

# **ENSAMBLE DE UN BANCO DE PRUEBAS DE FRICCIÓN A UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA MONO-CILÍNDRICO**

**Luis Daniel Ospina**

**Santiago Zapata V**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE TECNOLOGÍA  
ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA  
PEREIRA  
2015**

**ENSAMBLE DE UN BANCO DE PRUEBAS DE FRICCIÓN A UN MOTOR DE  
COMBUSTIÓN INTERNA MONO-CILÍNDRICO**

**Luis Daniel Ospina**

**Santiago Zapata V**

**Trabajo de grado para optar el título de:**

**Tecnólogo mecánico**

**Ing. Juan Felipe Arroyave**

**Director**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE TECNOLOGÍA  
ESCUELA DE TECNOLOGÍA MECÁNICA  
PEREIRA  
2015**

**Pereira, Junio 2015**

**Nota de aceptación**

---

---

---

---

---

---

---

---

---

**Firma del Presidente del Jurado**

---

**Firma del Jurado**

**Agradecimientos a nuestras familias que nos apoyaron durante todo este proceso, y a nuestro director de trabajo de grado por su orientación, consejos y apoyo para el desarrollo de este proyecto.**

## Contenido

LISTA DE ILUSTRACIONES .....	7
LISTA DE TABLAS .....	9
INTRODUCCIÓN .....	11
1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	13
1.1 La fricción en motores de combustión interna (MCI) .....	13
1.2 Reseña histórica de la fricción .....	13
1.3 Generalidades de la fricción .....	14
1.4 Descripción del mecanismo biela-manivela .....	15
1.5 Efecto de los componentes de un MCI .....	20
1.5.1 Pistón .....	20
1.5.2 Segmentos .....	22
1.5.3 Biela .....	22
1.5.4 Cilindro .....	22
1.6 Estudios sobre la fricción en el sistema pistón cilindro.....	23
1.6.1 La fricción en el anillo del pistón y el trabajo de lubricación .....	23
1.6.2 Análisis de la lubricación del anillo del pistón.....	23
1.6.3 Tratamiento de la superficie para reducir la fricción y el desgaste .....	23
1.6.4 Reducción de la fricción .....	24
1.6.5 La tensión en el anillo de aceite .....	24
1.6.6 Conformado y perfil del anillo .....	24
1.7 Tendencias del perfeccionamiento de los motores .....	25
1.7.1 Pistones fabricados en aluminio.....	25
1.7.2 Recubrimientos de carbono tipo diamante (DLC).....	26
1.7.3 Grafito.....	27
1.8 Cinemática del mecanismo biela-manivela .....	28
1.9 Análisis dinámico del mecanismo .....	30
2 REVISIÓN DE LAS TÉCNICAS EXPERIMENTALES Y SU RELACIÓN CON LOS MODELOS DE FRICCIÓN.....	32
2.1 Métodos experimentales para medir fricción .....	32
2.1.1 Camisa móvil o flotante (Moveable Bore or Floating Liner): .....	32
2.1.2 Camisa con movimiento alternativo (Reciprocating Liner):.....	32
2.1.3 Camisa fija (Fixed Sleeve):.....	32

2.1.4	Método P- $\omega$ : .....	32
2.1.5	Método de la Presión Media Indicada .....	33
2.1.6	Método de los ocho Ciclos.....	33
2.2	Modelos para obtener valores de fricción en el sistema pistón-cilindro.....	33
3	ELEMENTOS DEL BANCO.....	37
3.1	Componentes del banco.....	37
3.1.1	Motor monocilindrico. ....	37
3.1.2	Motor eléctrico.....	39
3.1.3	Sensor de torque.....	40
3.1.4	Acoples.....	41
3.2	Base del sensor .....	42
3.3	Estructura .....	43
3.3.1	Análisis de esfuerzos y deformaciones de la estructura.....	43
4.	MODELADO Y ENSAMBLE.....	45
4.1	Montaje, Alineación y puesta a punto del banco.....	48
4.1.1	Montaje.....	49
5.	INSTRUMENTOS Y METODOLOGÍA PARA LA MEDICIÓN EXPERIMENTAL DE LAS PERDIDAS DE POTENCIA POR FRICCIÓN.....	50
5.1	Proceso para la recolección de datos .....	50
5.1.1	Tarjeta de adquisición de datos:.....	50
5.1.2	Programa de adquisición de datos .....	51
5.2	Procedimiento para medir las pérdidas mecánicas por fricción.....	52
5.2.1	Medición de las pérdidas de potencia por fricción con el motor completo.....	52
5.2.2	Medición de las pérdidas por fricción del motor sin culata .....	52
5.2.3	Medición de las pérdidas por fricción del motor sin un anillo.....	52
5.2.4	Medición de las pérdidas por fricción del motor sin mecanismo pistón biela .....	53
6	CONCLUSIONES.....	54
7	BIBLIOGRAFÍA .....	56

## LISTA DE ILUSTRACIONES

<b>Figura 1 Distribución de la energía total en un MCI.....</b>	<b>11</b>
<b>Figura 2 Definición de la fuerza tangencial o fuerza de fricción <math>F_f</math>.....</b>	<b>15</b>
<b>Figura 3 Piezas componentes del mecanismo biela-manivela .....</b>	<b>16</b>
<b>Figura 4 Pistón.....</b>	<b>17</b>
<b>Figura 5 Partes de la biela.....</b>	<b>18</b>
<b>Figura 6 Partes del cigüeñal .....</b>	<b>19</b>
<b>Figura 7 Factores que afectan la fuerza de fricción.....</b>	<b>21</b>
<b>Figura 8 Distribución de la presión del aceite entre el anillo y la camisa del cilindro, con y sin DLC .....</b>	<b>27</b>
<b>Figura 9 Esquema de un mecanismo biela-manivela central Axial .....</b>	<b>28</b>
<b>Figura 10 Configuración del banco .....</b>	<b>37</b>
<b>Figura 11 Curvas de rendimiento del motor EY15B.....</b>	<b>39</b>
<b>Figura 12 Sensor de torque FUTEK MODEL TRS605.....</b>	<b>40</b>
<b>Figura 13 Características TYREFLEX COUPLING.....</b>	<b>41</b>
<b>Figura 14 Base sensor.....</b>	<b>42</b>
<b>Figura 15 Estructura del banco.....</b>	<b>43</b>
<b>Figura 16 Factor de seguridad de la estructura.....</b>	<b>44</b>
<b>Figura 17 Flexión en la estructura.....</b>	<b>44</b>
<b>Figura 18 Bloquen.....</b>	<b>48</b>
<b>Figura 19 Tarjeta de adquisición de datos.....</b>	<b>50</b>
<b>Figura 20 Diagrama de conexiones.....</b>	<b>50</b>
<b>Figura 21 Diagrama de bloque.....</b>	<b>51</b>

**Figura 22 Gráfica del par aplicado contra el voltaje medido en el sensor rotativo FUTEK 51.....51**

## LISTA DE TABLAS

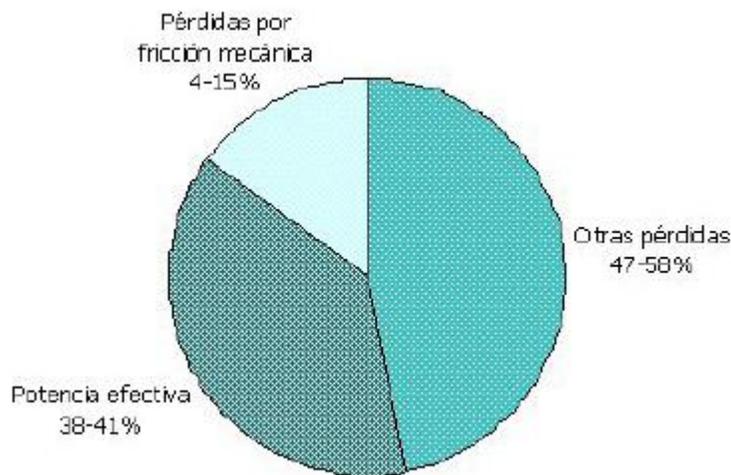
<b>Tabla 1.1 Métodos para reducir la fricción.....</b>	<b>13</b>
<b>Tabla 2.1 Perdidas por fricción de los componentes del motor (datos en porcentaje).....</b>	<b>36</b>
<b>Tabla 3.1 Tabla de especificaciones del motor de combustión.....</b>	<b>38</b>
<b>Tabla 3.2 Características del motor eléctrico.....</b>	<b>39</b>
<b>Tabla 3.3 Especificaciones sensor de torque .....</b>	<b>41</b>
<b>Tabla 4.1 Elementos del motor.....</b>	<b>45</b>
<b>Tabla 3.5 Magnitudes de los pesos del motor.....</b>	<b>47</b>

<b>ANEXO B Planos base sensor</b>	<b>43</b>
<b>ANEXO B Planos sensor Planos motor mono-cilíndrico</b>	<b>48</b>

## INTRODUCCIÓN

Actualmente, en los MCI, el 60% de la energía disponible en el combustible es intercambia en forma de calor presente en los gases de expulsión y en el sistema de refrigeración; dependiendo del tipo de material del motor, presencia de una capa lubricante y acabado superficial que presente el bloque y los diferentes componentes del motor de combustión interna; como se puede observar en la figura 1, en donde muestra la distribución de la energía total en un motor típico de combustión interna [1,2]:

Figura 1 Distribución de la energía total en un MCI.



Fuente: [3].

Como se puede observar en la figura 1, las pérdidas de potencia por fricción representan hasta el 15% de la energía desarrollada en un MCI; llegando a alcanzar el 40%.

Cualquier reducción de la fricción en un motor supone una ganancia en la eficiencia de este [4,5]. Se concluye, a partir de datos experimentales, que la disminución de la fricción resulta en un aumento proporcional de la magnitud absoluta de la potencia [6].

En este proyecto se ensambló un banco para la medición de las pérdidas mecánicas en un motor Robin EY-15B, a través de la medición del par consumido; empleándose un medidor de par FUTEK TRS605, con una capacidad de 100 N.m, un motor eléctrico "General Electric" modelo 5KC184AL202C, disponibles en el laboratorio de motores de la Universidad Tecnológica de Pereira. En el proyecto

se modeló en detalle todos los componentes del motor Robin empleando un software de CAD; se diseñó y construyó la base que soporta el sensor y la estructura del banco.

El objetivo general del proyecto fue ensamblar un banco de pruebas de fricción a un motor de combustión interna mono-cilíndrico.

Los objetivos específicos del proyecto fueron:

- Realizar la revisión bibliográfica con respecto a la fricción, estableciendo los parámetros que afectan el mecanismo pistón-camisa de un motor mono-cilíndrico.
- Realizar el CAD detallado y los planos de un motor Robin EY-15B.
- Establecer la configuración para el diseño del banco.
- Modelar y seleccionar las partes del banco que permitiera la medición de la fricción en el sistema.
- Ensamblar el banco de pruebas.

Lo desarrollado en este trabajo podrá ser tenido en cuenta en el diseño de nuevos motores y en la selección de materiales buscando un mayor rendimiento durante el funcionamiento de un motor. De igual manera el modelo entregado podrá ser utilizado en estudios de la dinámica del motor, el efecto de las fuerzas inerciales y en el estudio de la termodinámica del motor.

## 1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

### 1.1 La fricción en motores de combustión interna (MCI)

La importancia del efecto de la fricción de un motor térmico y su influencia en su eficiencia y consumo ha estimulado a diversos investigadores y empresas invertir recursos y tiempo para analizar métodos de reducirlo. La tabla 1.1 muestra algunas recomendaciones basadas en estudios realizados por varias compañías y grupos de investigación para medir la fricción.

