recíprocante.

De todas las configuraciones antes vistas se ha determinado que las configuraciones a utilizar en el presente estudio será la configuración mostrada en la figura 48 d). Dicha configuración se ha seleccionado debido a que la máquina tribológica objeto de este proyecto ha sido conceptualizada para evaluar desgaste en camisas o liners de los motores de combustión interna.

#### 4.8 Ensamble general de los componentes del equipo

Se realizó el diseño de cada una de las piezas del equipo. Después de conceptualizar cada una de las piezas se modelaron en formato 3D en Autocad. Posteriormente se realizó el ensamble de todas las piezas como se muestra en las figuras 49, 50, 51 y 52. Con esta metodología de diseño, se pudieron realizar simulaciones moviendo algunas piezas críticas y verificando no tener interferencias. Las interferencias presentadas se corrigieron para dejar el modelo en 3D listo para fabricación.

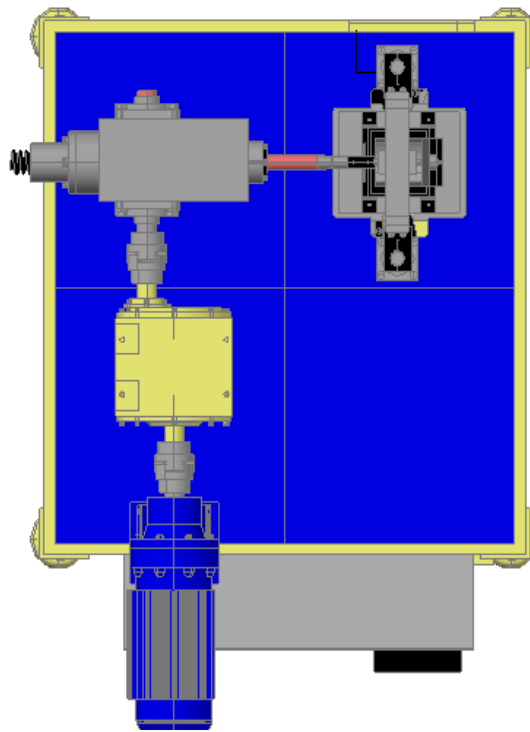


Figura 49. Muestra una vista superior de la maquina tribológica.



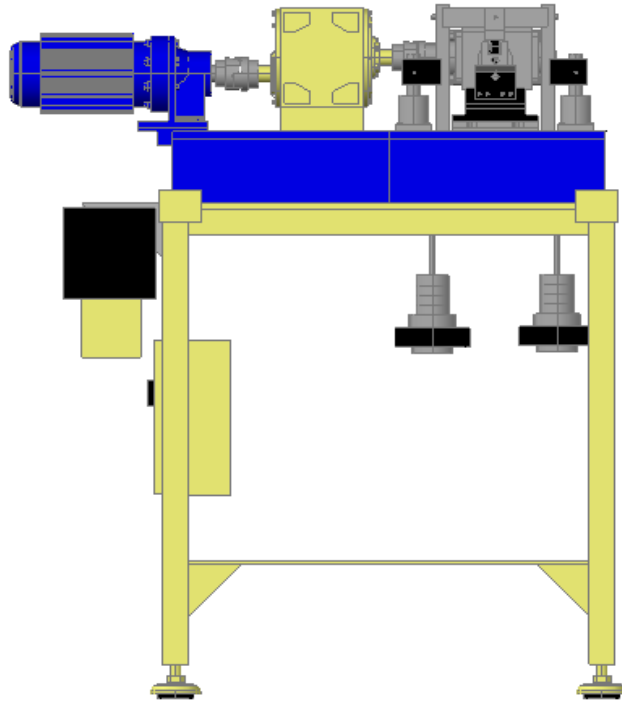


Figura 50. Muestra una elevación de la máquina tribológica.

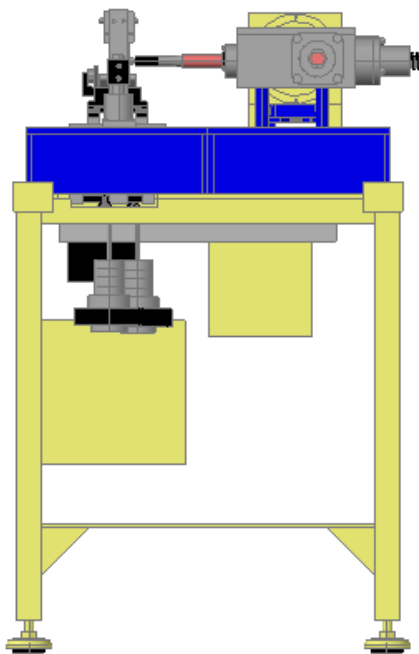


Figura 51. Muestra una vista frontal del equipo tribológico.

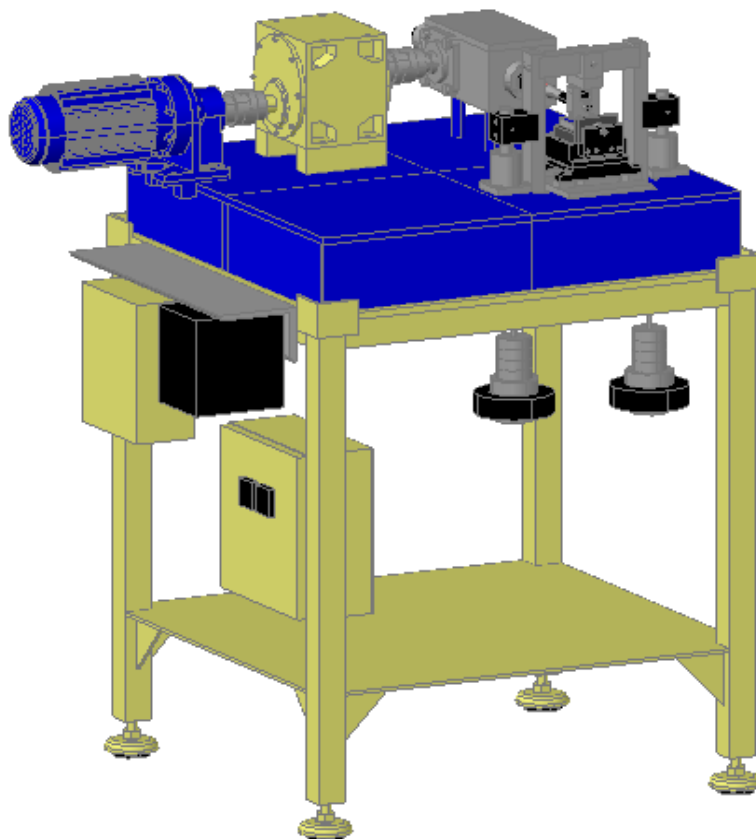


Figura 52. Muestra una vista en isométrico del equipo tribológico.

#### 4.9 Instrumentación del equipo tribológico

El equipo consta de dos celdas de carga, una celda tendrán la función de medir la fuerza tangencial que se genera cuando el elemento desgastante (para este caso anillo) se desliza sobre el elemento desgastado (en este caso segmento de camisa o linner), y la otra celda de carga se utilizará para medir la fuerza normal que esta siendo aplicada del anillo contra el segmento de camisa o linner.

Como el movimiento del elemento desgastante es un movimiento lineal y recíproco, la celda de carga para la fuerza tangencial en un instante de tiempo estará sometida a compresión, esto es cuando el vástago se mueve desde su punto muerto inferior hacia el punto muerto superior como se muestra en la figura 53, y en otro instante de tiempo estará sometida a tensión cuando el vástago se mueve desde su punto muerto superior hacia su punto muerto inferior como se muestra en la figura 54. La figura 55 muestra una imagen real de cómo quedó instalada la celda de carga en el equipo.

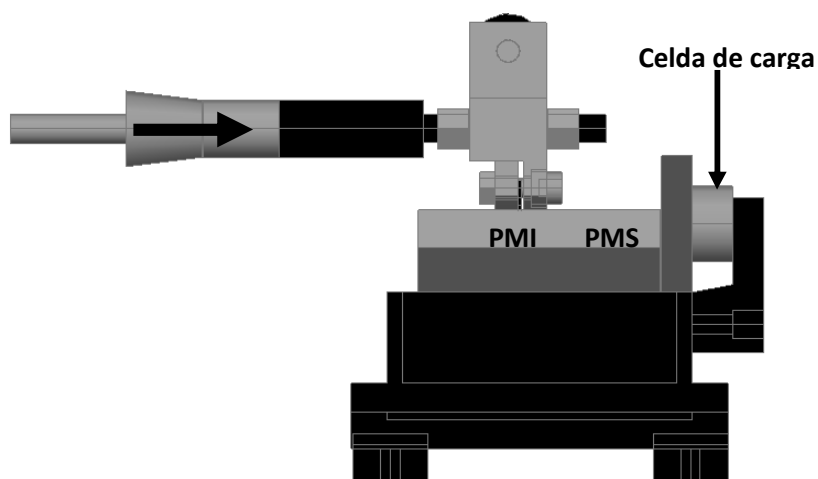


Figura 53. Muestra el porta anillo desplazándose desde su punto muerto inferior (PMI) hasta su punto muerto superior (PMS).

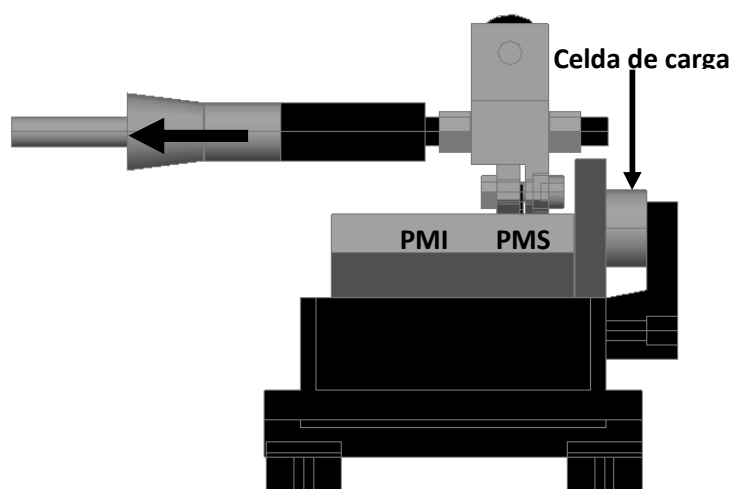


Figura 53 Muestra el porta anillo desplazándose desde su punto muerto inferior (PMI) hasta su punto muerto superior (PMS).

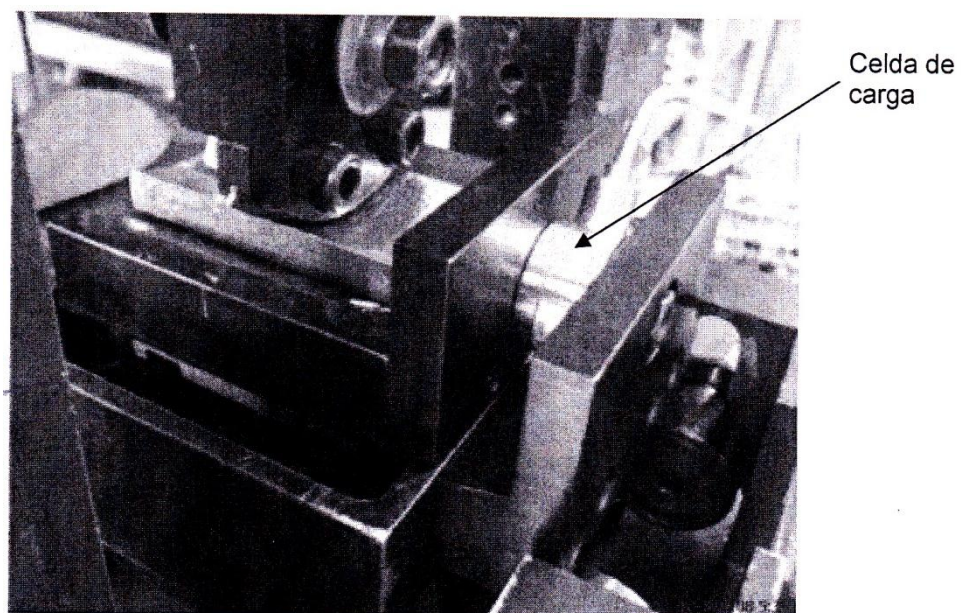


Figura 55. Configuración de instalación de celda de carga.

La celda de carga mencionada anteriormente requiere de una fuente de poder y un receptor de señal. La señal enviada por la celda cuando ésta se comprime o se tensiona. En dicha fuente de poder se puede seleccionar el tipo de unidades que se desean tener en la prueba. En la figura 56 se muestran dos fuentes de poder con receptor de señal integrado. Una funcionaría para la celda de carga de movimiento horizontal y la otra para la celda de carga que mediría la fuerza normal.