Tabla 1.1 Métodos para reducir la fricción

<b>Métodos para reducir la fricción</b>	<b>Compañías / Grupos de investigación</b>
Disminuir la tensión en los segmentos	Cummins, Mahle, AVL, Karl Schmidt, Ford Motor, General Motors, SRI
Reducir anchura y/o altura axial del segmento	Cummins, AVL, Karl Schmidt, Chevron Research, Ford Motor, General Motors, MIT
Reducir masa/peso del pistón	Cummins, Mahle, AVL, Karl Schmidt, Chevron Research, Ford Motor, General Motors
Aumentar holgura entre la falda y el cilindro	Mahle, AVL, T&NT, General Motor, MIT
Pistón con recubrimiento	Mahle, Karl Schmidt, Ford Motor
Reducir área de contacto falda pistón-cilindro. Actuando sobre la falda	Mahle, Karl Schmidt, Ford Motor, General Motors
Reducir temperatura de refrigerante y/o lubricante	Karl Schmidt, T&NT, General Motors

Fuente: [3]

### 1.2 Reseña histórica de la fricción

El estudio de la fricción es una de las tecnologías aplicadas más antiguas, remontándose a la época de Aristóteles (384-322 a.C). Las dos primeras leyes clásicas de la fricción se le atribuyen a Guillaume Amontons (1699) [7], [8] las cuales se enuncian a continuación.

“La fuerza de fricción es directamente proporcional a la carga aplicada”

“La fuerza de fricción es independiente de área de contacto aparente”

Estas leyes no se cumplen siempre, especialmente en sistemas deslizantes a altas velocidades o de un amplio rango de cargas normales.

Robert Hooke consideró la naturaleza del rozamiento en rodadura y de los cojinetes lisos, a mediados del año 1600. A comienzos de 1700, Gottfried Wilhem von Leibnitz publicó un estudio donde se distingue entre la fricción de deslizamiento y la de rodadura.

Por su parte Leonhard Euler (1750), indicó en su trabajo la diferencia entre la fricción estática (la fuerza requerida para empezar el movimiento) y fricción dinámica (la fuerza requerida para mantenerlo) y concluyó que el valor del coeficiente de fricción dinámico es mucho menor que el de la fricción estática.

Charles Agustin Coulomb (1785), estudio la influencia de un gran número de variables sobre la fricción como: la naturaleza de los materiales involucrados, la extensión del área de contacto, la presión normal y la duración en que las superficies se mantienen en contacto. Aún hoy en día, se estudian los efectos de estas variables en aleaciones metálicas avanzadas y en cerámicos para aplicaciones críticas de fricción como cojinetes.

En 1886 Samuel Vince atribuyó la naturaleza de la fricción estática a la cohesión y adhesión, un punto de vista distinto del de Coulomb. Hirn (1854) especifico la diferencia entre solidos lubricados y no lubricados y observó que el efecto de la velocidad, del área de contacto y de la carga difiere en ambos casos.

En 1886 Reynolds introdujo la ecuación del fluido viscoso mostrando que la lubricación por película fluida ocurre cuando las presiones desarrolladas en una película liquida de viscosidad dada son suficientes para mantener las superficies solidas apartadas. Con esta ecuación se completa el modelo de fricción más utilizado en ingeniería: estático + Coulomb + viscoso [9,10].

A principios de 1900, Richard Stribeck publicó importantes artículos sobre la tribología básica, particularmente sobre la relación entre fricción y el estado de la lubricación fluida.

### **1.3 Generalidades de la fricción**

Matemáticamente, el coeficiente de fricción  $\mu$  puede estimarse en función de la fuerza de fricción  $F_r$  y la fuerza normal  $N$  a través de la expresión.

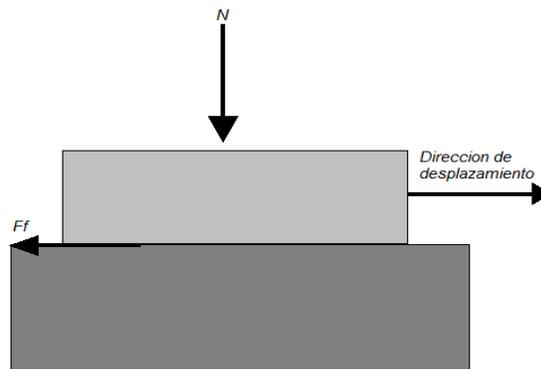
$$Fr = \mu N \quad (1.1)$$

$$\mu e = \frac{Fe}{N}, \quad \mu d = \frac{Fd}{N} \quad (1.2)$$

Donde el coeficiente de rozamiento estático  $\mu e$ , corresponde al de la mayor fuerza que el cuerpo puede soportar inmediatamente antes de iniciar el movimiento y el coeficiente de rozamiento dinámico  $\mu d$ , corresponde a la fuerza necesaria para mantener el cuerpo en movimiento una vez iniciado.

La fuerza  $F_f$  que actúa en la superficie de contacto de dos cuerpos en movimiento relativo y la fuerza  $N$  entre esos cuerpos son mostradas en el esquema de la figura 2.

Figura 2. Definición de la fuerza tangencial o fuerza de fricción  $F_f$  y la fuerza  $N$ .



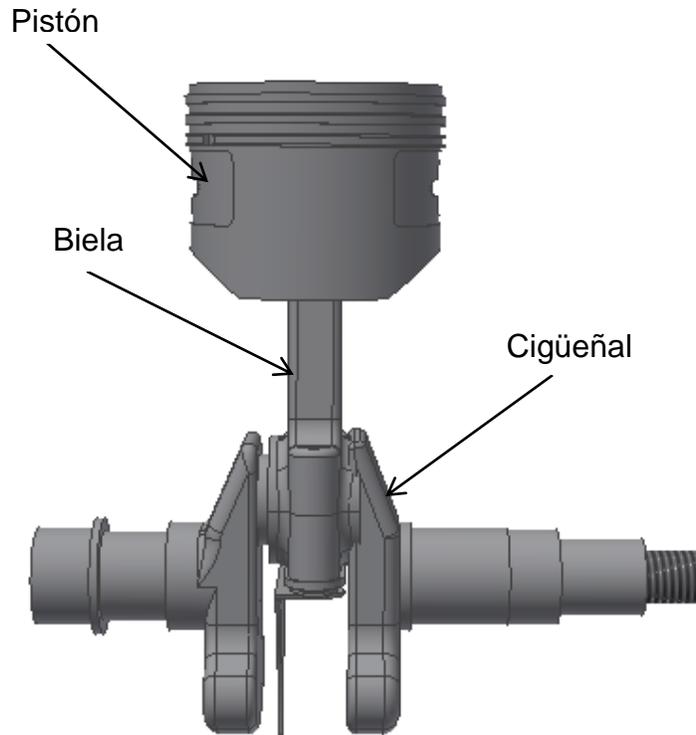
En la actualidad se ha investigado con gran interés el desarrollo de nuevos instrumentos y diferentes metodologías dirigidas a medir el grado de fricción de un cilindro, al entrar en funcionamiento el pistón, en el motor de combustión interna.

A continuación se describen los estudios más importantes en el sistema pistón cilindro. [11]

#### 1.4 Descripción del mecanismo biela-manivela

El motor de combustión interna alternativo está compuesto por el mecanismo biela-manivela, este transforma el movimiento alternativo del pistón, generado por la presión de la combustión, en movimiento de giro del cigüeñal a través de la biela, obteniéndose la potencia que es utilizada para mover el motor. En la figura 3 se observan las partes de mecanismo biela-manivela.

Figura 3 Piezas componentes del mecanismo biela-manivela



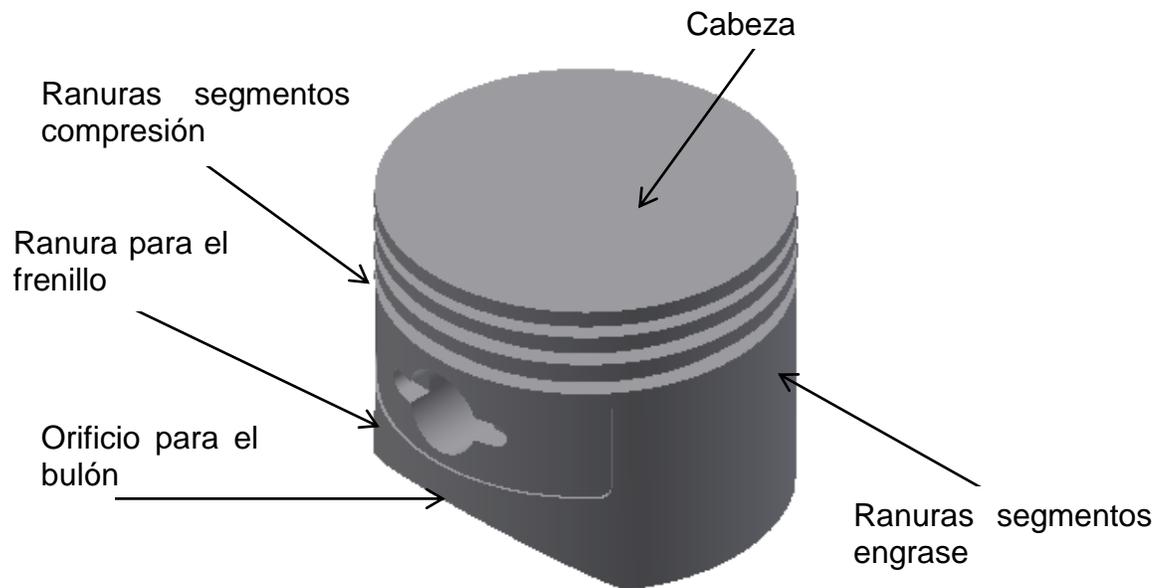
A continuación se describen cada uno de los elementos que intervienen en el mecanismo biela manivela.

**Pistón:** Es una pieza cilíndrica, como se muestra en figura 4; va situada dentro del cilindro y recibe la fuerza de los gases producto de la combustión; los gases le imprime un movimiento de vaivén para transmitir la energía al cigüeñal a través de la biela. En otro momento del ciclo empuja los gases de la combustión fuera del cilindro.

El punto más alto que alcanza la parte más alta del pistón en su recorrido por el interior del cilindro, se denomina punto muerto superior (PMS), mientras que el punto más bajo que alcanza, se denomina punto muerto inferior (PMI).

El pistón va sujeto a la biela por medio de un bulón. En la cabeza del pistón lleva alojados los segmentos de compresión y engrase.

Figura 4 Pistón.



**Segmentos:** Son aros metálicos y elásticos de diámetro algo mayor que el del cilindro, con una hendidura que los permite contraerse cuando el pistón se monta y se encaja en el cilindro. Van colocados en las ranuras que tiene el pistón en su parte alta y puede ser de dos tipos de compresión o de lubricación.

El pistón, durante su desplazamiento, debería ajustar perfectamente a todo alrededor del cilindro para que no hubiera fugas de gases que hicieran perder fuerza a compresión y a explosión; pero como esto produciría un fuerte rozamiento se deja una ligera holgura entre el pistón y el cilindro, y para evitar fugas se recurre a la colocación de segmentos.

Los segmentos de compresión son macizos, y son los encargados de la hermeticidad para minimizar la fuga de gases hacia el carter y evitar que se pierda compresión.