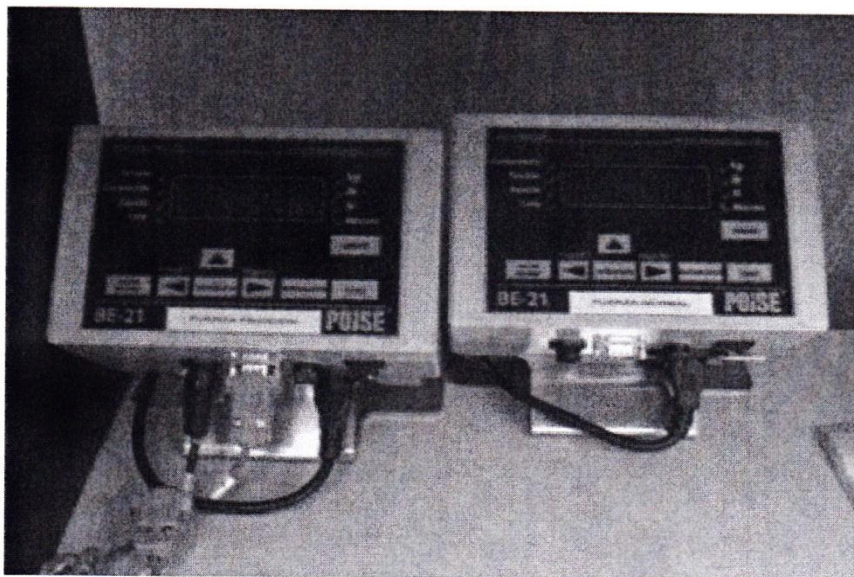


Figura 56. Fuentes de poder para celdas de carga.

Las fuentes de poder con recepción de señal se conectan a una computadora, la cual toma los datos y por medio de un Software diseñado exclusivamente para este equipo, convertir la señal negativa de compresión a positiva y dejar la señal positiva de la señal. El software entrega una fuerza promedio, una fuerza RMS y una fuerza máxima. Con la fuerza de fricción RMS y con el dato de fuerza normal que se le configuró, se calcula el coeficiente de fricción dinámico ó coeficiente de fricción RMS. La figura 57 muestra una pantalla del software diseñado y muestra datos de una de las pruebas realizadas.

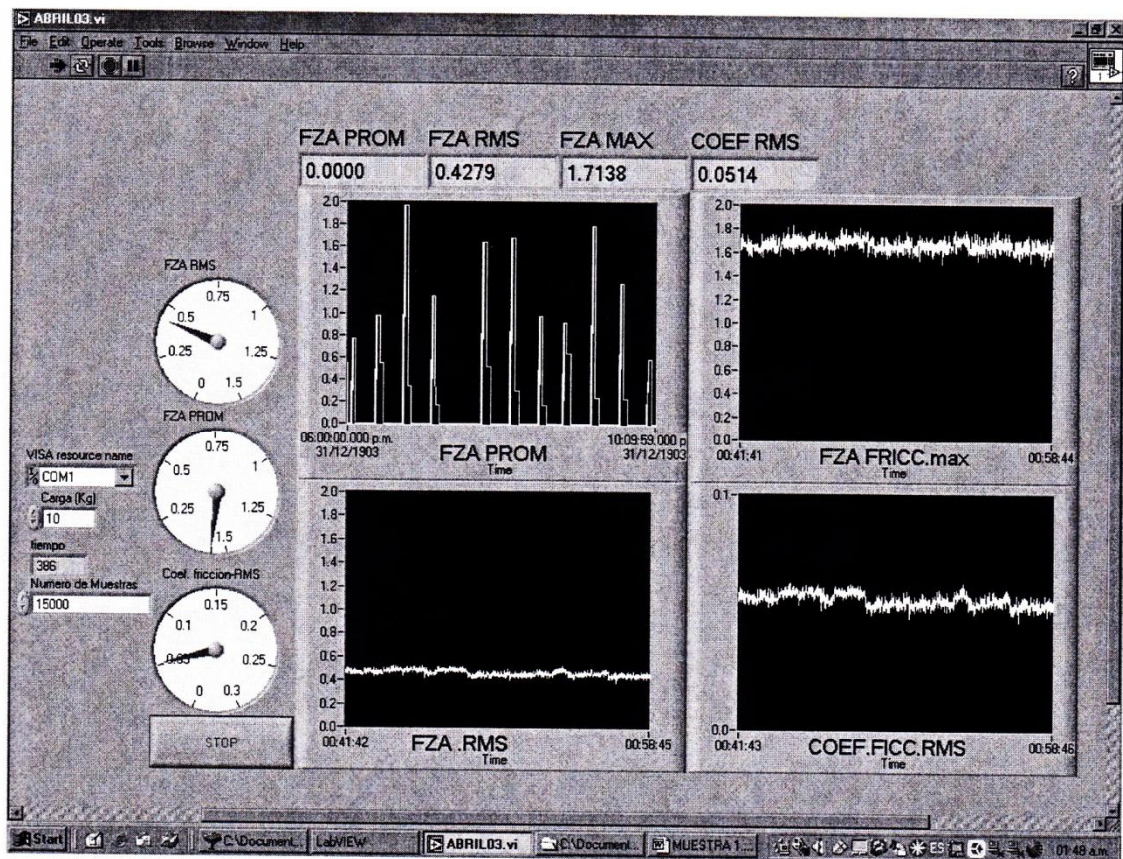


Figura 57. Pantalla de software diseñado para el equipo tribológico.

El software graba todos los datos en un archivo de extensión .txt, los cuales se pueden llevar a Excel para ser procesados y analizados. Posteriormente se retroalimentan los gráficos del comportamiento de la prueba de desgaste.

### Determinación de carga normal aplicada.

Para determinar la carga normal aplicada se desinstala la celda de carga tangencial y se instala entre la muestra a desgastar y el tornillo del vástago que mueve el porta anillo desgastante. Se verifica que la celda de carga quede correctamente posicionada dentro del mecanismo como se muestra en la figura 58. El porta camisa tendrá una fuerza aplicada y la portería tendrá una fuerza de reacción debido a que esta fija. La celda medirá el valor de dichas fuerzas. Antes de colocar la celda se enciende la fuente de poder y se calibrará a cero como se muestra en la figura 59. Después de esta calibración se coloca la celda para poder visualizar el valor de carga que se esta teniendo con una determinada cantidad de pesas colocadas en el mecanismo de carga mostrado en a figura 60.

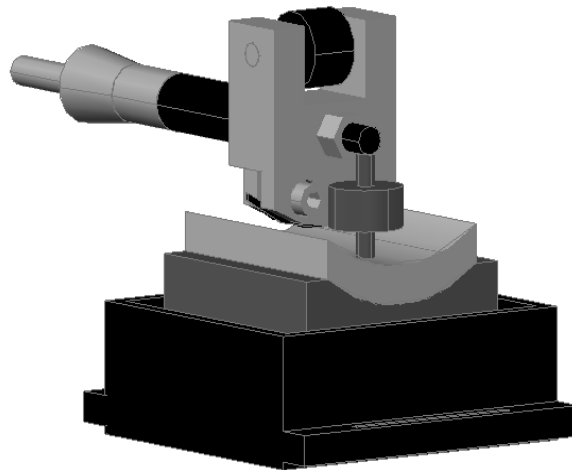


Figura 58 Configuración para medir la fuerza normal en el equipo.

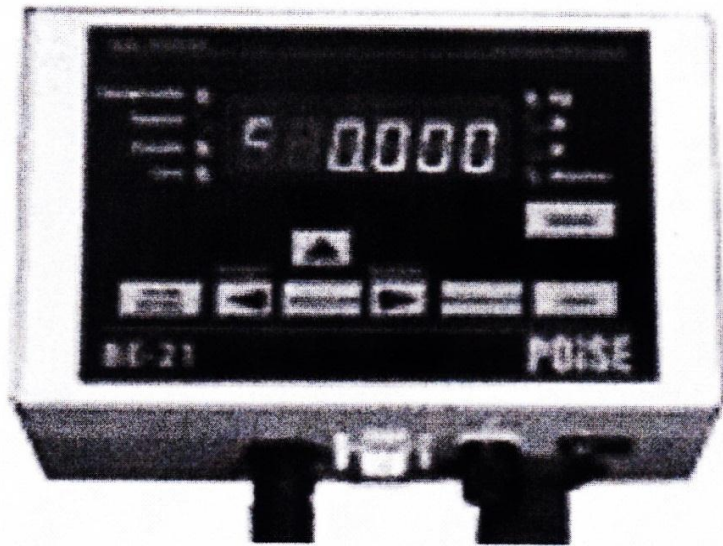


Figura 59. Fuente de poder con receptor de señal en cero.

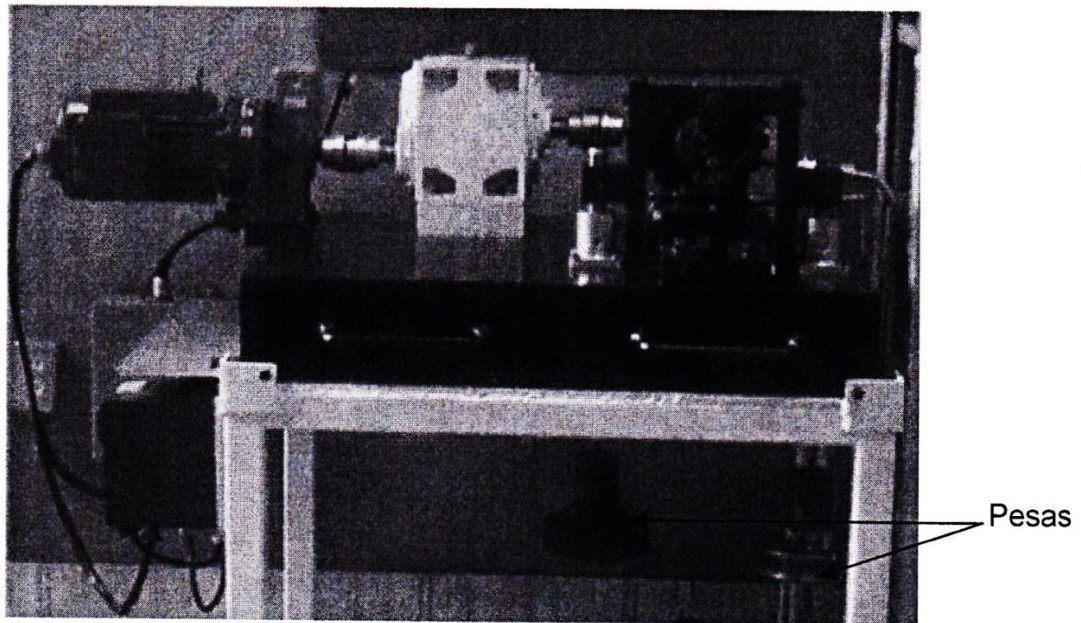


Figura 60. Pesas colocadas para general la carga normal necesaria.



#### 4.10.- Capacidad del equipo

Capacidad en velocidad.

El moto reductor del equipo entrega como máximo 350 RPM. El incrementador de velocidad podrá incrementar las RPM en 11 veces, con lo cual, se tiene una salida de hasta 3850 RPM. La transmisión que transforma el movimiento rotatorio en movimiento lineal recíprocante convierte 1 revolución en un ciclo de desplazamiento. Esto es a 3850 RPM, se tienen 64.16 Hz de frecuencia. La figura 61 muestra la velocidad en cada componente del equipo a plena carga.

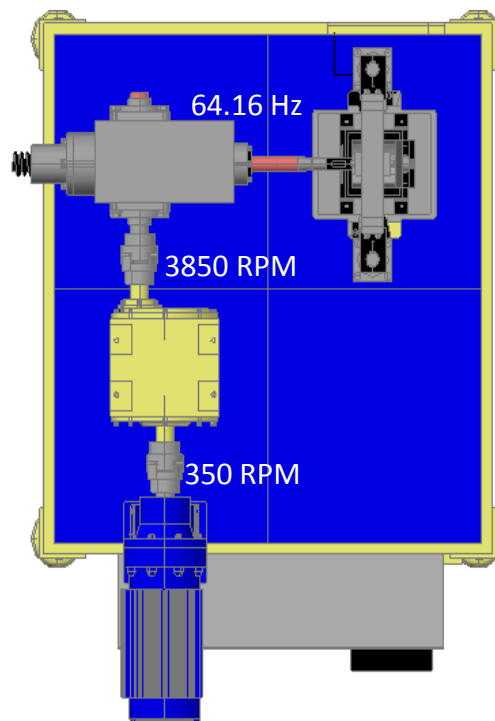


Figura 61 Esquema de velocidades del equipo tribológico.

### Capacidad en carga vertical.

El sistema de carga del equipo tribológico consta de un sistema de palancas mostrado en la figura 62. En dicho sistema, el brazo de palanca desde el eje de giro de dicha palanca hasta el pivote del vástago central que mueve la superficie flotante es de 49.5mm (1.95 pulgadas), y desde el eje de giro de dicha flecha hasta el punto donde están colgadas las pesas es de 64 mm (2.52 pulgadas). Con este arreglo de palanca, la fuerza vertical ejercida por las pesas colgantes se incrementa un 29.23%, por cada palanca. Como se tienen dos palancas con dos cargas colgantes el porcentaje total será de 58.460%. Con esto, si colocáramos dos juegos de pesas de 10 kg cada uno, se tiene una fuerza de contacto de 31.69 kg<sub>f</sub> o 310.9 N.

Aunque las palancas, los tornillos y los pernos pueden soportar más de 400 kg<sub>f</sub>, en las pesas colgantes se consideran como máximo 50 kg<sub>f</sub> por cada una de las pesas. Tomando esto como base se estima que la fuerza máxima de contacto entre las superficies podría llegar a ser de 158.46 kg<sub>f</sub> ó 1550 N.

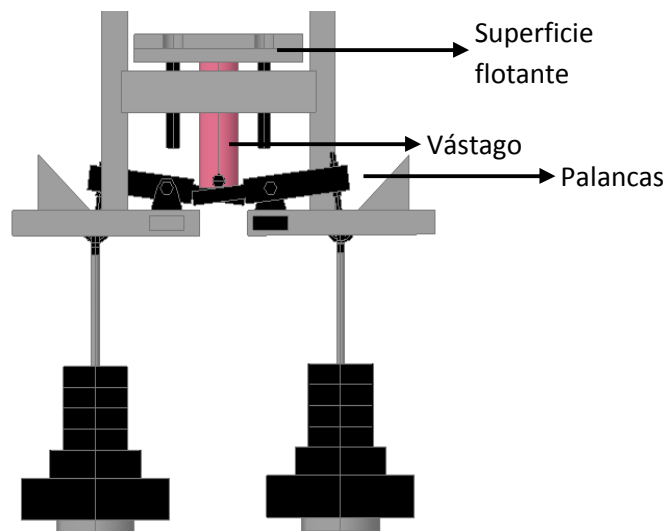


Figura 62. Mecanismo de palancas de sistema de carga.

Cabe mencionar que para medir la fuerza de contacto con una celda de carga como se mostró en la figura 58 se deberá corroborar que dicha celda de carga tenga la capacidad para medir la fuerza estimada con las pesas seleccionadas.

Capacidad en carga tangencial.

La celda de carga que se muestra en la figura 55 es una celda que trabaja bajo el principio del puente de Wheatstone el cual en base a pequeñas deformaciones presenta pequeños cambios en el voltaje o amperaje. Dichos cambios pueden ser analizados por medio de un amplificador, el cual manda la señal para registrar los cambios en la fuerza. La celda de marca Interfase modelo WMC50 tiene una capacidad de medir fuerzas de hasta 45.5 kgr. La celda tiene la capacidad de poder registrar fuerzas de tensión o compresión. La figura 63 muestra una celda como la seleccionada. La figura 64 muestra las dimensiones de dicha celda.

Con la finalidad de que la celda de carga registre una fuerza tangencial, el porta camisa debe estar montado sobre un balero lineal y dicho balero lineal sobre un riel. La finalidad de dicho balero es que el porta muestra tenga un movimiento libre paralelo al sentido de movimiento del anillo, de tal manera que la celda se opone a este movimiento y registra la fuerza tangencial debida a la acción de la fricción del anillo deslizándose sobre el segmento de camisa.



Figura 63. Celda de carga marca Interfase modelo WMC50 [34].

<b>DIMENSIONS</b>						
See Drawing	CAPACITY (lbf)					
	5, 10		25, 50, 100		250, 500	
	inch	mm	inch	mm	inch	mm
(1)	0.45	11.4	0.52	13.21	0.52	13.21
(2)	0.06	1.5	0.03	0.8	0.03	0.80
(3)	0.75	19.1	1.00	25.4	1.00	25.4
(4)	0.25	6.4	0.25	6.4	0.38	9.7
(5)	6-32 UNC		10-32 UNF		1/4-28 UNF	
(6)	0.50	12.7	0.50	12.7	0.50	12.7
(7)	0.39	9.9	0.39	6.4	0.39	6.4
(8)	1.01	25.6	1.05	26.7	1.31	33.3
(9)	label		label		label	

Deflection @ RO - inch						
5	10	25	50	100	250	500
0.0012	0.0010	0.0014	0.0010	0.0007	0.0026	0.0025

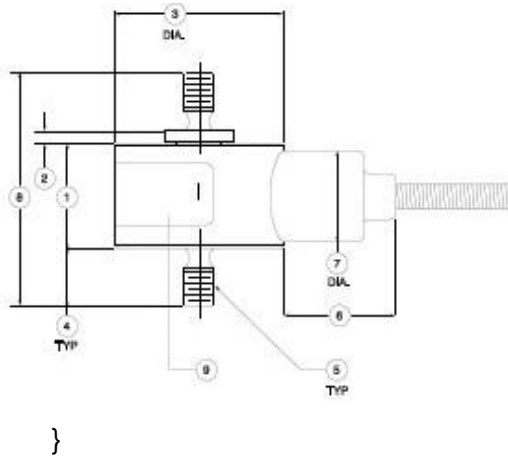


Figura 64. Dimensiones de celda de carga seleccionada WMC50 [34].

Capacidad de muestras de camisa a desgastar.

El porta muestras diseñado para colocar un segmento de camisa ó liner tiene las dimensiones observadas en la figura 65 a) y b). En caso de utilizar otro tipo de camisa, en la que el diámetro externo de la camisa sea mucho mayor a 100mm (3.94 pulgadas) se tendrá que reemplazar solamente la base del segmento de camisa. Dicha base esta atornillada sobre un balero lineal con riel.

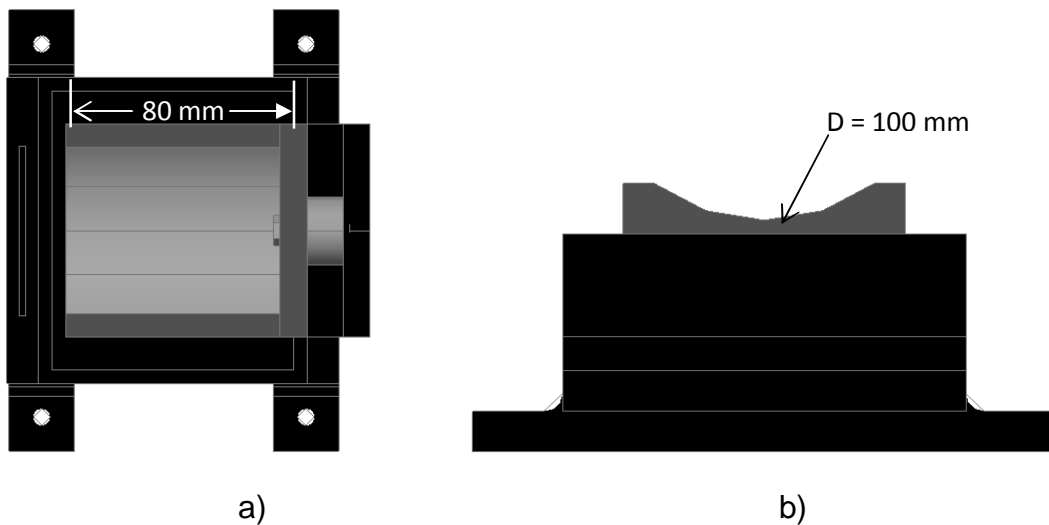


Figura 65. a) Vista superior de porta muestra, b) vista frontal

Capacidad de anillos desgastadores a probar.

El porta anillo diseñado tiene las dimensiones que se muestran en la figura 66. El diámetro del anillo a colocar en este sistema de sujeción es 94 mm (3.7 pulgadas). En este porta anillo se pueden montar anillos con diámetros desde 88.9 mm (3.5 pulgadas) hasta de 101.6 mm (4 pulgadas), el ajuste de cerrarlo o abrirlo para lograr una superficie conformante con la camisa se realizará externamente. Se recomienda cortar un segmento de anillo de 61mm (2.4 pulgadas) de longitud de cuerda como se muestra en la figura 66.

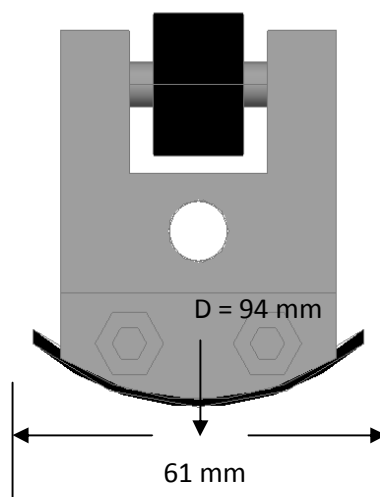


Figura 66. Porta anillo con sus medidas principales

Capacidad en cuanto a la carrera de deslizamiento.

La leva diseñada para las pruebas puede realizar un desplazamiento total de 10 mm. En la figura 67 se muestra una leva diseñada para este desplazamiento.

Cabe mencionar que se propuso este diseño con la finalidad de cubrir los requerimientos de normas internacionales y poder realizar comparaciones con la mayoría de los artículos científicos publicados hasta ahora. En caso de requerir otros desplazamientos, se tendrá que diseñar una leva para cada

magnitud de desplazamiento, proyectando la excentricidad de la leva. La leva fue diseñada como círculo perfecto excéntrico para lograr un movimiento lineal de forma sinusoidal.

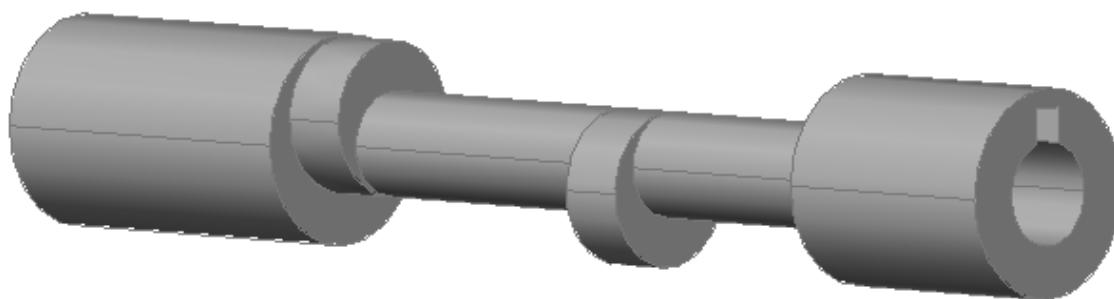


Figura 67. Leva diseñada para lograr un desplazamiento de 10 mm.

## 5.- Experimentación

### 5.1 Manufactura

Después de haber realizado todos los diseños a detalle, se imprimieron los dibujos de ingeniería para la manufactura de los diferentes elementos y de su ensamble en el sistema completo.

En todos los dibujos de detalle se incluyeron las dimensiones y tolerancias específicas de cada elemento. Así mismo, el material con sus características importantes como son la dureza y el acabado a emplear en la construcción.

Las piezas se mandaron a maquinar a un taller aprobado y se mantuvo constante comunicación y retroalimentación con los ingenieros de manufactura en cuanto a dimensiones, tolerancias, materiales y acabados de cada elemento.

Algunos elementos se mandaron a tratar térmicamente para endurecer la superficie; y así prolongar su vida útil. Algunos de los elementos comerciales como baleros, estarán sujetos a desgaste y se tendrá que monitorearlos constantemente.

Todos los elementos maquinados o adquiridos fueron inspeccionados y aprobados por el autor de esta tesis, antes de ser instalados.

### 5.2 Ensamble

Una vez que todas las piezas, componentes y estructura fueron maquinados, inspeccionados y aprobados, se procedió al ensamble, siguiendo los dibujos de los sub-sistemas.

Cada sub-sistema fue inspeccionado en cuanto a sus funciones, con el fin de validar su operación antes del ensamble final.

Al validar el buen funcionamiento de los sub-sistemas se procedió a realizar el ensamble general, evitando unir piezas por medio de soldadura para evitar que las piezas sufrieran daños o deformaciones. Mientras se realizó el ensamble general, se validó que no se tuvieran interferencias entre los diferentes subsistemas. El resultado fue satisfactorio ya que no se presentó ninguna interferencia durante el ensamble, con lo cual se pudo constatar que la metodología de diseño empleada fue la correcta.

La metodología utilizada se basó en realizar todas las piezas en modelos 3D computacionales, ensamblar los sub-sistemas, hacer simulaciones de cada sub-sistema para visualizar el movimiento de los elementos, después de esto se ensamblaron todos los sub-sistemas al cuerpo estructural y se realizaron simulaciones de todo el ensamble general para visualizar que los elementos diseñados realizaran la función proyectada y no tuvieran interferencias entre ellos. Este procedimiento fue realizado completamente en computadora y permitió tener una mayor confianza para armar el equipo tribológico final sin necesidad de hacer un prototipo para validar el funcionamiento de los subsistemas y ensamble general. Teniendo así un ahorro en tiempo de fabricación y costos.

### 5.3 Puesta en marcha y etapa de exploración

Después del ensamble final del equipo, éste se probó en vacío y sin energizar el motor, con la finalidad de observar que no se tuvieran interferencias mecánicas y que el reductor acoplado al mecanismo que transforma el movimiento circular en lineal recíprocante funcionara correctamente. Se validó que el desplazamiento que generó la leva fuera de 10 mm como se esperaba. Se validó también que el mecanismo de carga aplicara una fuerza constante



sobre la probeta a desgastar. Se procedió a engrasar los baleros lineales que guían el vástago de movimiento lineal recíprocante.