Los segmentos de lubricación llevan unas ranuras en la parte central de su perímetro y tienen por misión eliminar el exceso de aceite que se deposita en las paredes del cilindro y evitarlo a través de sus orificios, y de los que lleva el pistón en sus ranuras al carter del motor, evitando que pase a la cámara de combustión contaminando la mezcla y emitiendo humo blanco por el escape.

**Bulón:** Es un eje de acero que une el pistón con la biela, permitiendo una cierta oscilación de esta, pero manteniendo las dos piezas siempre unidas. Una vez metido el bulón en el pistón se colocan sobre este unos seguros metálicos

denominados frenillos para evitar que el bulón pueda salirse cuando el motor esté funcionando y deteriore las paredes del cilindro.

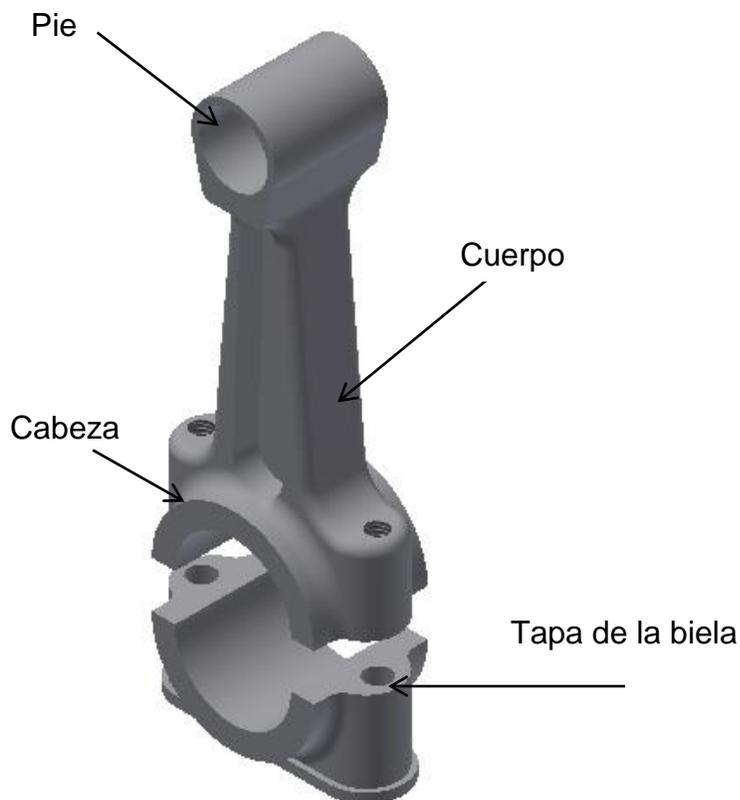
**Biela:** Es la pieza encargada de unir el pistón con el cigüeñal (Figura 5). Se encarga de convertir el movimiento rectilíneo del pistón en movimiento rotatorio del cigüeñal por medio de las muñequillas del cigüeñal.

Las bielas están fabricadas en aleaciones muy resistentes a la fatiga, debido a que reciben gran presión por el empuje del pistón (fuerza de compresión), como también fuerzas de tracción al desacelerar el motor (fuerzas de extensión), siendo al mismo tiempo materiales livianos de peso como los utilizados en los pistones.

Se diferencian tres partes: pie, cuerpo y cabeza.

En el pie lleva un orificio con un casquillo interior de latón, dentro del cual va metido el bulón. La cabeza gira sobre la muñequilla del cigüeñal y consta de dos partes: La inferior, llamada tapa de la biela, es desmontable y se sujeta a la parte superior por medio de pernos. Para que roce con la muñequilla del cigüeñal sea más suave, en cada una de las partes de la cabeza de la biela lleva un cojinete de bronce recubierto interiormente de material antifricción.

Figura 5 Partes de la biela



**Cojinetes:** Son montados en la parte de apoyo del cigüeñal, la cual viene a ser el centro de la rotación del mismo, y donde las bielas conectan los pistones y cigüeñal. Ellos funcionan para facilitar la rotación así como también para prevenir el desgaste.

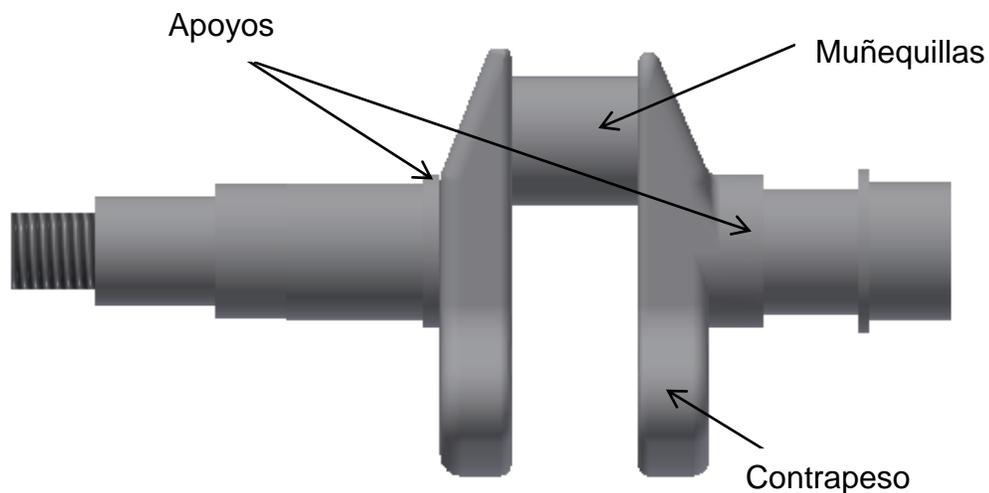
Los cojinetes son fabricados con materiales de baja dureza y son lubricados continuamente con aceite.

**Cigüeñal:** Es una pieza de acero forjado, figura 6 que tiene la misión de convertir el movimiento alternativo, generado por la carrera de combustión de los pistones en cada uno de los cilindros, en movimiento rotatorio. El cigüeñal también trabaja para generar movimiento continuo para suministrar movimiento al pistón. Este componente es el más importante de un motor por ser la columna vertebral del mismo.

Sus partes más importantes son: muñequillas o codos, que van alojadas en las cabezas de las bielas, apoyos por donde va sujeta al bloque y que constituyen el eje de giro del cigüeñal, y los contrapesos, que sirven para equilibrar el cigüeñal ya que al estar muy revolucionado el motor, si no está equilibrado, se producen vibraciones.

Por lo tanto, el cigüeñal gira sobre su propio eje, así como las bielas giran sobre las muñequillas del cigüeñal.

Figura 6 Partes del cigüeñal



## 1.5 Efecto de los componentes de un MCI

A continuación se plantean como cada una de los elementos que componen un MCI afecta la fricción en los motores.

### 1.5.1 Pistón

Se han encontrado 11 áreas de contacto de fricción en un pistón entre las que se encuentran [7,12]:

- Superficie de la falda del pistón (un lugar).
- Contacto del cilindro con cada uno de los tres segmentos (tres lugares).
- Caras superior e inferior del alojamiento de los segmentos (en total seis lugares para los tres segmentos).
- Superficie del bulón (un lugar).

Las condiciones de fricción varían con la calidad de la lubricación y la longitud de las carreras.

En algunos casos, como entre los segmentos y el cilindro, la fricción que se genera tiene un mayor efecto en la eficiencia del motor. En otros casos, como en el alojamiento del segmento rascador, los efectos son secundarios.

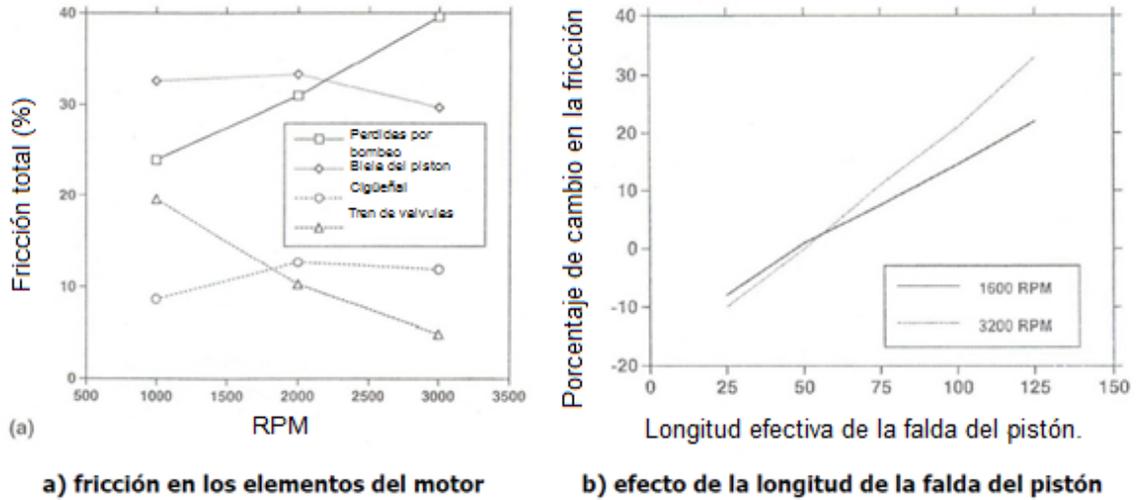
**Falda del pistón:** La fricción en la falda del pistón puede afectar el consumo de combustible y la eficiencia del motor. La figura 7 b) (tomada de [7]), muestra el efecto de la velocidad del motor en el porcentaje de cambio de fricción con la longitud de la falda del pistón. Entre mayor es la falda, mayor es el aporte a la fricción.

La fricción en la falda del pistón depende de si se hace contacto con el cilindro y de la manera que interactúa con el lubricante. Si la falda está bien diseñada, existe un mínimo contacto con el cilindro al formarse una película de aceite que separa a ambas superficies. Una fricción alta se produce al romperse esta película, que ocasionaría un contacto entre estos elementos. Si esto ocurre, la manera de reducirla es, colocando un revestimiento de baja fricción en el pistón o cambiando el perfil de la falda.

Otra manera de producirse la fricción en la falda es a través del esfuerzo cortante del lubricante. Las pérdidas por fricción son menores al disminuir el área de la falda del pistón que produce este esfuerzo, lo anterior se obtiene reduciendo la longitud de la falda, cambiando su perfil axial o circunferencial o aumentando la ovalidad.

La rugosidad de la falda del pistón también influye en la fricción entre esta y el cilindro Carden. [12] encontró que el rozamiento disminuye significativamente cuando la rugosidad se reduce.

Figura 7. Factores que afectan la fuerza de fricción.



Fuente: [7].

**Masa del pistón:** Existen diferencias entre los hallazgos por parte de diferentes autores con respecto al efecto de la masa del pistón en la fricción. Shimada et al. [13] encontró que al reducir las masas de los elementos con movimiento alternativo (pistón, segmentos y biela), obtenían una reducción de la fricción en un 20%. Para Peter J. Blau [14], al aumentar la masa del pistón lo hacen también las cargas laterales entre este y el cilindro y de las cargas inerciales del bulón, aumentando, por consiguiente, la fricción. Este efecto se hace más apreciable en los motores pequeños de alta velocidad, no así en motores de media velocidad en los que las fuerzas causadas por la presión en el cilindro son las más importantes. Por otro lado otros autores como Dupont et al, [15] apuntan que la masa del pistón no influye en la fuerza de fricción. En sus investigaciones, el autor aumento está en 170 g, lo que equivale a un 25,8% de incremento en las masas con movimiento alternativo, sin observar cambio alguno en las curvas de fricción. Por su parte en las simulaciones realizadas por Sato et al. [16], encontraron que el efecto conjunto de variar la forma de la falda del pistón (la hicieron más ovalada) y reduciendo en un 1%, y se reducía la fricción en un 2%.

### **1.5.2 Segmentos**

Los segmentos son quizás los componentes más complejos del motor desde el punto de vista de la tribología: están sometidos a variaciones fuertes y rápidas de lubricación, carga, velocidad y temperatura. La fricción entre estos y el cilindro es controlada por las formas de sus secciones transversales, los materiales, el tipo de lubricante y el trazado del cilindro. En una carrera del pistón pueden experimentar los diferentes regímenes de lubricación [8,17].

### **1.5.3 Biela**

La longitud de la biela afecta a la velocidad de desplazamiento del pistón y el régimen de lubricación [14]. En esta parte del conjunto también puede presentarse un efecto llamado picado de la biela que se produce debido a la explosión de la mezcla aire combustible antes de lo debido.

### **1.5.4 Cilindro**

Normalmente existe contacto entre el cilindro y el segmento de fuego en las cercanías del punto muerto superior de compresión debido a la poca cantidad de lubricante que existe en esa zona, sin embargo, la diferencia en la potencia absorbida por la fricción es pequeña ya que la velocidad del pistón es casi cero en esa zona.

La rugosidad de la superficie afecta la fricción generada en las condiciones de lubricación mixta, no para la lubricación límite. Una cierta cantidad de rugosidad es ventajosa ya que mejora el transporte del aceite a la vez que almacena cierta cantidad de lubricante en sus surcos quedando disponible en las diferentes fases del ciclo del motor [18].

#### **Presión en el cilindro**

Las altas presiones aumentan la carga y la temperatura lo que reduce la viscosidad y el espesor de la película de aceite, aumentando, la fricción y el desgaste. Igualmente, lo anterior puede afectar la retención del lubricante entre los segmentos y el cilindro. Si el ancho del segmento es largo, las presiones pueden aumentar la presión radial del segmento sobre el cilindro aumentando, por consiguiente, la fuerza de fricción [14].

## **1.6 Estudios sobre la fricción en el sistema pistón cilindro**

A continuación se puede observar una recopilación de los principales estudios e investigaciones que se han realizado sobre la fricción en el conjunto pistón cilindro.

### **1.6.1 La fricción en el anillo del pistón y el trabajo de lubricación**

En 1935, Hawkes y Hardy [19], identificaron la naturaleza fundamental de lubricación a lo largo de la carrera del pistón. Específicamente, su estudio reveló los modos predominantes de la lubricación a lo largo de las diferentes partes del ciclo del motor. En 1960, Faro-Barros y Dyson ampliaron este trabajo y se midió la fuerza de fricción a lo largo de la longitud de la carrera, que confirmó el estudio de Hawkes y Hardy. [19]

### **1.6.2 Análisis de la lubricación del anillo del pistón**

En 1992, Jeng [20] desarrolló dos modelos de análisis de la lubricación del anillo del pistón, incorporando condiciones realistas de contorno y predicciones de transporte de aceite. En este trabajo también se realizó un estudio paramétrico para examinar los efectos de algunos parámetros del motor sobre el desempeño tribológico. Específicamente, consideró efectos de la relación diámetro-tiempo, rugosidad de la superficie, la tensión del anillo, la posición del anillo en la ranura, compensación del anillo, altura de la corona del anillo y ancho de los anillos de fricción.

Sus resultados fueron en gran parte cualitativos y no fueron validos experimentalmente.

### **1.6.3 Tratamiento de la superficie para reducir la fricción y el desgaste**

En 1995, Nakada, [21] realizó un estudio enfocado en el tratamiento de la superficie para reducir la fricción y el desgaste. También sugirió la eliminación de un anillo para reducir la fricción al igual que en el estudio anterior no hay conclusiones cuantitativas, significativas y fueron extraídas de su obra.

#### **1.6.4 Reducción de la fricción**

En 1998 Richardson. [3], reviso varios métodos para reducir la fricción los cuales ya habían sido investigados por diferentes empresas e instituciones dedicadas a la investigación del tema. También reviso los métodos que se estaban desarrollando para medir la fricción, y se enfocó en investigar el efecto del cambio de perfil del anillo de un perfil plano a un perfil de barril desigual, y también modifico la anchura radial del aro del anillo lo cual arrojó resultados positivos en la disminución del consumo de aceite y los niveles de fricción durante la carrera del pistón ya que las modificaciones se vieron reflejadas en la optimización de la lubricación del sistema.

#### **1.6.5 La tensión en el anillo de aceite**

En 2000 Tomanik. [22], Realizó un estudio en el cual se redujo la tensión del anillo de aceite de tal manera que la presión unitaria disminuyó de 1.1 a 0.8 N/mm. Esto resultó en una reducción del 30% en pérdidas de potencia por fricción de acuerdo con las predicciones del modelo de fricción de Richardson. Desafortunadamente, este trabajo fue netamente experimental, enfocado en una combinación de varias modificaciones para reducir la fricción y no analizó el efecto de cada una de ellas por separado sino que analizó el efecto de todas juntas, por lo tanto no realizó comparaciones entre las modificaciones.

A partir de estos estudios, se puede ver que la mayor parte de trabajo previo se ha centrado exclusivamente en la reducción de la fricción del anillo del pistón, relativamente pocos se han estudiado otros efectos que están presentes en este conjunto, esto se debe a la complejidad de los mismos, por consiguiente el desarrollo de modelos precisos para predecir estos efectos cuantitativamente ha sido bastante difícil.

#### **1.6.6 Conformado y perfil del anillo**

En 1997 Culler y Frosham. [23], investigaron el cambio del material del anillo de compresión, implementando acero en lugar de hierro fundido encontraron que el anillo de acero podía ser ensamblado con una mayor brecha libre debido a su mayor resistencia. Aumentando así su tensión. Esta modificación mejoró la adaptabilidad del anillo cuando se utilizaba algún tipo de revestimiento en el cilindro. También encontraron que al disminuir la anchura radial del anillo se reduce el momento en el mismo debido a la inercia y esto se ve reflejado en un descenso en los niveles de fricción. Para finalizar su investigación utilizaron un

perfil de barril inclinado en el anillo rascador de aceite lo que mejoro la lubricación y redujo el consumo de aceite

## **1.7 Tendencias del perfeccionamiento de los motores**

Como se puede observar a continuación, las tendencias de perfeccionamiento se han centrado en la implementación de distintos y mejores materiales, como el carbón, grafito o aluminio que mejoran considerablemente el desempeño del conjunto pistón-anillos-cilindro.

### **1.7.1 Pistones fabricados en aluminio**

En muchos casos se usa acero dulce como material para fabricar pistones. Este material es lo suficientemente fuerte para soportar las tensiones de trabajo; tiene un punto de fusión que sobrepasa la temperatura de operación del cilindro, se dilata en el mismo grado que los cilindros y no genera fricción excesiva si está debidamente lubricado. Su peso constituye el único inconveniente. [24]

Los motores de combustión interna han cambiado indudablemente en los últimos 55 años, tanto en su diseño como en su funcionamiento y durante este periodo el diseño de los pistones ha cambiado probablemente más que cualquier otra parte del motor.

Ciertas características de los pistones fabricados en hierro colado obstaculizan un eficiente funcionamiento de los motores, entonces, la atención de los técnicos en la industria fue atraída por el aluminio como solución lógica por dos cualidades particulares de este material y sus aleaciones, siendo estas.

1.- Es más liviano; el hierro pesa 2,63 veces más que el aluminio, lo que permite a los motores con pistones de aluminio una aceleración más rápida con mayor duración de sus componentes.

2.- Mayor disipación del calor; las ventajas que este material trajo fueron, eliminar más rápidamente el calor producido por la combustión y lograr tolerancias de fabricación más estrechos.

Lo anterior permite que los motores modernos de combustión interna trabajen a mayor número de revoluciones, desarrollando grandes potencias, permitiendo a la vez mayores aceleraciones.

### 1.7.2 Recubrimientos de carbono tipo diamante (DLC)

Los recubrimientos de carbono tipo diamante DLC, son usados en la industria automotriz para disminuir la fricción e incrementar la durabilidad en muchos de los componentes en contacto. Las películas pueden ser extremadamente duras, mayores de 90 GPa, ofrecen bajos coeficientes de fricción y exhiben bajos coeficientes de desgastes. Las películas a menudo son consideradas químicamente inertes, con características hidrofóbicas.

Las capas para recubrir los anillos son ampliamente utilizadas. Un ejemplo es el cromo, que se utiliza en condiciones abrasivas y corrosivas donde las condiciones de trabajo son severas. Se ha investigado la posibilidad de usar los anillos de cerámica como complemento a los anillos metálicos, en aplicaciones avanzadas del motor [25].

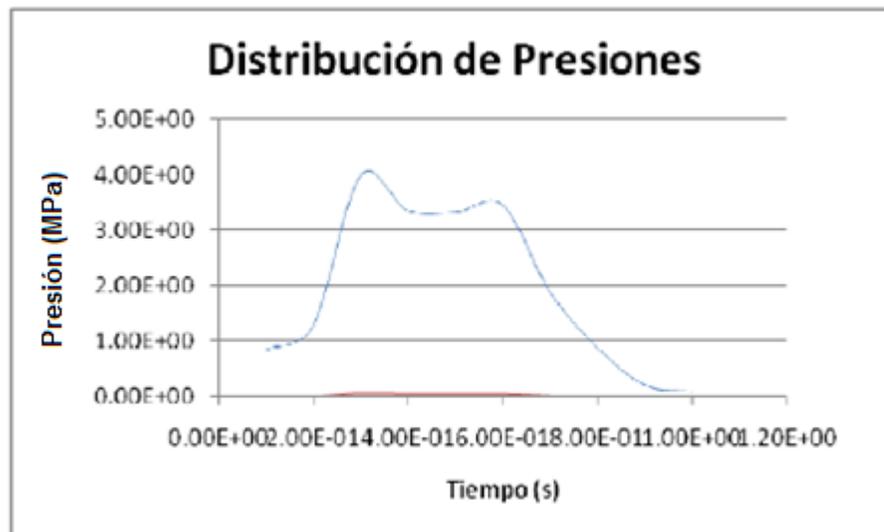
Las pruebas con los materiales cerámicos han incluido, entre otros, zirconio, monolítico, carburo de silicio sintetizado, nitruro de silicio, etc.

En pruebas de deslizamiento no lubricado, los resultados fueron perjudiciales para la cerámica. Con el nitruro de silicio y el carburo de silicio estas pruebas se realizaron satisfactoriamente bajo condiciones de desplazamiento lubricadas por aceite, mientras que el zirconio sufrió de agrietamiento por el choque térmico [23].

Para evitar el desgaste que ocasiona el levantamiento de material de una superficie se utilizan metodos como el recubrimiento nanoestructurado, que consiste en la aplicación de delgadas capas policristalinas de materiales cerámicos que llegan a proporcionar una dureza superior a casi cualquier material convencional.

La figura 8 (Distribución de la presión del aceite entre el anillo y la camisa del cilindro, con y sin DLC.) muestra como la distribución de presiones en función del tiempo es significativamente diferente con el solo hecho de tratar la superficie con DLC. Alcanzando diferencias de hasta el 400% en las variables anteriormente mencionadas.

Figura 8 Distribución de la presión del aceite entre el anillo y la camisa del cilindro, con y sin DLC.