Se probó que el motor funcionara correctamente y que el variador de velocidad respondiera al programar diferentes frecuencias de funcionamiento.

Se probó que el sistema de alineación de la muestra funcionara correctamente, ya que es de suma importancia obtener un contacto mecánico conformante entre el elemento desgastante (balín, anillo o pin) y el elemento a desgastar (segmento de camisa o metal plano). El porta muestras que alojara el material a desgastar fue diseñado para ser ajustado al inicio de la prueba y para ser fijado y que se mantenga en la misma posición durante toda la prueba. Para realizar el ajuste durante una prueba con un segmento de anillo y segmento de camisa, se aflojaron los tornillos para dejar el porta muestras libre y al subir el portamuestras flotante y hacer contacto entre la camisa y el anillo este se pudo ajustar cuidando de dejar el mismo claro de luz que pasa entre el anillo y la camisa en ambos extremos del anillo, se realizó la comprobación de desgaste uniforme aplicando una tinta llamada azul de Prusia utilizada en maquinados de elementos, con esto se observa si el desgaste es uniforme o si está sesgado hacia un lado y se requiere una nueva alineación.

Se probó también el sistema de calentamiento de la muestra, este consta básicamente de resistencias tipo cartucho colocadas dentro del portamuestras. Por medio de corriente eléctrica y con controladores, se ajusta a la temperatura que se requiera calentar la muestra. Al tener caliente la muestra se calienta el aceite que se proporciona para lubricar las superficies de la probeta a desgastar y el segmento de anillo.

## 6.- Resultados y Discusión

### 6.1 Pruebas exploratorias sin lubricante

Se procedió a arrancar el equipo utilizando un balín como desgastador y un segmento de metal plano. Se instalaron las pesas adecuadas para generar una fuerza de 150N. Se programó una frecuencia de 30Hz para observar el funcionamiento del vástago y verificar que las pesas transmitieran la fuerza requerida sobre la probeta. Después de varios arranques y paros se procedió a provocar el desgaste de un segmento de aleación de aluminio A319. La figura 68 muestra una probeta desgastada por el balín después de una prueba con duración de 1 hora en la cual se trabajo sin lubricación.

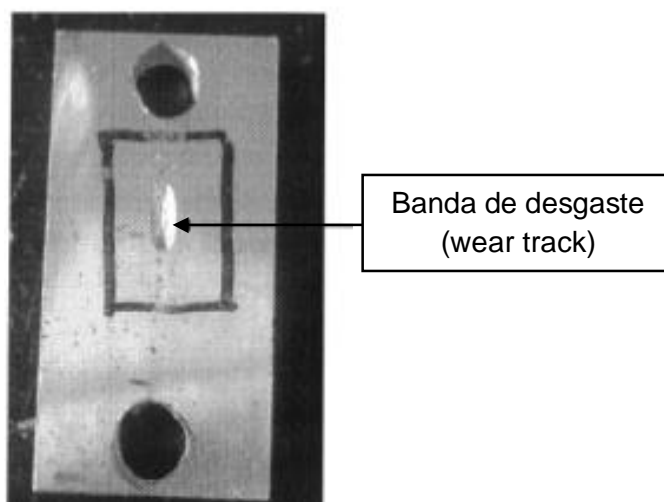


Figura 68. Muestra de aluminio desgastada en etapa de exploración del equipo tribológico.

Después de estas primeras pruebas se diseñó un porta muestras para poder probar segmentos más pequeños de aluminio y desgastarlos ya sea con balín o con un segmento de anillo. La figura 69 muestra el porta muestras ensamblado en la maquina y probándose con un balín de 6 mm de diámetro, ya en esta prueba se incorpora la posibilidad de usar aceite lubricante.



Figura 69. Porta muestra diseñado para colocar segmentos de metal plano.

El siguiente paso fue colocar en lugar de un balín como elemento desgastador un segmento de anillo, estas pruebas fueron realizadas en seco y variando la fuerza a 200 N y la frecuencia a 40Hz. En la figura 70 se muestran algunas probetas desgastadas en esta etapa de exploración.

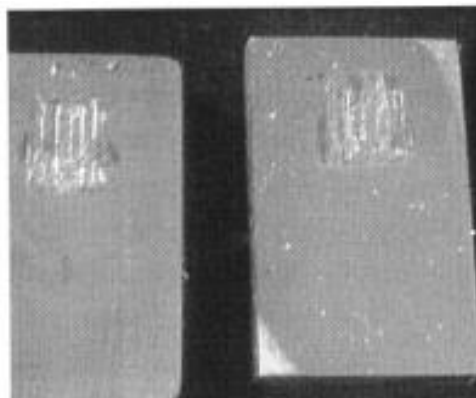


Figura 70. Muestra de aluminio desgastadas por un anillo movido por el vástago.

## 6.2 Medidas correctivas

Después de las pruebas anteriores se pudieron detectar los siguientes comportamientos no deseados en el equipo:

6.2.1.- Movimiento horizontal y paralelo al movimiento del vástago en el porta muestra flotante.

La figura 71 indica como se presentó el movimiento del porta muestra durante la operación.

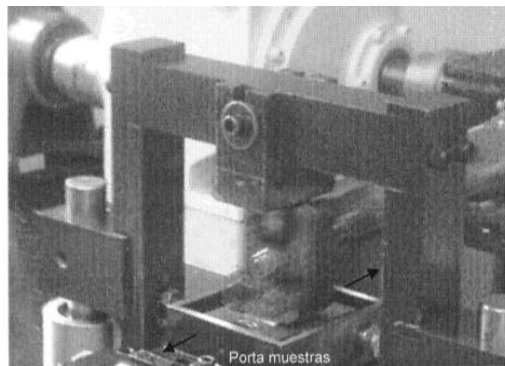


Figura 71. Movimiento del porta muestras estando trabajando el vástago a frecuencias altas (50 Hz).

Al analizar el origen del movimiento del porta muestras se propusieron las siguientes causas-efectos del problema.

Debido a que el sistema de guías del porta muestras flotante esta basado en 4 baleros lineales que están colocados en la parte inferior de la mesa y debido a que estos baleros lineales permiten algo de movimiento y al estar colocados muy abajo, esto provoca que en la parte superior se presentan desplazamientos horizontales de hasta 2 mm aunque cerca de los baleros se presentan

movimientos tan pequeños del orden de 0.3 mm. La figura 72 muestra la ubicación de dichos baleros.

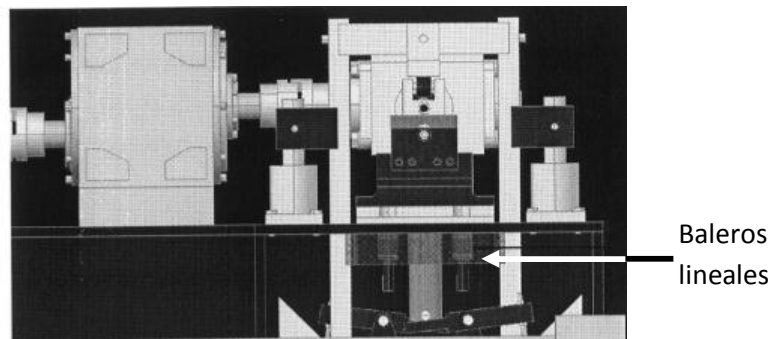


Figura 72. Esquema de ubicación de baleros lineales de mecanismo de carga del porta muestras.

Para contrarrestar este movimiento se diseñaron 4 bases con baleros seguidores los cuales tendrían la función de detener el movimiento pero permitiendo desplazarse verticalmente el porta muestras debido al desgaste, se colocaron dos en el frente y dos en la parte trasera. En la figura 73 se muestran las bases con sus baleros.

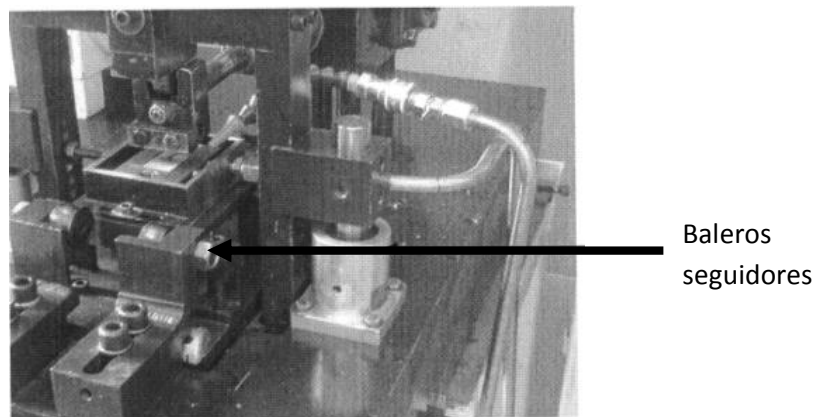


Figura 73. Base con baleros seguidores colocados para contrarrestar el movimiento del porta muestra flotante.

### 6.3 Golpeteo en transmisión que transforma el movimiento circular en lineal

Durante la etapa de exploración se escuchó un golpeteo proveniente de la caja de transmisión en la cual el movimiento circular es transformado a movimiento lineal recíprocante. Después de desarmar la tapa superior y poner a trabajar la máquina a 50Hz se pudo observar que la leva se separaba del balero seguidor provocando un golpeteo.

Al analizar la fuente del golpeteo se observó que el vástago, el cual es movido directamente por el balero seguidor, al ir con una velocidad máxima en su carrera desde su punto muerto inferior hasta su punto muerto superior, siendo movido por el contacto de la leva con el balero seguidor. Al llegar a su punto muerto superior, el vástago tiene que desacelerar y llegar a velocidad cero para comenzar su carrera desde su punto muerto superior hasta su punto muerto inferior. Lo anterior con la fuerza de un resorte comprimido. Se concluyó que las fuerzas inerciales del vástago en movimiento a alta velocidad son mayores que las fuerzas compresivas generadas por el resorte, con lo que se optó por hacer un cambio de resorte con una constante mayor y con longitud mayor para poder comprimirlo más y lograr más fuerza compresiva. La figura 74 muestra la leva en contacto con el balero seguidor y la figura 75 muestra el resorte utilizado para eliminar el golpeteo.

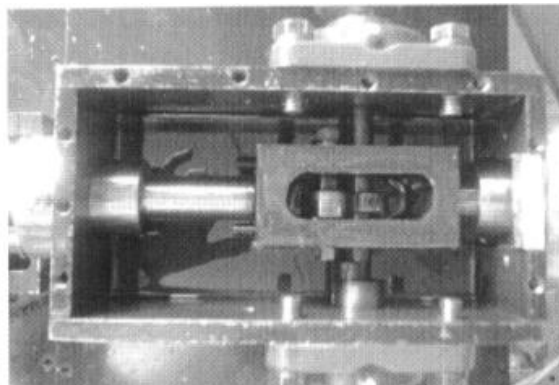


Figura 74. Leva en contacto con balero seguidor.

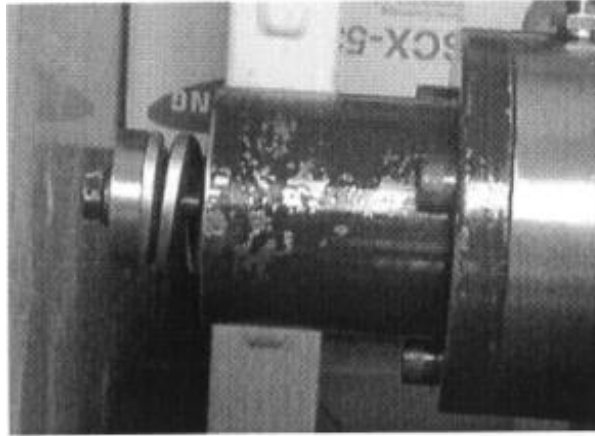


Figura 75. Resorte de vástago con ajuste en distancia de compresión del vástago.

Cabe mencionar que después de algunas pruebas a las velocidades más altas que la máquina puede desarrollar, se presentó fractura de la leva. Para prevenir futuros daños se diseñó una leva con el diámetro central de 19.05 mm en lugar de la anterior de 15.87 mm. Se instaló también lubricación a la leva y seguidor para incrementar el tiempo de vida por desgaste.

#### 6.4 Revisión del equipo y ajustes previos al arranque de una prueba

Antes del arranque de una prueba de desgaste se deben revisar algunos puntos importantes del equipo para garantizar que está en condiciones de realizar una prueba de larga duración (24 horas).

1.- Revisar que los opresores de los coples estén bien apretados y que las crucetas de polímero no tengan un desgaste excesivo.

2.- Revisar que el vástago se mueva libremente, esto se hace girando el cople de la salida del reductor y verificando que el resorte regrese el vástago rápidamente sin atorones. Revisar en el vástago que el balero seguidor este colocado correctamente y gire libremente. Revisar en la parte final del vástago

que el resorte este comprimido y tenga apretado el tornillo presionador del resorte.