Fuente: [26]

### 1.7.3 Grafito

Las altas exigencias en los elementos de los motores de combustión interna han obligado a la investigación y desarrollo de varios elementos, como los cerámicos capaces de trabajar en condiciones cada vez más extremas y a la vez alargar su vida útil, reducir su peso y la fricción.

Uno de estos nuevos materiales es el carbono gráfico, ampliamente utilizado en la industria en elementos tales como: juntas herméticas y cojinetes, y en condiciones de servicio severas como el funcionamiento en seco o con escasa lubricación. Generalmente este tipo de carbono gráfico se desliza sobre superficies metálicas más duras. Las características principales del grafito son: propiedad de auto lubricación, alta conductividad térmica y buena estabilidad a altas y bajas temperaturas [27].

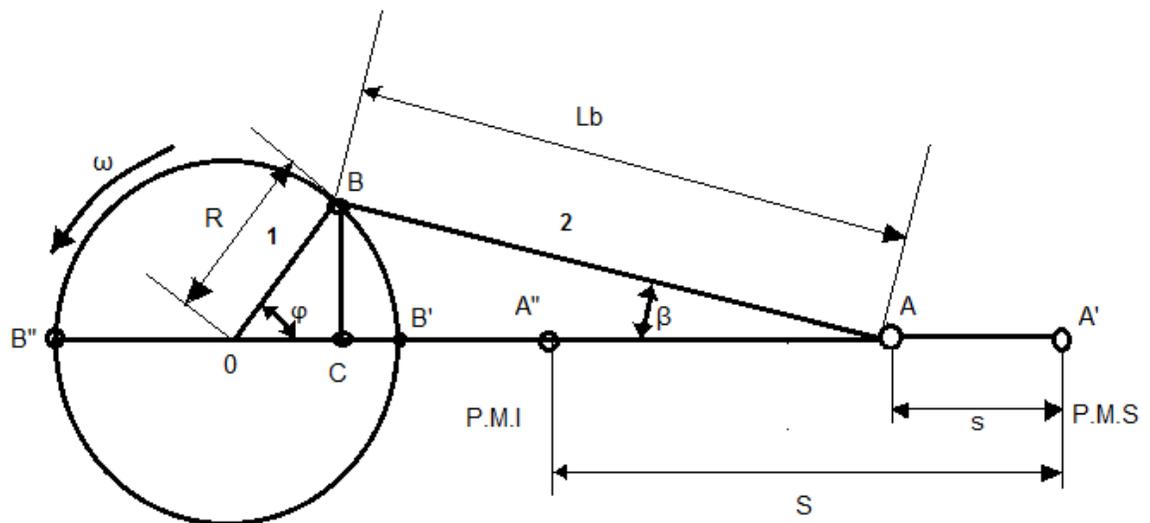
Algunos autores como Armstrong-Helouvry. [9], señalan como una limitación de los lubricantes sólidos, tales como el grafito o el teflón, su alto grado de desgaste. Estos sólidos tienden a la estabilización y reducen la fricción a bajas velocidades, pero pueden aumentarla a altas velocidades. Sin embargo, en experimentos realizados por Williams. [27], donde utilizaron piezas de carbono deslizándose sobre acero inoxidable, los autores encontraron que durante las primeras etapas del deslizamiento el grado de desgaste es alto y se producen abundantes restos de carbono debido a que la presión en las asperezas de la superficie exceden la resistencia a la compresión del material más suave.

A medida en que el deslizamiento continúa se forma una capa compacta de estos restos sobre la superficie de ambos materiales, produciendo un aumento en la separación de los dos cuerpos deslizantes. Cuando se alcanza el estado estable, después de una distancia de deslizamiento considerable, la superficie del acero está cubierta completamente por la capa de restos de manera que el deslizamiento es de carbono sobre carbono, con la correspondiente reducción del desgaste.

### 1.8 Cinemática del mecanismo biela-manivela

En el funcionamiento real de motor, la velocidad está determinada por la fuerza que los gases ejercen sobre el pistón, por el par resistente que la “carga” ejerce sobre el cigüeñal, por la inercia de las piezas y la carga y, en menor medida, por el rozamiento entre pistón y cilindro, y el existente en las agujas de los rodamientos o entre superficies de los cojinetes.

Figura 9 Esquema de un mecanismo biela-manivela central Axial de un MCI



Donde 1 es la manivela (barra que realiza giros completos respecto de la articulación fija), 2 la biela, (barra con dos articulaciones móviles), 0 el cigüeñal, A la unión entre la manivela y el pistón, B la unión entre manivela y la biela, y los ángulos  $\varphi$  y  $\beta$  que son el ángulo de rotación de la manivela, contando desde la dirección del eje del cilindro, en el sentido horario de rotación de la manivela, contando desde la dirección del eje del cilindro en el sentido horario de rotación del cigüeñal y el ángulo que forma el eje de la biela, en el plano de su movimiento, con el eje del cilindro respectivamente.

Los mecanismos biela-manivela se pueden clasificar en mecanismo centrales (axial) y mecanismos descentrados. En este último, el eje del cilindro no se cruza con el eje del cigüeñal, sino que está desplazado una pequeña distancia en la dirección de la rotación de la manivela cerca del punto muerto superior (PMS).

En la figura 9 se pueden observar las partes del mecanismo biela-manivela para el desarrollo de las ecuaciones, a continuación se describen las ecuaciones para un mecanismo central dado que el motor del cual se realiza el estudio es de este tipo.

Los mecanismos biela-manivela se caracterizan por un parámetro adimensional que da la relación geométrica entre el radio de la manivela ( $R$ ) y la longitud de biela ( $L_b$ ):

$$\lambda = \frac{R}{L_b} \quad (1.3)$$

El desplazamiento del pistón  $s$ , desde su punto de partida  $A'$  en el PMS, para el caso general de un mecanismo que no se encuentre centrado, es:

$$S = A'A = L + R - L \cos \beta - R \cos \varphi = L * (1 - \cos \beta) + R * (1 - \cos \varphi) \quad (1.4)$$

Se denomina oblicuidad de la biela al ángulo formado entre la biela y el eje del cilindro por donde se desplaza el pistón ( $\beta$ ) y puede hallarse con la ecuación:

$$\begin{aligned} \rightarrow \quad CB &= R * \sin \varphi = L * \sin \beta \quad \sin \beta = \lambda * \sin \varphi \\ \cos \beta &= \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - (\lambda * \sin \varphi)^2} \end{aligned} \quad (1.5)$$

Tomando en consideración los pequeños valores del parámetro  $\lambda$ , la expresión (1.5) se puede desarrollar en una serie según exponentes del parámetro  $\lambda^2$ :

$$S \cos \beta = 1 - \frac{\lambda^2}{2} * \sin^2 \varphi + \frac{\varphi^4}{8} * \sin^4 \varphi \dots \approx 1 - \frac{\varphi^2}{4} * (1 - \cos \varphi) \quad (1.6)$$

Finalmente se obtiene que el desplazamiento del pistón  $s$  puede calcularse por medio de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} S &= L * \left( \frac{\lambda^2}{4} * (1 - \cos 2\varphi) \right) + R * (1 - \cos \varphi) \\ S &= R * \left[ \left( \frac{\lambda^2}{4} * (1 - \cos 2\varphi) \right) + R * (1 - \cos \varphi) \right] \end{aligned} \quad (1.7)$$

La Carrera del pistón es  $S = 2R$ .

La velocidad del pistón es igual a la derivada con respecto al tiempo de la expresión anterior del desplazamiento:

$$V = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} * \frac{d\varphi}{dt} = R * \omega * \left( \frac{\lambda}{2} * \text{sen}2\varphi + \text{sen}\varphi \right) \quad (1.8)$$

Donde  $\omega$  es la velocidad angular.

La velocidad del pistón es igual a cero en los puntos muertos, es decir, cuando  $\varphi = 90^\circ$  y  $270^\circ$ .

Derivando con respecto al tiempo la expresión de la velocidad del pistón se obtiene la aceleración:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} * \frac{d\varphi}{dt} = R * \omega^2 * (\cos\varphi + \lambda * \cos2\varphi) \quad (1.9)$$

### 1.9 Análisis dinámico del mecanismo

El estudio dinámico de cualquier mecanismo exige la consideración de las fuerzas y el momento de inercia (fuerzas y momentos máxicos) que se producen en los componentes sometidos a aceleración por los movimientos que se producen con ellos.

En el mecanismo biela-manivela, considerando únicamente velocidad angular constante de la manivela (puede en general no ser así en el caso de un mecanismo acelerado o frenado), se producen las siguientes aceleraciones:

- a) Aceleración lineal en el pistón: basta con sólo tener presente que en los extremos de carrera, la velocidad cambia de sentido y consecuentemente se anula. La utilización de aluminio en la construcción de pistones, disminuye la masa de los mismos y los efectos inerciales correspondientes.
- b) Aceleración angular de la manivela por la rotación de la misma.
- c) Aceleración lineal del centro de gravedad de la biela y angular de la biela: El centro de masa de la biela describe trayectorias curvilíneas con probables o posibles bifurcaciones en los extremos de carrera del pistón.

Dada la complejidad del análisis dinámico de este tipo de mecanismo, conforme a las aceleraciones que se producen en el mismo, se efectúa previamente el análisis “estático”, esto es, se analizan las fuerzas y momentos presentes, sin considerar las fuerzas y momentos inerciales, para luego estudiar las reacciones inerciales, que sumadas al análisis “estático”, conforman el análisis dinámico en cuestión.

Por lo tanto, el análisis queda dividido en dos partes:

- a) Estudio de la presión que los gases ejercen sobre el pistón, estudiando la deformación que se produce para distintas posiciones del cigüeñal sin tener en cuenta las fuerzas de inercia.
- b) Estudio de las fuerzas de inercia producidas por el movimiento del mecanismo.

## 2 REVISIÓN DE LAS TÉCNICAS EXPERIMENTALES Y SU RELACIÓN CON LOS MODELOS DE FRICCIÓN

### 2.1 Métodos experimentales para medir fricción

Los investigadores han desarrollado algunos métodos que permiten medir la fricción del sistema pistón, los segmentos y la camisa del cilindro directamente en el motor con combustión (PSBC).

- 2.1.1 Camisa móvil o flotante (Moveable Bore or Floating Liner):** [3], [4], [28-33]. El cilindro se comporta de manera elástica y la fricción se determina midiendo las fuerzas que actúan sobre él cuando el pistón se mueve. Este método permite medir la fricción directamente y no se necesita de cálculos complejos, sin embargo, se requiere de importantes y costosas modificaciones del motor, principalmente en el sellado del agua y de los gases de combustión.
- 2.1.2 Camisa con movimiento alternativo (Reciprocating Liner):** [1]. El cilindro tiene movimiento alternativo y el pistón va montado de forma elástica es decir que puede moverse axialmente con las fuerzas de fricción que se generen al iniciar el desplazamiento alternativo del pistón. La fricción se mide en el pistón. Con este método el motor no puede funcionar encendido.
- 2.1.3 Camisa fija (Fixed Sleeve):** [1], [15]. Es una técnica derivada del método de camisa flotante. Se monta un cilindro delgado dentro de una réplica de una camisa comercial. Las fuerzas de fricción y de los gases que actúan sobre la camisa flexible se miden con galgas extensométricas. Esta configuración requiere de un pistón y segmentos especiales, por lo que las condiciones de operación y los resultados no se ajustan al funcionamiento real del motor.
- 2.1.4 Método P- $\omega$ :** Desarrollado por Rezeka y Hinein [7]. Esta técnica hace un balance de los pares presentes en el motor asumiendo que se encuentran en equilibrio a régimen constante:

$$M_{IFT}=M_p-M_L-M_I \quad (2.1)$$

Donde  $M_{IFT}$  es el par instantáneo debido a la fricción,  $M_p$  es el par instantáneo debido a la fuerza de los gases en el cilindro,  $M_L$  es el par instantáneo debido a la carga en el motor,  $M_I$  es el par instantáneo debido a la inercia de las partes en movimiento del motor. Este método permite investigar la variación del par de rozamiento de un motor en los distintos puntos de la carrera del pistón. Aunque no requiere de modificaciones importantes del motor, si son necesarios correlaciones y cálculos complejos.

**2.1.5 Método de la Presión Media Indicada:** [1], [3], [6], [12], [32]. Desarrollado por Uras y Patterson, mide de manera simultánea la presión en el cilindro y los esfuerzos producidos en la biela; estos últimos con galgas extensométricas, y permite calcular las fuerzas inerciales. A partir de estos datos, es posible hacer un balance de las fuerzas que actúan sobre el pistón en la dirección axial para obtener la fuerza de la fricción. Se trata de un método que no necesita cálculos complejos ni modificaciones importantes del motor, por lo que el impacto en la dinámica del sistema original es mínimo. Su validez depende de la exactitud con que se mide los esfuerzos de la biela y la presión en el cilindro.

**2.1.6 Método de los ocho Ciclos:** Creado y desarrollado por Goto. [5], agrega cuatro carreras (dos de compresión y dos de expansión) al final del ciclo de cuatro tiempos convencional. Mide la fuerza de fricción utilizando el método IMEP, mencionado en el numeral 2.1.5 durante la segunda compresión y expansión.

## 2.2 Modelos para obtener valores de fricción en el sistema pistón-cilindro

Los modelos analíticos presentan la ventaja de estimar la fricción y el desgaste de diferentes motores para una gran variedad de condiciones de operación, régimen de giro, cargas y una gran cantidad de datos para realizar el modelo que no siempre se obtiene con facilidad.

Rohde et al. [35], desarrollaron un modelo matemático para estudiar el efecto de la textura de la superficie, las propiedades del lubricante y las condiciones de operación del motor en la fricción de los segmentos. Concluyeron que esta es dependiente de la topografía de la superficie cuando el contacto se produce en la zona de lubricación mixta. En el mismo artículo se indica que Sui et al. Usaron ecuaciones de Reynolds para predecir la fricción en los segmentos y mostraron

que esta se puede reducir de manera significativa para una rugosidad de la superficie muy baja.

Para estudiar el efecto del estado de la superficie, Ronen et al. [35] desarrollaron un modelo donde las caras de los segmentos fueron tratadas con láser para que contuvieran micro-poros de modo que mejora la lubricación hidrodinámica. Como resultado obtuvieron una disminución del 30% en la fricción de este tipo de superficies.

Realizaron un modelo para establecer la fricción entre el segmento de compresión y el cilindro. Como resultado encontraron que durante prácticamente todo el ciclo la lubricación es hidrodinámica, exceptuando en los puntos muertos, donde hay un aumento en la fricción debido a la lubricación mixta y como consecuencia del aumento de las presiones en el cilindro y de la baja velocidad del pistón. Esta tendencia concuerda con diversos resultados experimentales [4], [6], [15], [33]. Para estimar la fricción en motores, los diseñadores usan el término de presión media de pérdidas por fricción mecánica (*pmf*). Teniendo en cuenta que la mayor parte de la potencia absorbida por las pérdidas de fricción mecánica ( $N_f$ ) se debe al sistema PSBC, se puede escribir [39]:

$$N_f = F_f c_m \quad (2.2)$$

Donde  $F_f$  es la resultante de todas las fuerzas de fricción aplicadas sobre el pistón y  $c_m$  es la velocidad lineal media del pistón.

De manera que la *pmf* se define como:

$$pmf = \frac{N_f}{\frac{n}{2} V_T} = C \frac{F_f}{A_p} \quad (2.3)$$

Donde  $A_p$  es el área del pistón y  $C=4$  para motores de 4 tiempos  $V_T$  es velocidad tangencial.

Taylor C. [36] Sugirió un método simple para calcular las pérdidas de potencia por la fricción en el contacto pistón-cilindro usando la definición de viscosidad:

$$F = A \mu \frac{S}{Y} \quad (2.4)$$

Donde  $F$  es la fuerza necesaria para mover una de las superficies,  $A$  es el área de contacto (para todos los pistones en el motor), e  $Y$  es el espesor de la película (típicamente, 1/16 la holgura del pistón).

Una correlación basada en la relación de Stribeck [1], expresa la fricción del Sistema PSBC como:

$$f = C \left( \frac{\mu S}{pw} \right)^x \quad (2.5)$$

Donde  $f$ : coeficiente de fricción

$C$ : Constante  
 $\mu$ : Viscosidad dinámica  
 $s$ : Velocidad del pistón  
 $p$ : Presión en el segmento  
 $w$ : Ancho del segmento  
 $x$ : Exponente (0,33 - 0,66)

Stribeck expreso que las pérdidas por fricción son proporcionales a:

$$N_f \propto s^{1,5} (\mu w)^{0,5} \quad (2.6)$$

En el trabajo de Patton. [37], [3] y posteriormente actualizado por Sandoval y Heywood [41], se desarrollaron una serie de expresiones para la fricción de los diferentes elementos del motor. La ecuación (2.7) corresponde a la realizada a partir de los principios básicos de lubricación entre placas paralelas para expresar la potencia absorbida por la fricción mecánica en el pistón.

$$N_f \propto D c_m^2 \quad (2.7)$$

Las ecuaciones (2.8) y (2.9) representan la potencia absorbida por rozamiento en los segmentos. La primera de ellas se aplica para lubricación mixta y no tiene en cuenta la carga producida por la presión, y la segunda modela el aumento de la fricción debido a esta carga basada en la expresión desarrollada por Bishop.

$$N_f \propto \left(1 + \frac{1000}{n}\right) c_m \quad (2.8)$$

$$N_f \propto D S^2 (P_i/P_a) (0,088r + 0,182r^{(1,33-0,0238cm)}) \quad (2.9)$$

Para  $P_i$ : presión de admisión  
 $P_a$ : Presión atmosférica

Asumiendo que la transición a la lubricación límite ocurre a una velocidad del pistón crítica, Bishop [39] demostró que la presión media de fricción es proporcional a la carrera/diámetro<sup>2</sup> [expresión (2.10)]

$$(pmf)_{limite} \propto \text{carga} \times \frac{S}{D^2} \quad (2.10)$$

Donde la carga del segmento se compone de su tensión (constante) y de la presión del gas detrás de este (que depende de la carga y la asumió proporcionalmente a la presión en el colector de entrada).

Por otro lado, la fricción hidrodinámica la expreso como:

$$(pmf)_{hidrodinámica} \propto \frac{C_m A_{pe}}{SD^2} \quad (2.11)$$

Con  $A_{pe}$  como área de la falda del pistón efectiva en contacto con el cilindro.

La ecuación (2.12), también desarrollada por Bishop, determina las pérdidas del conjunto pistón-segmentos:

$$P_{mpm} = 3,69 \times 10^{-3} \frac{S_a}{D^2} C + 7,56 \times 10^{-3} \frac{bc_m}{DS} \quad (2.12)$$

Donde  $a$  : Número de segmentos

$b$  : Altura de la falda del pistón

$C$  : Constante (2-3)

El modelo desarrollado por Patton. [31] estima la presión media de pérdidas por fricción de motores de encendido provocado. Para ello, los autores deducen las expresiones de las pérdidas de los elementos auxiliares, de bombeo y de rozamiento del cigüeñal, del tren de válvulas y del sistema PSBC [ecuaciones (2.7), (2.8) y (2.9)]; para el último sistema encontraron que le corresponde la mayor proporción del total de las pérdidas por fricción, con un 30% a 40% a mayores velocidades, coincidiendo con los resultados obtenidos por [15], [3], [2], [29] respectivamente.

Grupos como GM, Shell y la universidad de Leeds, realizaron modelos de lubricación para los componentes principales del motor (sistema del pistón, cojinetes y tren de válvulas), que permiten estimar la fricción y el desgaste en diferentes condiciones de operación del motor. Los resultados correspondientes a motores de gasolina a  $2000 \text{ min}^{-1}$  y  $2500 \text{ min}^{-1}$  se resumen en la siguiente tabla:

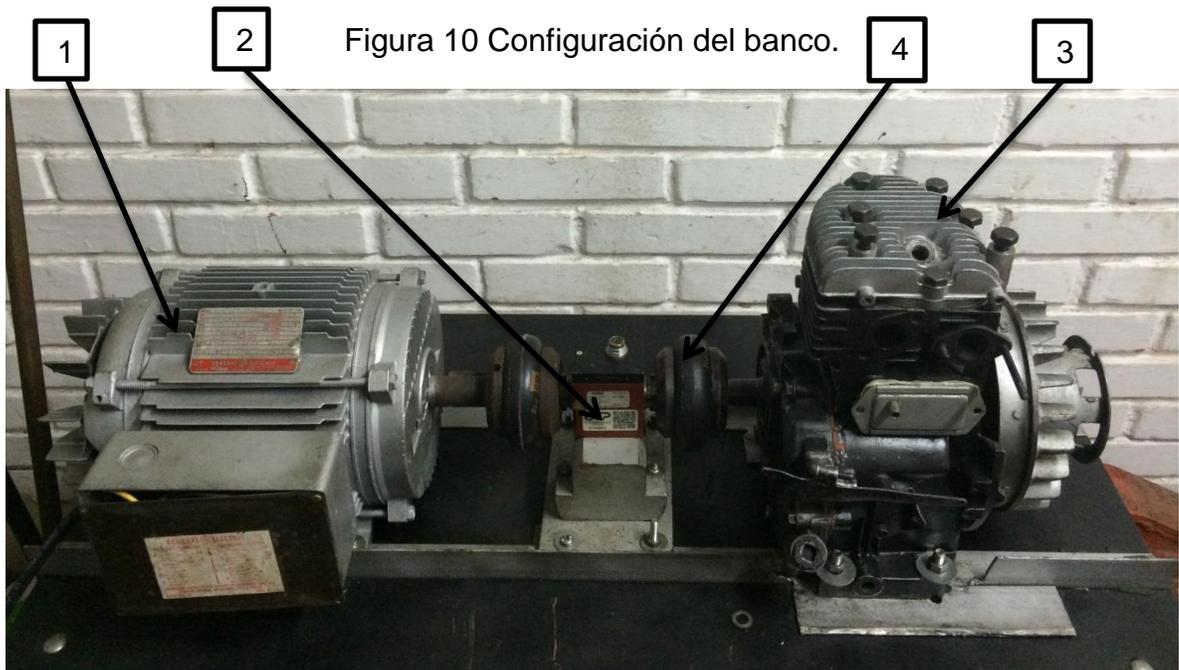
Tabla 2.1 Pérdidas por fricción de componentes del motor (datos en porcentajes)

Componentes	GM	Shell	Leeds
Sistema de Pistón	46	42	68
Cojinetes	20	39	12
Tren de válvulas	34	19	20

Los datos obtenidos por GM y Shell, para el sistema pistón concuerdan con los resultados de los modelos realizados por Lang [37] (44%) para un motor arrastrado de gasolina, y de Hoshi [37] (45% motor de gasolina), así como con los obtenidos experimentalmente por diversos investigadores [3], [15].