3.- Revisar que la bomba que suministra aceite a la transmisión de movimiento funcione correctamente y que el depósito tenga suficiente aceite.

4. Revisar que el segmento de camisa este correctamente alineado con el anillo montado en el clamp porta anillo, se puede aplicar azul de Prusia al segmento de camisa para verificar el desgaste uniforme en el segmento de arco de la camisa.

5.- Revisar que el porta muestras flotante se mueva libremente hacia arriba y abajo si no es así se deberán ajustar las bases con baleros seguidores.

6. Revisar que el dispositivo que suministrará aceite a las probetas durante la prueba funcione correctamente.

7.- Revisar que se tengan las pesas adecuadas para la fuerza con la que se realizará la prueba.

8.- Revisar que el inversor de frecuencia tenga programada la velocidad con la que se realizará la prueba.

9.- Revisar que al no estar en contacto el elemento desgastador con la probeta a desgastar el indicador de fuerza tangencial marque ceros.

10.- Revisar que el software tenga todos los parámetros correctos para la prueba.

11.- Verificar que el cable del termopar este bien colocado para que registre una temperatura confiable en el porta muestras, cuando se requiera.



## 6.5 Comportamiento en pruebas de desgaste

Después de realizar las pruebas de exploración se realizaron pruebas con diferentes tipos de aceite. Lo anterior con la finalidad de conocer la sensibilidad que tienen el equipo tribológico ya que el coeficiente de fricción de diferentes tipos de aceite para motores de combustión interna es muy similar y es difícil de diferenciar en los equipos tribológicos. Las pruebas fueron realizadas sobre segmentos de camisa de hierro comerciales a una temperatura programada de 115 °C y con una frecuencia de 30Hz.

Los aceites utilizados en las pruebas fueron:

### 1.- SAE5W-30. RSR FULL SYNTHETIC MULTIGRADO

Categoría de servicio API SM recomendado para el servicio de motores a gasolina de vehículos último modelo y años anteriores.

Características y beneficios:

- Está formulado para vehículos deportivos, utilitarios, todo terreno y vans proporcionando una sobresaliente protección antidesgaste.
- Para todo tipo de vehículos con motor a gasolina. Adecuado para utilizar en vehículos americanos, europeos y orientales.
- Su estabilidad térmica proporciona una película lubricante con mayor capacidad de protección a los mecanismos críticos.

## 2.- SAE 40

Aceite lubricante monogrado

Aceite lubricante monogrado heavy duty

Características y beneficios:

- Para autos en general, camionetas y camiones livianos, último modelo y anteriores.

## 3.- SAE 15W-40

Aceite lubricante multigrado

Aceite lubricante API SL High performance Alto desempeño

Características y beneficios:

- Para autos en general, camionetas y camiones livianos, último modelo y anteriores.

## 4.- SAE 25W-50

Aceite lubricante multigrado

Aceite lubricante API SL Alto kilometraje

Características y beneficios:

- Diseñado para optimizar la compresión, potencia y desempeño de motores que se acercan o exceden los 100,000 kilómetros

- Recomendado para todo tipo de automóviles, taxis, microbuses y camiones de carga ligera que trabajan en condiciones severas tales como arranques y paros continuos, tránsito intenso, manejo en carreteras a alta velocidad y altas temperaturas; modelos 2003 y anteriores.

#### 5.- SAE 20W-50

Aceite lubricante multigrado

Aceite lubricante API SL Alto desempeño TURBO

Características y beneficios:

Para autos con motores con inyección de gasolina y turbocargados.

En el anexo I se encuentra más información sobre los aceites utilizados en los motores de combustión interna.

Prueba 1:

Con aceite SAE 5W-30. RSR FULL SYNTHETIC MULTIGRADO

En la figuras 76 y 77 se muestra que el coeficiente de fricción dinámico del aceite 5W-30 es de aproximadamente 0.088, después de llevar la muestra a condiciones estables. Esto es, después de hacer algunos arranques y paros para validar un coeficiente de fricción repetible y similar al promedio.

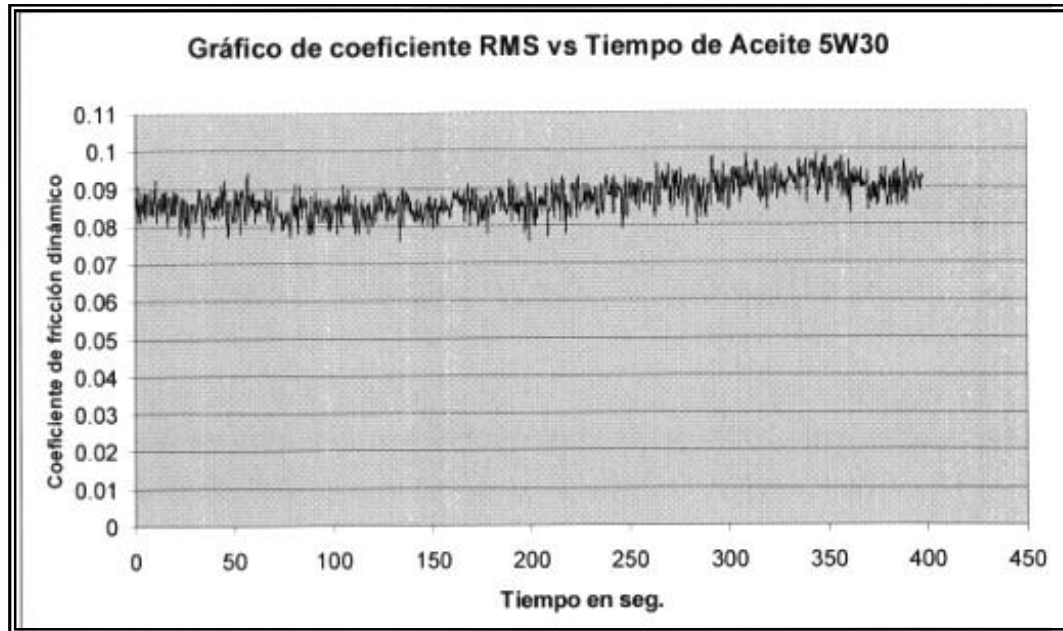


Figura 76. Comportamiento del coeficiente de fricción para una prueba de corta duración en aceite 5W30.

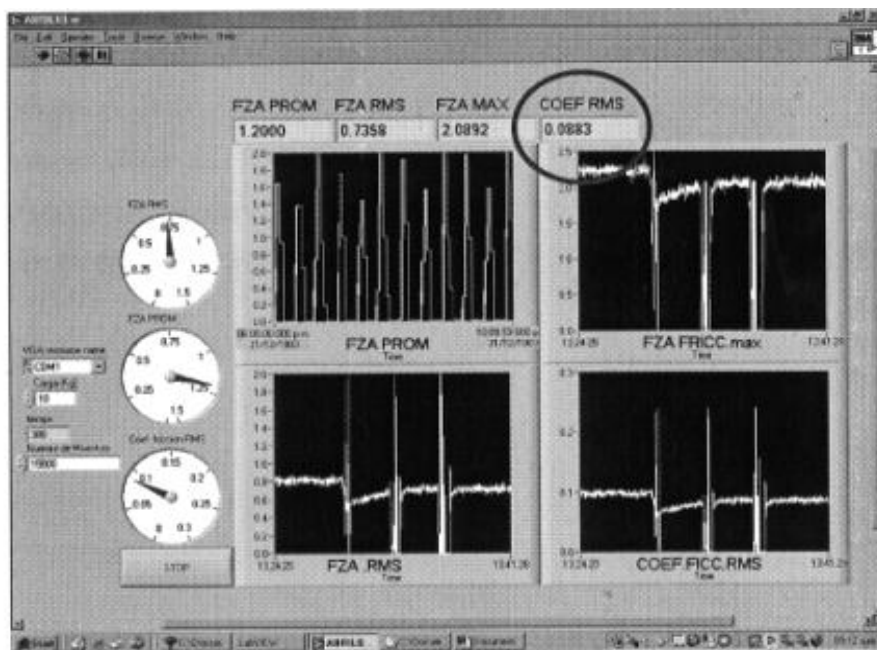


Figura 77. Pantalla del software analizador de datos del equipo tribológico.

Prueba 2:

Con aceite SAE 40. Aceite lubricante monogrado

En las figuras 78 y 79 se muestra que el coeficiente de fricción dinámico del aceite SAE 40 es de aproximadamente 0.082. Cabe mencionar que el valor numérico que se muestra en COEF RMS es de 0.0726, esto es debido que en realidad dicho valor en la prueba no esta fijo, dicho de otra manera el valor de esta casilla durante la prueba se encuentra oscilando hacia arriba y abajo del promedio dicho valor lo que indica que en el instante en que se oprimió el botón para captar la imagen el coeficiente no marcaba el promedio de fricción de 0.082.

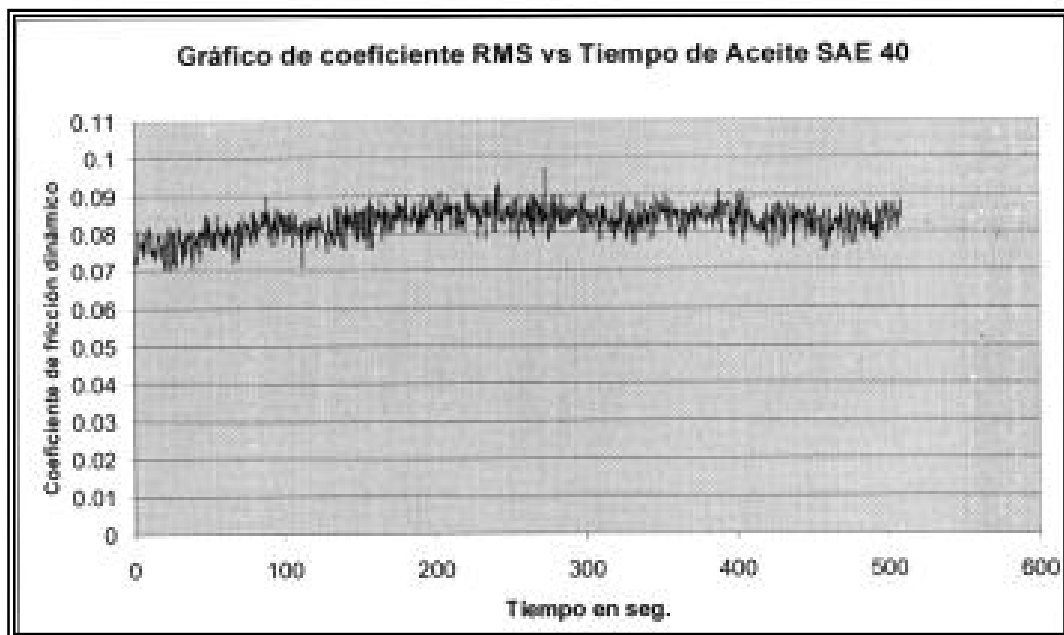


Figura 78. Comportamiento del coeficiente de fricción para una prueba de corta duración en aceite SAE 40.

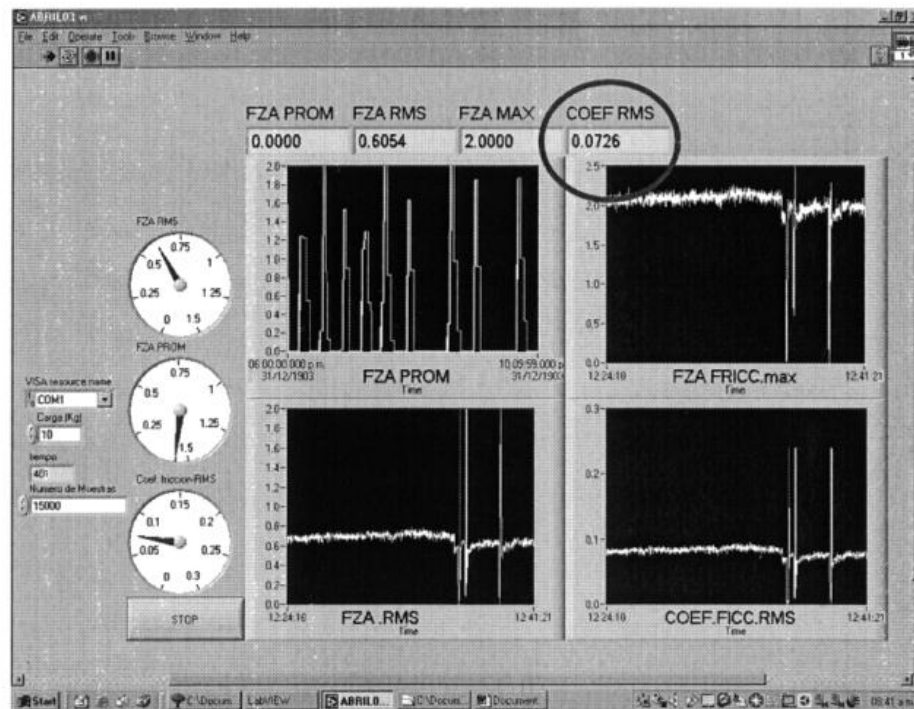


Figura 79. Pantalla del software analizador de datos del equipo tribológico.

### Prueba 3:

Con aceite SAE 15W-40. Aceite lubricante multigrado.

La figura 80 muestra como el coeficiente de fricción en una prueba de mayor duración (3500 segundos comparada con las pruebas 1 y 2 de 400 y 500 seg.) se tienen mayores cambios en el coeficiente de fricción. Esto es debido a la adición del aceite en el portamuestras. Cuando se añade un exceso de aceite en dicho portamuestras el coeficiente de fricción sube, lo anterior es debido a la alta sensibilidad de la máquina. Cuando se desplaza en la parte de adelante y atrás una mayor cantidad de masa de aceite propicia cambios en la fuerza tangencial y por ende en el coeficiente de fricción. Esto se deja manifestar cuando el exceso de aceite se elimina y se queda solo el exceso de aceite impregnado en la camisa y el anillo. El coeficiente de fricción dinámico promedio para este aceite según el gráfico 80 es de 0.078.

La figura 81 muestra que en este instante en que se tomo la imagen se tenía un coeficiente de fricción dinámico de 0.079.

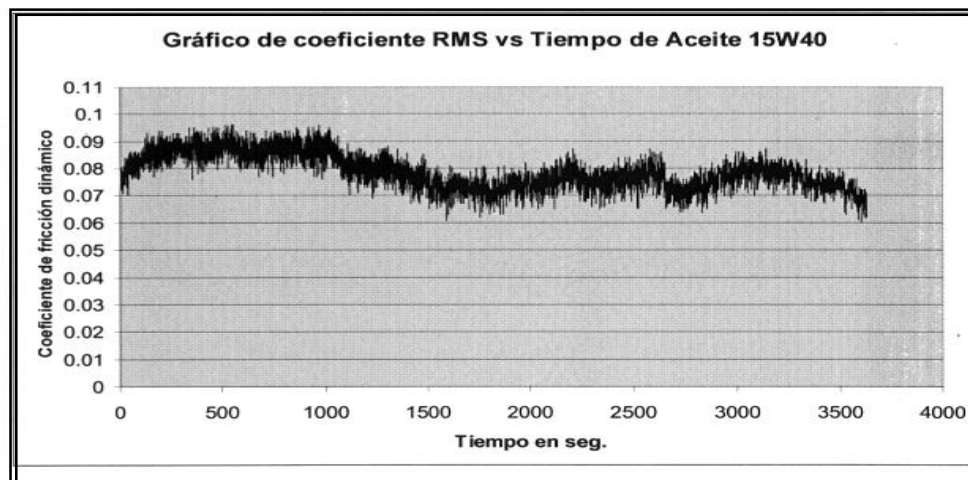


Figura 80. Comportamiento del coeficiente de fricción para una prueba de larga duración en aceite 15W-40.

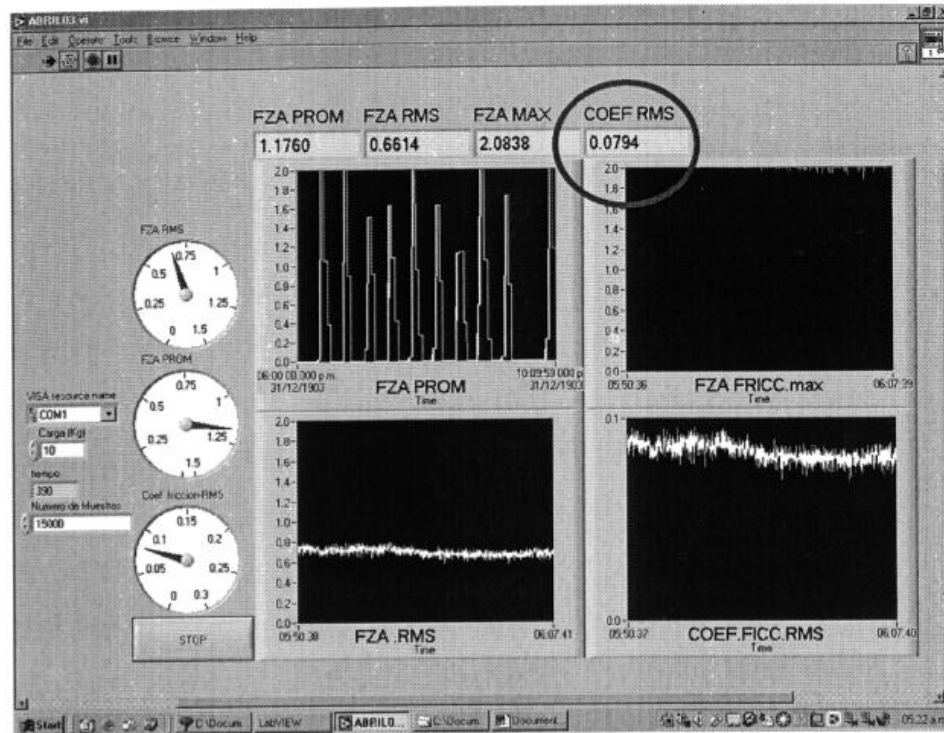


Figura 81. Pantalla del software analizador de datos del equipo tribológico.



Prueba 4:

Con aceite SAE 25X-50. Aceite lubricante multigrado.

La figura 82 muestra un comportamiento con cambios regulares coincidentes cuando se suministra aceite al portamuestras El coeficiente de fricción promedio de la prueba es de aproximadamente 0.086.

La figura 83 muestra que en el instante en que se tomo la imagen fue de 0.087, lo que indica que es parecido al coeficiente reportado con los datos suministrados por el software durante la prueba tribológica.

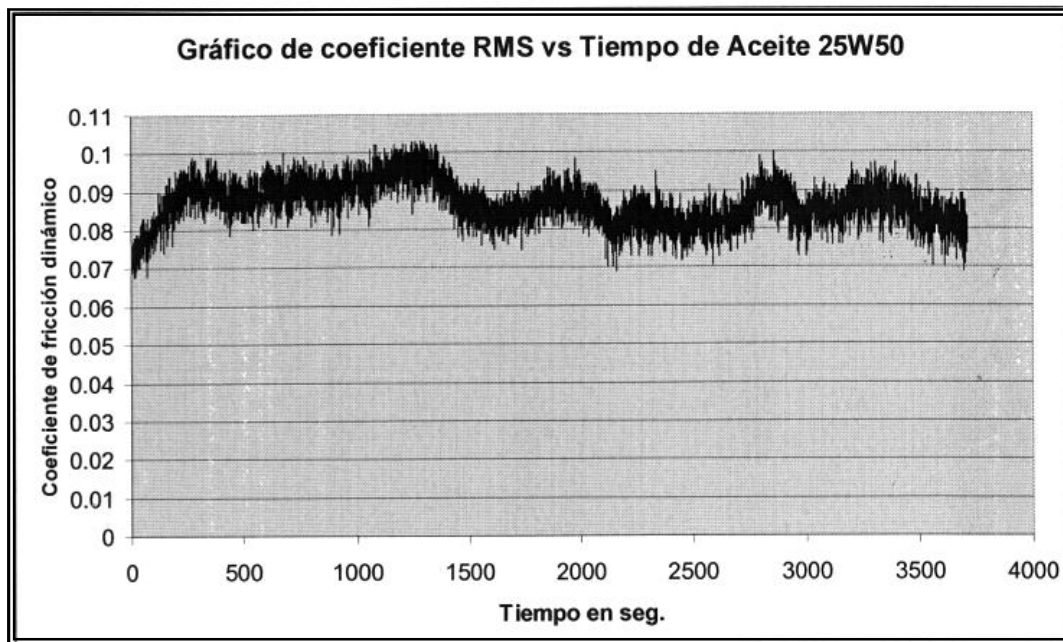


Figura 82. Comportamiento del coeficiente de fricción para una prueba tribológica de larga duración en aceite 25W-50.

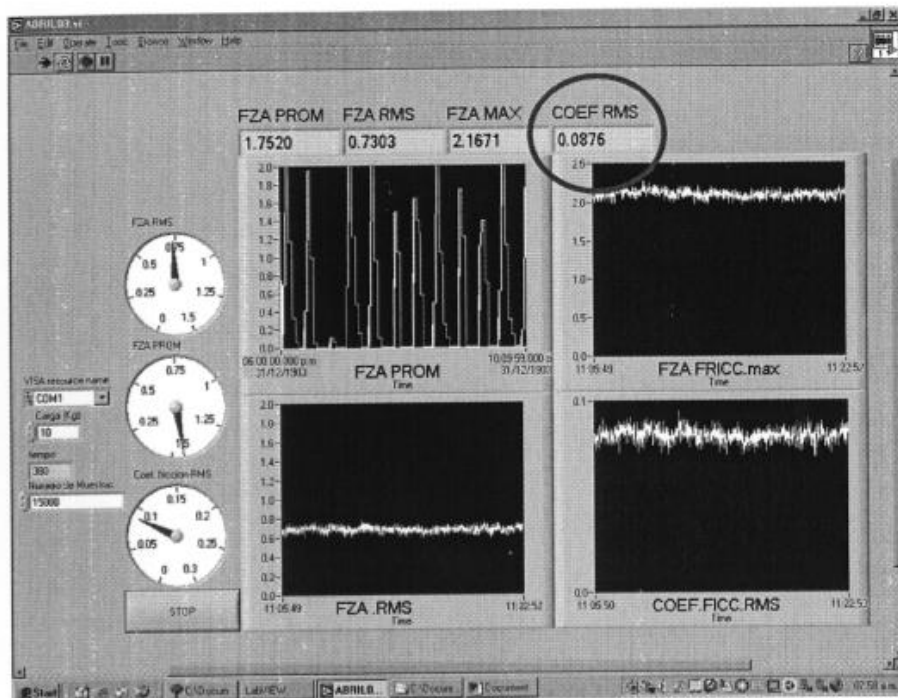


Figura 83. Pantalla del software analizador de datos del equipo tribológico.

#### Prueba 5:

Con aceite SAE 20W-50. Aceite multigrado

La figura 84 muestra que el coeficiente de fricción para el aceite 20W-50 es de aproximadamente 0.097, en esta prueba se puede observar mejor estabilidad de los datos gracias a la mejor aplicación de aceite evitando poner exceso.

La figura 85 muestra un coeficiente de fricción dinámico promedio de 0.099 en el instante de tiempo que se grabó la imagen.

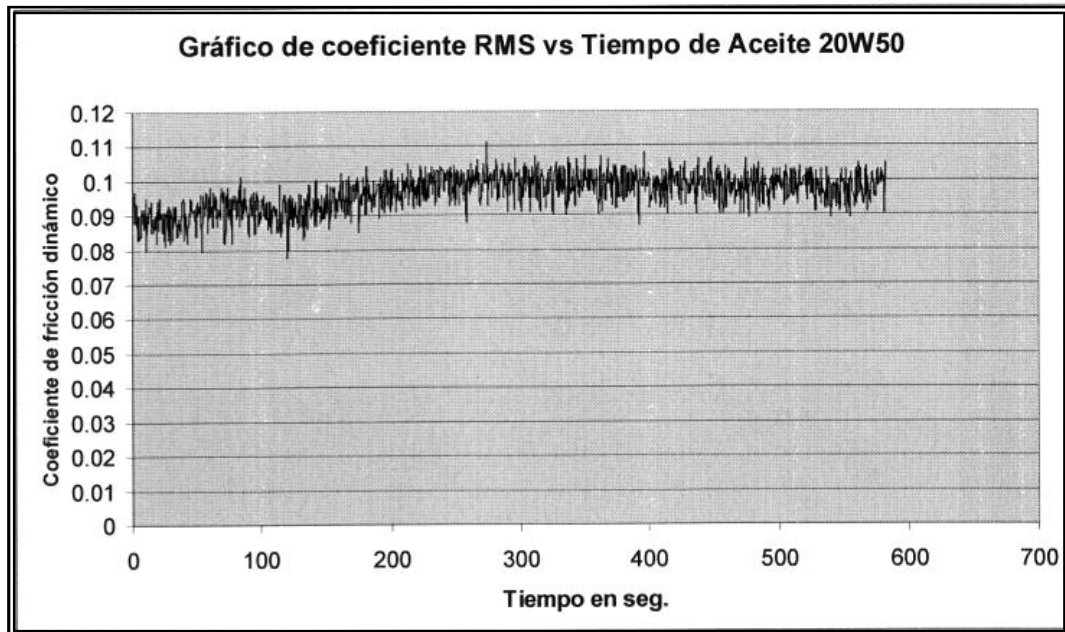


Figura 84. Comportamiento del coeficiente de fricción para una prueba de corta duración en aceite 20W-50.