### 3 ELEMENTOS DEL BANCO

La figura 10 muestra la configuración del banco para la medición del par de torsión en el motor monocilindrico. Está compuesto del motor eléctrico (1), el sensor de par (2) y el motor monocilindrico (3), estructura, acople (4).



#### 3.1 Componentes del banco

A continuación se detalla cada uno de los elementos que conforman el banco, los cuales se encontraban disponibles en el laboratorio de Motores de la Universidad Tecnológica de Pereira.

##### 3.1.1 Motor monocilindrico.

En tabla 3.1 se muestra las especificaciones del motor Robin EY15B el cual tiene las siguientes características:

- Motor compacto, ligero y potente de 4 tiempos refrigerado por aire que incorpora técnicas de diseño ingenioso y de fácil manejo.

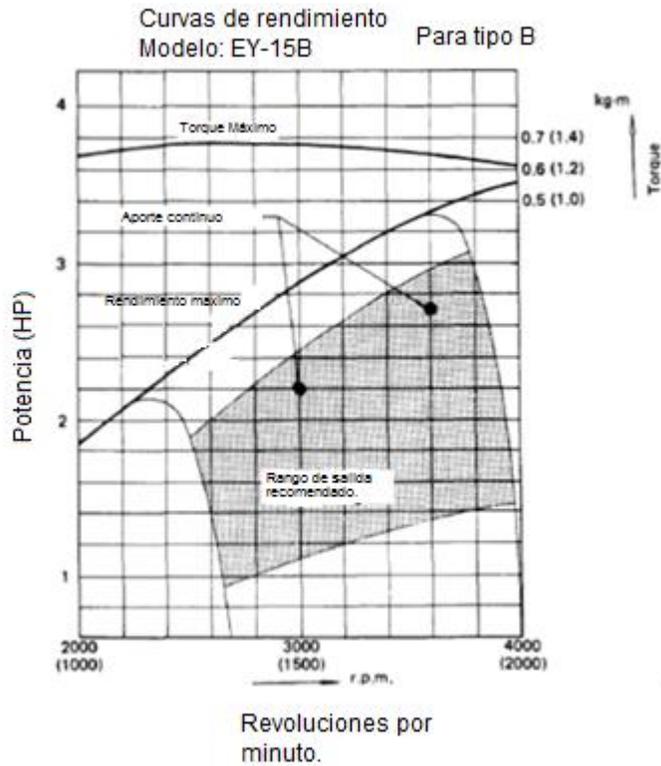
- De construcción simple, máxima facilidad de arranque debido a un dispositivo de descompresión automática.
- Económico por que el consumo de combustible es muy bajo.
- Gran versatilidad en la instalación a través de 360° posibilidad de extensión y un llenado de aceite por ambos lados y la disposición de drenaje.

Tabla 3.1 Tabla de especificaciones del motor de combustión.

Modelo	EY15B	
Tipo	Cir-codificación, 4 ciclos, Vertical, Mono-cilíndrico, Motor de Gasolina	
Orificio x Carrera (in)	63 mm x 46 mm (2.48" x 1.81")	
Desplazamiento del pistón (cu. in)	143 cc (8.73 cu)	
Relación de Compresión	6.3	
Potencia nominal Continua (HP/RPM)	2.7/1,800 2.7/1,800	
Max. Potencia de Salida (HP/rpm)	3.5/2,000	
Max. Torque (kg-m/rpm)	1.36/1,400	
Rotación	Sentido horario de las Manecillas del reloj	
Sistema de refrigeración	Enfriamiento por Aire Forzado	
Lubricación	Tipo de Salpicadura	
Lubricante	Aceite de Automóvil Clase SC	
Carburador	Horizontal Tipo Flotador	
Combustible	Gasolina de Automóvil	
Radio de Consumo de Combustible	280 en la operación de salida nominal continua	
Alimentación del Combustible	Tipo de Gravedad	
Capacidad del Tanque de Combustible	1,8 litros (0.73 U.S: gal.)	
Relación de Reducción	1/2	
Regulador de Velocidad	Centrifuga Tipo Peso Mosca	
Sistema de Encendido	Volante tipo magneto	
Bujía	NGK, B-6HS	
Potencia de la Energía (V-W)	12V	
Sistema de Arranque	Arrancador de Resorte	
Peso en seco (lbs)	13,8 kg (30,3 lbs)	
Dimensiones	Longitud	306 mm (12.1")
	Ancho	300 mm (11.8")
	Altura	368 mm (14.5")

En la Figura 11 se pueden observar la curva característica del motor Robin EY15B

Figura 11. Curvas de rendimiento del motor EY15B



. Fuente: Service Manual Models EY15, EY20, EY28.

### 3.1.2 Motor eléctrico.

La tabla 3.2 muestra las especificaciones del motor eléctrico de inducción marca GENERAL ELECTRIC.

Tabla 3.2 Características motor eléctrico

Modelo	5KC184AL202C
HP	3
Voltios	115/230
Ampere	35,2/17,6
RPM	1735
DEG. C MAX. AMB	40
Marco	184T
Factor de servicio	1,15

Fase	1
Hertz	60
Valoración tiempo	CONT
Tipo	KC
Código	J

### 3.1.3 Sensor de torque.

La figura 12 muestra el sensor de Par FUTEK MODEL TRS605 y la tabla 3.3 muestra las principales especificaciones.

Figura 12 Sensor de torque FUTEK MODEL TRS605.



Fuente: <https://www.futek.com/files/pdf/Product%20Drawings/trs605.pdf>

Tabla 3.3 Especificaciones sensor de torque

EPECIFICACIONES DEL SENSOR	
Potencia Nominal	100 N.m
Sobrecarga Segura	150% de P.N
Balance Cero	±1% de P.N
Excitación (VDC)	11-26 VDC, 1 Watt
No Linealidad	±0.2% de P.N
Histéresis	±0.1% de P.N
No Repetitividad	±0.2% P.N
Temperatura de Cambio en Cero	±0.01% P.N. / °F[±0.02% de P.N. /°C]
Lapsos de cambio de Temperatura	±0.01% P.N. / °F[±0.02% de la carga /°C]
Temperatura de Funcionamiento	-13 a 176°F [-25 a +80°C]
Compensación de Temperatura	22 a 122°F [+5 a +50°C]
Rapidez de Rotación	7000 RPM MAX
Conector	12 pin de serie ligante #581 (09-0331-90-129

### 3.1.4 Acoples

Se emplearon acoples marca RENOLD (modelo TYREFLEX COUPLING No. 7131104/HB02) para el acople de los motores con el sensor de par; la figura 13 muestra las características de los acoples empleados.

Figura 13 Características TYREFLEX COUPLING

Coupling size	Power /100rpm kW	Torque nominal Nm	Speed max rpm	Type B	
				Bore	
				Max	Min
TY40 ##	0.26	25	4500	30	12
TY50 ##	0.69	66	4500	38	15
TY60 ##	1.33	127	4000	45	18
TY70 ##	2.62	250	3600	50	22
TY80 ##	3.93	375	3100	60	25
TY90 ##	5.24	500	3000	70	28
TY100 ##	7.07	675	2600	80	32
TY110 ##	9.2	875	2300	95	30
TY120 ##	13.9	1300	2050	110	38
TY140 ##	24.3	2320	1800	130	75
TY160 ##	39.4	3770	1600	140	85
TY180 ##	65.8	6270	1500	150	85

Fuente: [http://www.renold.com/UploadedFiles/Brochure\\_Tyreflex.pdf](http://www.renold.com/UploadedFiles/Brochure_Tyreflex.pdf)

### Características y beneficios del acople TIREFLEX:

- Capacidades de alta desalineación-alta flexibilidad.
- Absorción de impactos-extender la vida útil de la máquina.
- Fácil sustitución del elemento de neumático sin necesidad de mover los cubos axialmente sobre ejes accionados o de conducción.

### Aplicaciones:

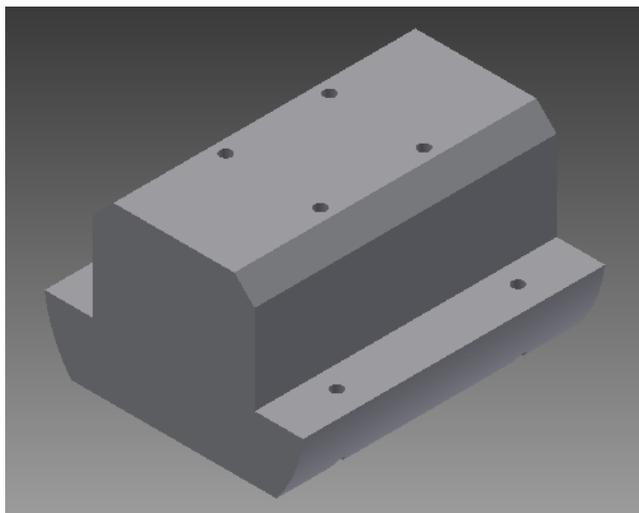
- Compresores.
- Bombas.
- Unidades de rodillos de mesa.
- Aplicaciones industriales.

## 3.2 Base del sensor

Para asegurar el sensor de Par, se debía tener superficie plana, estable y a la altura del eje de salida del motor eléctrico, por tanto se construyó una base para cumplir estos requerimientos. La base construida en acero AISI 1020, sin tratamiento térmico, el cual presenta propiedades mecánicas favorables para facilitar el mecanizado, debido al bajo contenido de carbono y la buena maquinabilidad que presenta.

La figura 14 muestra la base construida, obtenida de un material en bruto de forma cilíndrica de  $\varnothing$  4 pulgadas y longitud de 5 pulgadas, debido a la disponibilidad y costos del material. Las operaciones empleadas fueron refrentado, cilindrado, fresado y perforado. A la base del sensor se le aplicó una base de pintura anticorrosiva.

Figura 14 Base sensor

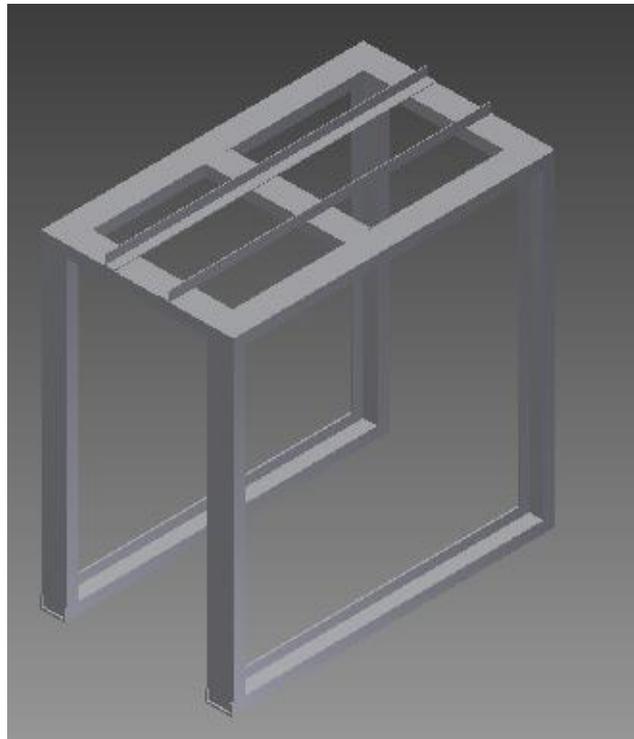


## ANEXO A (Planos Base Sensor)

### 3.3 Estructura

La estructura se construyó en ángulos 1 ½ pulgada, de acero estructural A-36. Se emplearon neumáticos en las patas de la estructura de soporte, para reducir las vibraciones y una base rígida para soportar los componentes del banco. En la figura 15 se puede observar la estructura del banco.