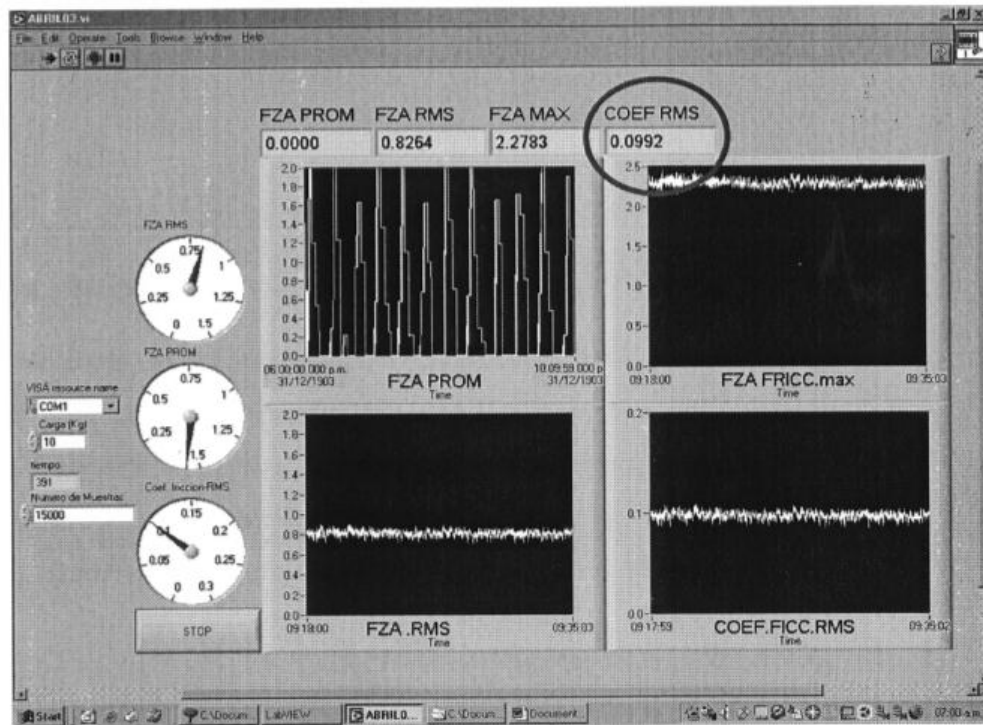


Figura 85. Pantalla del software analizador de datos del equipo tribológico.

## 6.6 Pruebas de larga duración

Se realizaron 2 pruebas de larga duración para observar el desempeño del equipo tribológico. Las pruebas se realizaron a una frecuencia de 30 Hz con una carga normal de 100N, el material utilizado en la prueba fue hierro gris y el aceite utilizado fue SAE 40. Las pruebas se designaron 11-1 y 11-2.

La figura 86 muestra como el coeficiente de fricción al inicio de la prueba 11-1 no estuvo estable. A esta etapa del proceso de desgaste se le nombra asentamiento (running-in). A la etapa final se le llama estado estable (steady state). La duración aproximada de esta prueba fue de 3 horas.

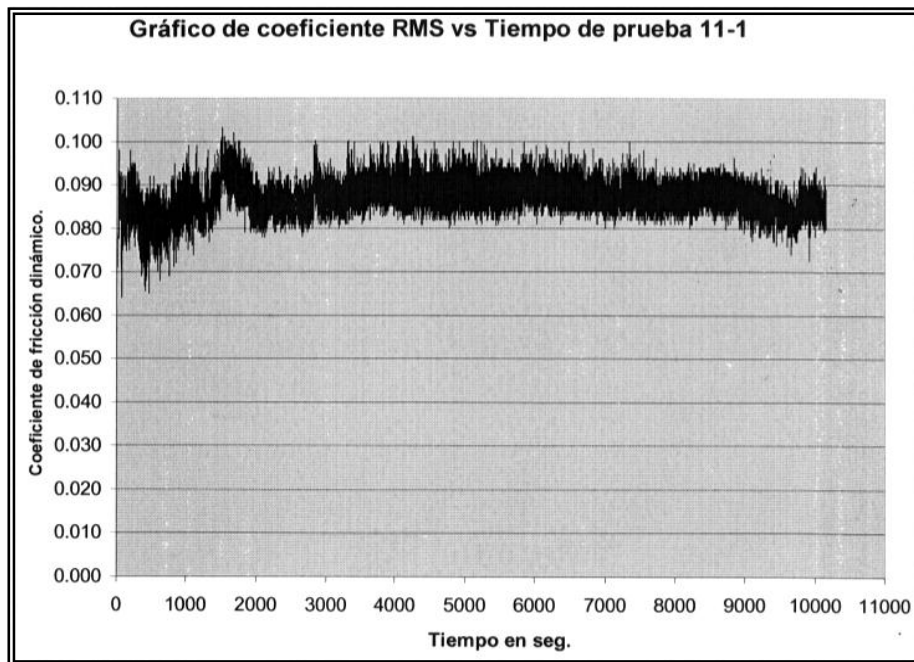


Figura 86. Comportamiento del coeficiente de fricción para la prueba de larga duración 11-1.

La figura 87 muestra la curva para la prueba 11-2. Se aprecia el estado de asentamiento desde el inicio hasta aproximadamente 2,500 seg. Después de este tiempo se alcanzo el estado estable hasta el fin de la prueba. Esta prueba se realizó a alta temperatura, es decir a 100°C, para observar el comportamiento del equipo. La duración de la prueba fue de 4 horas. El comportamiento fue el esperado.

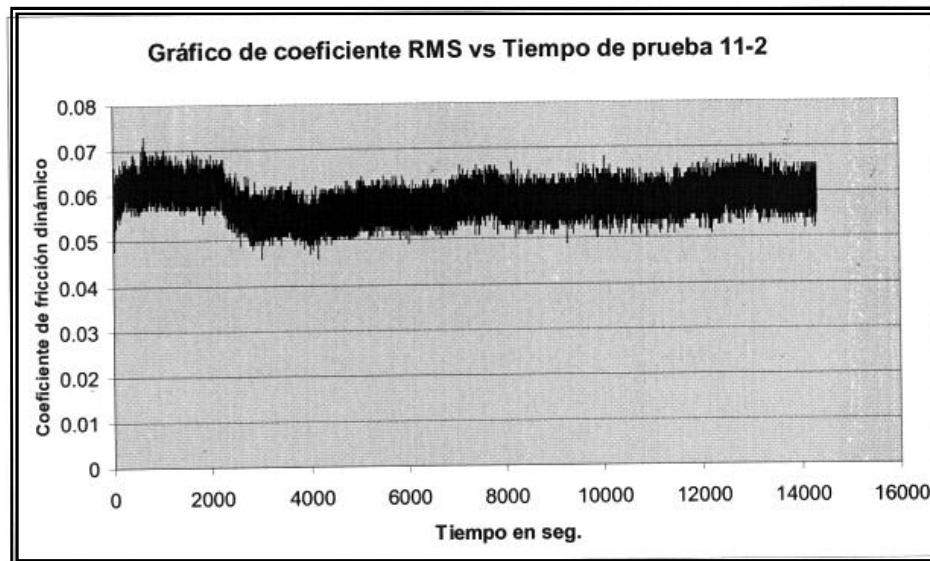


Figura 87. Comportamiento del coeficiente de fricción para la prueba de larga duración 11-2.

## 6.7 Resumen de resultados

1.- Los resultados obtenidos en las primeras corridas revelaron algunos defectos menores de diseño que fueron fácilmente corregidos.

2.- El comportamiento tribológico de la maquina diseñada y construida por el autor es el esperado y cumple los protocolos de pruebas tribológicas reconocidas mundialmente.

3.- La máquina puede realizar pruebas a diferentes frecuencias, velocidades, cargas, temperatura de aceite y puede acoplar diferentes geometrías de probetas.

4.- La máquina es capaz de realizar pruebas tribológicas del par tribológico anillo-camisa para diferentes materiales.

5.- Se observa que el desempeño del equipo tribológico es apto para realizar pruebas tribológicas del tipo laboratorio, entregando datos consistentes y apegados a la realidad, obteniendo respuesta del equipo al variar las condiciones de prueba.

En trabajos futuros se realizarán pruebas en el mismo equipo tribológico. Dichas pruebas serán de larga duración con diferentes materiales, diferentes tipos de anillos desgastantes y se evaluarán otros parámetros como tasa de desgaste, desgaste por pérdida de masa o volumen a diferentes velocidades y con diferentes cargas normales aplicadas.

## 7.- Conclusiones y recomendaciones.

### 7.1 Conclusiones.

- Se diseñó un equipo el cual cumple con los requerimientos de desempeño tribológico, con el cual se pueden realizar pruebas de desgaste con movimiento lineal recíprocante, bajo condiciones lubricadas o secas, a temperatura ambiente o hasta 150°C, para aplicación en motores de combustión interna de alto desempeño.
- El diseño y los materiales seleccionados permiten tener trabajando el equipo por tiempos prolongados (pruebas de hasta 24 horas seguidas) y con bajo mantenimiento. El acero estructural A36 para la mesa y los principales componentes que no están en movimiento se desempeñó correctamente. El acero 4140T para los elementos que tienen movimiento y están sometidos a desgaste presentó un buen desempeño a lo largo de las pruebas. Sin embargo se recomienda una inspección visual antes de iniciar cada prueba.
- La leva con diámetro mayor colocada en la etapa final parece estar adecuada a las condiciones de velocidad y fuerza que se tiene en el equipo. Dicha leva se fabricó con un acero 4140T y se comportó correctamente tanto a bajas como a altas velocidades.
- El variador de frecuencia permite hacer pruebas con velocidad variable, aunque por ser un motor de corriente alterna no es recomendable trabajar a frecuencias por debajo de 10Hz.

- La celda de carga con los aditamentos electrónicos y el software permite capturar la fuerza tangencial y el coeficiente de fricción durante la prueba. El software permite guardar los datos de toda la prueba para su posterior análisis.
- El sistema de calentamiento del portamuestras mediante resistencias a contacto y con los termopares y lector de temperatura permiten programar y controlar la temperatura de las pruebas.
- El mecanismo de carga, una vez calibrado, permite mantener la carga normal constante durante toda la prueba. El software calcula el coeficiente de fricción con la carga normal y tangencial que se está midiendo durante la prueba.
- El sistema que mejor funcionó para añadir aceite durante la prueba es en base a gravedad controlado por una válvula de flujo para dejar caer sobre la muestra una gota de aceite cada determinado tiempo y evitar el sobre nivel de aceite durante la corrida.
- El software diseñado para el equipo tribológico muestra en pantalla las fuerzas y el coeficiente de fricción instantáneo y coinciden con los datos que entrega y que se grafican posteriormente.
- El número de pruebas exploratorias realizadas hasta el momento, muestran repetibilidad en un rango de +/- 5%.

## 7.2.- Recomendaciones

- Si en un futuro se desean realizar pruebas a bajos Hz, esto es a menos de 10Hz se recomienda fabricar las bases y coples adecuados para conectar directamente el motor reductor a la transmisión que transforma el movimiento circular en lineal. Esto es debido a que el motor del equipo tribológico es un motor AC y no un servomotor el cual si podría trabajar a bajas RPM.



- Si se desea en un futuro realizar pruebas con una carrera de deslizamiento diferente a la actual se deberá diseñar una nueva leva para poder lograrlo. Si la carrera deseada es muy grande es probable que se tenga que diseñar un nuevo vástago con una nueva leva.
- Se recomienda mantener lubricadas las chumaceras y los baleros lineales para evitar un desgaste prematuro tanto del vástago como de la leva.
- Se recomienda tener resortes de repuesto, es el resorte que se coloca al final del vástago y que su función principal es regresar el vástago.

## Anexo 1

### **Aceites para motores de combustión interna**

Los aceites de motor multigrado llevan una denominación de grado de viscosidad con el formato %SAE xxW-yy+ (p.ej., 15W-40) frente a las viscosidades monogrado que llevan el formato %SAE zz+(p.ej., SAE 40).

Estos grados de viscosidad describen la fluidez del aceite en distintas condiciones de temperatura.

La denominación de viscosidad de un monogrado describe la fluidez del aceite a 100 grados centígrados, donde números mayores corresponden a aceites más espesos. Los grados de viscosidad típicos para aceites de motor monogrado son SAE 30, SAE 40 y SAE 50.

Sin embargo, la viscosidad monogrado solo describe la viscosidad del aceite cuando el motor está caliente. En general los aceites monogrado son inadecuados para su utilización en climas fríos, puesto que pueden espesarse excesivamente incluso a temperaturas tan comunes como cero grados centígrados. Esto puede provocar que el motor no pueda arrancar debido a la alta viscosidad del aceite, o aún peor, que el motor no pueda bombear el aceite y se produzca un excesivo desgaste en el arranque hasta llegar a producir averías. Antes de la aparición de los multigrado, era necesario cambiar el aceite monogrado por otro más fluido durante los meses de invierno.

Los aceites de motor multigrado se generalizaron en los años 70, puesto que combinan las ventajas de la fluidez a bajas temperaturas pero manteniendo una adecuada viscosidad para proteger el motor a las temperaturas de operación.

La parte  $\%xW+$  de la denominación de viscosidad del multigrado describe la fluidez del aceite a bajas temperaturas. Los aceites de motor diesel cumplen típicamente los requisitos  $\%15W+$  que garantizan la protección a  $-15^{\circ}\text{C}$ . Para climas más fríos, puede emplearse  $\%10W+$ ,  $\%5W+$  o incluso  $\%0W+$  en condiciones árticas. La viscosidad a cien grados centígrados se indica del mismo modo que para los aceites monogrado, de forma que un aceite SAE 15W-40 tiene la misma viscosidad que un monogrado SAE 40 a  $100^{\circ}\text{C}$  y, sin embargo, conserva su fluidez y buena capacidad para ser bombeado hasta  $-15^{\circ}\text{C}$  mientras que un monogrado SAE 40 podría presentar alta viscosidad y no muy buena capacidad para ser bombeado a esas temperaturas.

Conscientes de las ventajas del aceite multigrado, aproximadamente desde el año 1990 los fabricantes líderes mundiales de motores han diseñado sus equipos para funcionar de forma óptima con aceites multigrado. Además, estos aceites tienden a ser de una calidad notablemente mayor a la de los aceites monogrado. En realidad, es casi imposible pasar muchas de las últimas pruebas en motores diesel de altas prestaciones (p.ej., las de API CG-4, CH-4, ACEA E4, E5, etc.) con aceites monogrado [36].

**Aceites Minerales:** Los aceites minerales proceden del petróleo, y son elaborados después de múltiples procesos. El petróleo bruto tiene diferentes componentes que lo hace indicado para distintos tipos de producto final, siendo el crudo parafínico el más adecuado para obtener aceites lubricantes.

**Aceites Sintéticos:** Los Aceites Sintéticos no tienen su origen directo del petróleo crudo, sino que son creados de Sub-productos petrolíferos combinados en subsiguientes procesos. Al ser más largo y complejo su elaboración, resultan más caros que los aceites minerales. Dentro de los aceites Sintéticos, estos se pueden clasificar en:

~ OLIGOMEROS OLEFINICOS

~ ESTERES ORGANICO

“ POLIGLICOLES

“ FOSFATO ESTERES

#### CLASIFICACION DE LOS ACEITES LUBRICANTES PARA MOTORES

- SAE (Society of Automotive Engineers) - Sociedad de Ingenieros Automotrices
- API (American Petroleum Institute) . Instituto Americano del Petróleo
- ASTM (American Society for Testing Materials) - Sociedad Americana de Prueba de Materiales
- Otras clasificaciones de fabricantes, etc.

#### SAE - GRADO DE VISCOSIDAD DEL ACEITE

El índice SAE, TAN solo indica como es el flujo de los aceites a determinadas temperaturas, es decir, su VISCOSIDAD. Esto no tiene que ver con la calidad del aceite, contenido de aditivos, funcionamiento o aplicación para condiciones de servicio especializado.

La clasificación S.A.E. está basada en la viscosidad del aceite a dos temperaturas, en grados Fahrenheit, 0°F y 210°F, equivalentes a -18° C y 99° C, estableciendo ocho grados S.A.E. para los monogrados y seis para los multigrados.

<b>Grado SAE</b>	<b>Viscosidad Cinemática cSt @ 100°C</b>
0W	3,8
5W	3,8
10W	4,1
15W	5,6
20W	5,6
25W	9,3
20	5,6 - 9,3
30	9,3 - 12,5
40	12,5 - 16,3
50	16,3 - 21,9
60	21,9 - 26,1

Por ejemplo, un aceite SAE 10W 50, indica la viscosidad del aceite medida a -18 grados y a 100 grados, en ese orden. Nos dice que el ACEITE se comporta en frío como un SAE 10 y en caliente como un SAE 50. Así que, para una mayor protección en frío, se deberá recurrir a un aceite que tenga el primer número lo más bajo posible y para obtener un mayor grado de protección en caliente, se deberá incorporar un aceite que posea un elevado número para la segunda.

#### API - CATEGORIA DE SERVICIO

Los rangos de servicio API, definen una calidad mínima que debe de tener el aceite. Los rangos que comienzan con la letra C [Compression (compresión). por su sigla en ingles] son para motores tipo DIESEL, mientras que los rangos que comienzan con la letra S (Spark (chispa) - por su sigla en inglés) son para motores tipo GASOLINA. La segunda letra indica la FECHA o época de los rangos, según tabla A1.

Tabla A1. Designación de grados API según la época [36].

ACEITES MOTORES GASOLINA		ACEITES MOTORES DIESEL	
SA	ANTES 1950	CA	ANTES 1950
SB	1950-1960	CB	1950-192
SC	1960-1970	CC	1952-1954
SD	1965-1970	CD/CD II	1955-1987
SE	1971-1980	CE	1987-1992
SF	1981-1987	CF/CF-2	1992-1994
SG	1988-1992	CF-4	1992-1994
SH	1993-1996	CG-4	1995-200
SJ	1997-2000	CH-4	2001
SL	2001	"4" = 4 Tiempos	

## Referencias Bibliograficas

- [1] Pérez Unzueta, Alberto. Tesis Doctoral. Wear Resistance of Pearlitic Rail Steel. Univerity of Leicester, UK (1993). Pp 442,443.
- [2] Pérez Unzueta, Alberto. Notas del curso de Tribología U.A.N.L. F.I.M.E. Febrero 2003
- [3]file:///C:/Documents%20and%20Settings/profesor/Configuraci%F3n%20local/Archivos%20temporales%20de%20Internet/Content.IE5/ULT6JY58ITribolog%25C3%25ADa-Cristina%2520Jular%5B1 %5D.ppt#279,26, Diapositiva 26
- [4] Suh and N. Saka Fundaments of Tribology. The Massachusetts Institute of Tribology Cambridge, Massachusetts (1978) N.P. p1
- [5] Sun and Saka. Bhushan Bharat and Gupta, B.K. Handbook of Tribology Materials, Coating, and Surfaces Treatment. Pp 2.1, 2.10, 2.13,2.16,2.17,2.19,2.20,2.29 (1991).
- [6] <http://www.tribology-abc.com/sub5.htm> Engineering-abc.com (1995).
- [7] J.J.Truhan, J. Qu and P.J. Blau %The efect of lubricaing oil condition on the friction and wear of piston ring and cylinder liner materials in reciprocating bench test+. Science Direct Wear Volume 259 May 2005, Pages 1048-1055.
- [8] Deutsche Normen. DIN 50 320. Wear; Term, Systematic Analysis Of Wear Procesess, Clasification of Wear Phenomena, (1979).
- [9]. <http://www.oerlikonbalzerscoating.com/bar/spa/02-applications/01-wear-tribology/02-adhesive-wear/indexW3DnavidW263.php> (2006).

[10] Hutchings I.M. Tribology. Friction and Wear of Engineering Materials. Edward Arnold. 1st Edition (1992) pp 133-135,150,152,171-173, 175-177. 182-186,194.

[11] ASM Handbook Volumen 18. Wear. ASM International Materials Park Ohio 1990 10th Edition. pp 199,223,234,271,276.

[12] [http://www.fq.uh.cu/dpto/qi/Aimee/sintesis\\_inor\\_web/conf\\_9.htm](http://www.fq.uh.cu/dpto/qi/Aimee/sintesis_inor_web/conf_9.htm) (2009).

[13] A. K. Prasada Rao, Karabi Das, B. S. Murty and M. Chakraborty %Effect of grain refinement on wear properties of Al and Al-7Si alloy+Science Direct Wear Volume 257 Issues 1-2 July 2004, Pages 148-153.

[14] Guizhen H. Xu, Jonah H. Lee, Hong Liang and Douglas Georing %Tribological properties of solid-lubricating coating on cylinder bore at low, temperature+ Science Direct Wear Volume 257 Issues 1-2 July 2004, Pages 59-65.

[15] <http://www.widman.biz/Seleccion/Hidrodinamica/hidrodinamica.html>(1999).

[16] <http://www.texacoursa.com/Spanish/glossary/l.html> (2003).

[17]<http://www.conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/4084/1/lubricacion.pdf>.

[18] <http://www.lubricar.net/teoria.htm> (2008).

[19] [http://widman.biz/boletines\\_informativos/20.pdf](http://widman.biz/boletines_informativos/20.pdf) (2008).

[20] B.J. Hamrock. D. Dowson, Ball Bearing Lubricating - The elastohydrodynamics of Elliptical Contacts, Jhon Wiley and Sons, 1981 p 212

[21] Cheng, S. Herbert, Lubrication regimes, in: ASM Handbook , in: Friction, Lubrication and Wear Technology, Vol 18, ASM International Materials Park Ohio, 1992 pp 89-97.



- [22] <http://www.phoenix-tribology.com/> (2007).
- [23] [www.koehlerinstrument.com](http://www.koehlerinstrument.com) (2007).
- [24] <http://www.labkorea.com/products/falex/5.htm> (2000).
- [25] Parr, Robert. Principles of Mechanical Design (1970). pp. 1, 10-28.
- [26] Pérez Unzueta, Alberto. Notas del curso de Materiales para Diseño Diciembre 2003.
- [27] Michael F. Ashby. Materials Selection in Mechanical Design. First edition pp. 5-8 (1992).
- [28] Shigley, Joseph. Diseño de Ingeniería Mecánica (2003).
- [29] Eduard F. Obert. Motores de Combustión interna. Análisis y aplicaciones CECSA (1996).
- [30] [http://html.rincondelvago.com/motores-de-combustion-interna\\_3.html](http://html.rincondelvago.com/motores-de-combustion-interna_3.html)
- [31] <http://www.smcyclo.com/products/concentric/cyclo6000.shtml#>
- [32] <http://w1.siemens.com/answers/mx/es/>
- [33] Catálogo de productos Redex Andantex USA INC. BVI/MVI series Industrial Gearboxes. 1980, <http://www.andantex.com/index.php>
- [34] <http://www.interfaceforce.com/index.php>
- [35] <http://www.shell.com>
- [36] <http://www.solomantenimiento.com/m-aceite-lubricante.htm>
- [37] Autor Francisco Chávez Martínez. La tribología: ciencia y técnica para el mantenimiento. Editorial Limusa Noriega Editores (2002).

- [38] Francisco Martínez Pérez. Tribología Integral. Editorial Limusa (2010).
- [39] Pedro Ramón Albarracín Aguillón. Tribología y Lubricación Industrial y Automotriz. Cuarta edición (2006).
- [40] Gwidon Stachowiak and Andrew W Batchelor. Engineering Tribology, Third Edition. Elsevier (2005).
- [41] Bharat Bhushan. Introduction to Tribology. (2002).
- [42] Shizhu Wen and Ping Huang. Principles of Tribology (2012).
- [43] J. A. Williams. Engineering Tribology (2005).
- [44] Michael M. Khonsari and E. Richard Booser. Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication (2008).
- [45] K. C. Ludema. Friction Wear Lubrication: A Textbook in Tribology (1996).
- [46] Bharat Bhushan. Principles and Applications of Tribology (1999).
- [47] R. Gohar. Fundamentals Of Tribology (2008).
- [48] Ramsey Gohar and Homer Rahnejat. Fundamentals of Tribology (2012).
- [49] Karl Knahr. Tribology in Total Hip Arthroplasty (EFORT Reference in Orthopaedics and Traumatology) (2011).
- [50] Hooshang Heshmat. Tribology of Interface Layers (2010).
- [51] George E. Totten. Handbook of Lubrication and Tribology: Volume I Application and Maintenance, Second Edition (Handbook of Lubrication (Theory & Practice of Tribology)) (2006).
- [52] Bikramjit Basu and Mitjan Kalin. Tribology of Ceramics and Composites: Materials Science Perspective (2011).

- [53] C. Mathew Mate. Tribology on the Small Scale: A Bottom Up Approach to Friction, Lubrication, and Wear (Mesoscopic Physics and Nanotechnology) (2008).
- [54] T. A. Stolarski. Tribology in Machine Design (1999).
- [55] Girma Biresaw and K.L. Mittal. Surfactants in Tribology, 2 Volume Set: Surfactants in Tribology, Volume 2 (2011).
- [56] Ioan D. Marinescu, W. Brian Rowe, Boris Dimitrov and Ichiro Inasaki. Tribology of Abrasive Machining Processes (2005).
- [57] Ilya I. Kudish and Michael Judah Covitch. Modeling and Analytical Methods in Tribology (Modern Mechanics and Mathematics) (2010).
- [58] S. P. Srivastava. Advances in Lubricant Additives and Tribology (2009).
- [59] Kenneth Holmberg and Allan Matthews. Coatings Tribology, Volume 56, Second Edition: Properties, Mechanisms, Techniques and Applications in Surface Engineering (Tribology and Interface Engineering) (2009).
- [60] Jamal Takadoum. Materials and Surface Engineering in Tribology (ISTE) (2008).
- [61] M. Hadfield, C. A. Brebbia and J. Seabra. Tribology and Design (Transactions on Engineering Sciences) (WIT Transactions on Engineering Sciences) (2010).
- [62] A. Sethuramiah. Lubricated Wear, Volume 42 (Tribology and Interface Engineering) (2003).
- [63] <http://www.nanovea.com/Tribometers.html>