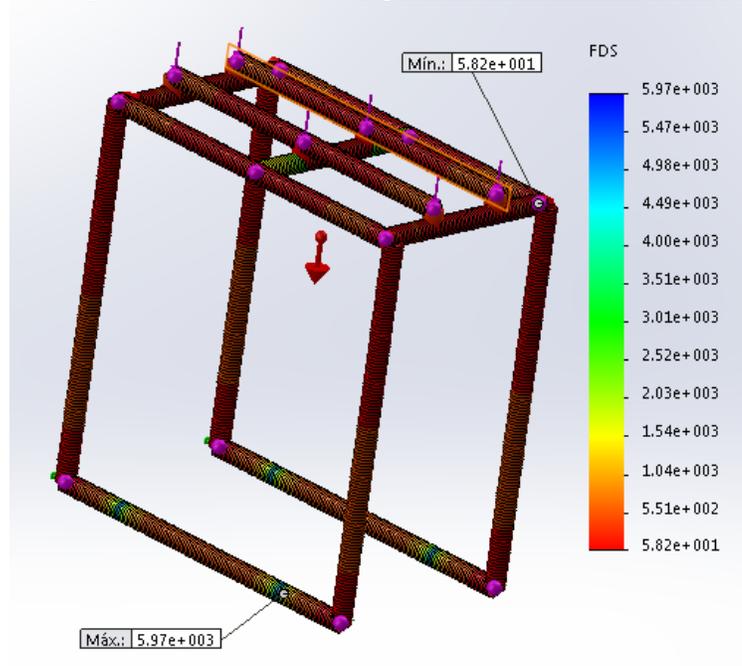
Figura 15 Estructura del banco



#### 3.3.1 Análisis de esfuerzos y deformaciones de la estructura

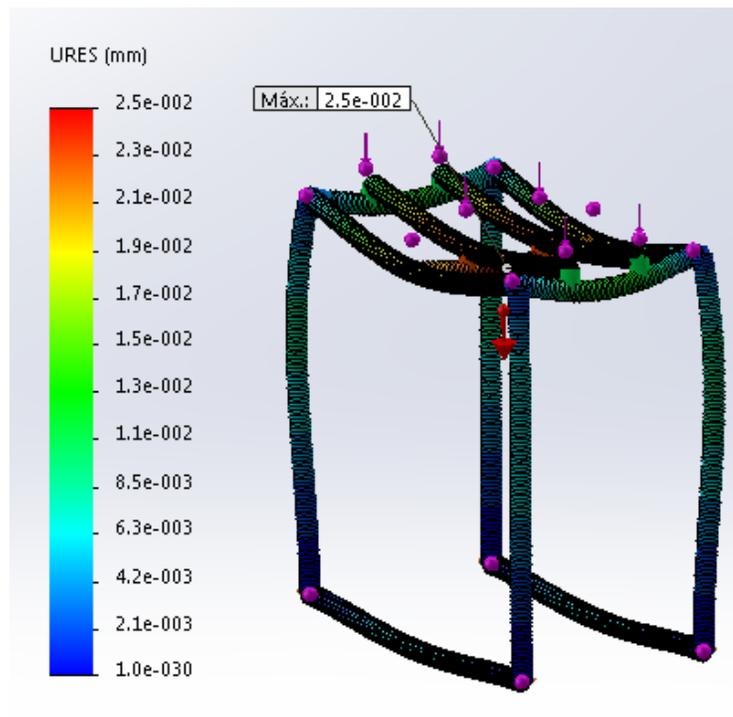
Se realizó un análisis de comprobación de la resistencia n por elementos finitos en el paquete de simulación de Solidworks, se calcularon los esfuerzos y las deformaciones de la estructura. La figura 16 muestra que el valor mínimo de factor de seguridad en la estructura es de 58, trabajando con un límite de fluencia de 250 MPa, donde se comprueba la resistencia de la estructura.

. Figura 16 Factor de seguridad de la estructura.



La figura 17 muestra que la deflexión máxima de 0,25 mm lo que no afecta la alineación del sistema.

Figura 17 Flexión en la estructura.



#### 4. MODELADO Y ENSAMBLE

Para el modelado del motor se siguió la metodología de disección empleada en procesos de ingeniería inversa. La cual inicia con el desensamble del motor, haciendo un lista de todos sus componentes e identificando cada una de las partes, en tabla 4.1 se indica cada una de las partes que conforman el motor.

Las magnitudes pesos de cada uno de los componentes del motor fueron registrados en la tabla 4.2

Tabla 4.1 Elementos del motor

ELEMENTO	CANTIDAD	COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
1	1	Bloque	
2	2	Resorte	
3	2	Asiento resortes	
4	1	Válvula escape	
5	1	Válvula admisión	
6	2	Botador	
7	1	Cigüeñal	
8	1	Árbol de levas	
9	1	Cadena de rodillos	
10	1	Rueda dentada Eje de salida	
11	1	Rueda dentada eje de entrada	
12	1	Engranaje recto eje de salida	
13	1	Culata	
14	1	Tapa carcaza volante.	
15	1	Junta blanda	
16	1	Empaque tapa carcaza volante	
17	1	Soporte placa de enfriamiento	
18	1	Placa de enfriamiento aceite	
19	3	Rodamiento	
20	1	Empaque tapa caja de resortes	
21	1	Tapa caja de resortes	
22	2	Tapa de entrada de aceite	

23	1	ANSI B18.2.3.4M - M5 x 0.8x16	Tornillos con brida hexagonales métricos
24	4	ANSI B18.2.3.4M - M5 x 0.8x20	Tornillos con brida hexagonales métricos
25	1	Placa lubricación engranaje recto	
26	8	ANSI B18.2.3.4M - M6 x 1x30	Tornillos con brida hexagonales métricos
27	8	ANSI B18.2.3.4M - M8 x 1.25x40	Tornillos con brida hexagonales métricos
28	2	ANSI B18.2.3.4M - M5 x 0.8x10	Tornillos con brida hexagonales métricos
29	2	ANSI B18.2.3.4M - M10 x 1.5x16	Tornillos con brida hexagonales métricos
30	1	Eje regulador	
31	1	Anillo inferior	
32	1	Anillo medio	
33	1	Anillo superior	
34	1	Pistón	
35	1	Biela	
36	1	Bulón	
37	1	Placa superior pistón	
38	1	Engranaje recto agitador	
39	2	Pasador engranaje agitador	
40	2	Alaves agitador	
41	1	Rascador de aceite	

Tabla 4.2 Magnitudes de los pesos del motor

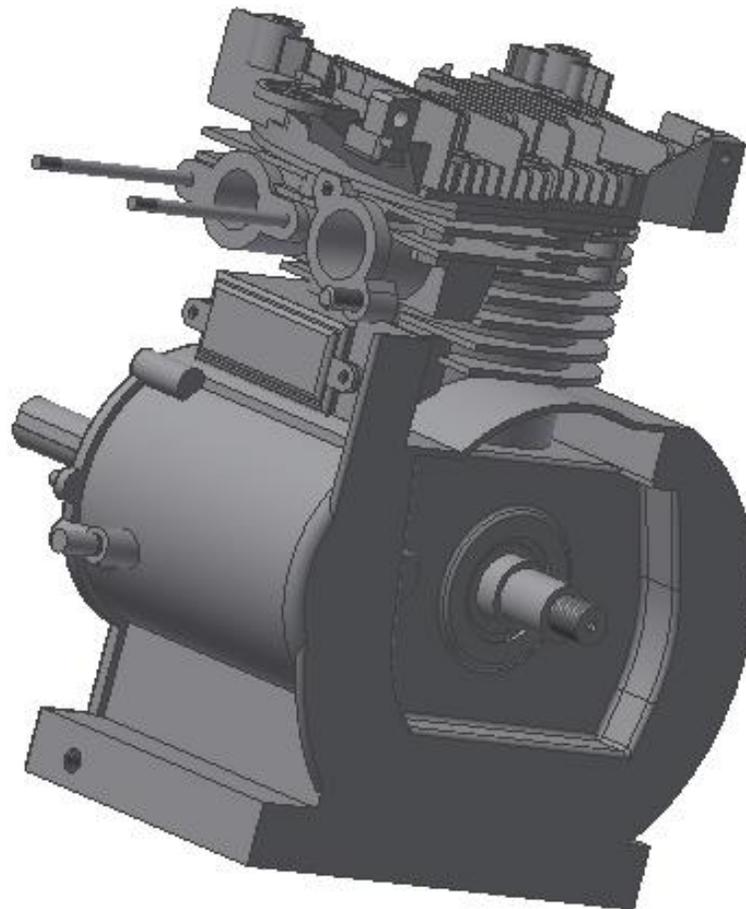
Magnitud	Valor, (kg)
Masa Árbol de Levas	1,168
Masa Eje de Salida	0,872
Masa Cadena	0,180
Masa Válvulas (c/u)	0,016
Masa Pistón	0,286
Masa Agitador de Aceite	0,040
Masa Tapa Superior	0,511
Masa Tapa Lateral	0,901

Luego de identificar cada una de las partes se procedió a realizar el levantamiento de los planos en papel, tomando las dimensiones con la ayuda de los instrumentos de medición indicados (calibradores, micrómetros, comparadores, goniómetro y escuadras de medición). Con los bosquejos, se procedió a modelar cada una de las piezas, para esto se empleó el programa de CAD Inventor®; el modelo del pistón, la biela y sus componentes no presentó mayores inconvenientes, debido a que la geometría de estos elementos no es demasiado compleja. Para el modelado de la culata, se presentaron dificultades debido a que las aletas de enfriamiento presenta geometrías complejas, no simétricas y difíciles de medir con los instrumentos convencionales. El bloque fue la pieza más dispendiosa de modelar, debido a la dificultad en la toma de las medidas con los instrumentos convencionales disponibles, especialmente en la zona de las lumbreras donde se alojan las válvulas.

Después de tener todas las partes modeladas en CAD, se procedió al ensamblaje y finalmente se elaboraron los planos de cada una de las partes con sus respectivas medidas. En el anexo A muestran los planos de detalle y de conjunto del motor.

En la figura 18, se muestra el respectivo modelo en CAD del Bloque del motor. Las mediciones se realizaron con un calibrador con una resolución de 0,05 mm.

Figura 18. Bloque



Anexo B (planos motor mono-cilíndrico).

#### **4.1 Montaje, Alineación y puesta a punto del banco.**

Para la puesta a punto del banco, fue necesario, inicialmente garantizar que el motor eléctrico, el sensor de Par y el motor mono-cilíndrico estuvieran alineados lo mejor posible, esto evitará vibraciones que puedan afectar alguno de estos elementos, además las mediciones puedan ser lo más exactas posibles.

#### 4.1.1 Montaje

- Teniendo la mesa ensamblada, se procedió al montaje del motor eléctrico, este se fijó a la estructura de la mesa con 4 pernos hexagonales- métrico M12 x 1,75; grado 5 se emplearon recortes de neumáticos en la base del motor para que actúen como reductores de vibración.
- Se procedió a la ubicación del sensor con su respectiva base; mediante el uso de calibradores y comparadores de carátula, se realizó la alineación teniendo en cuenta la altura del motor eléctrico. La base se fijó a la mesa con 4 pernos hexagonales- métrico M12 x 1,75 grado 5.
- Una vez fijado el sensor, se empezó con el montaje del motor a combustión realizando el mismo procedimiento del motor eléctrico. Se ajustó a la mesa mediante 4 tornillos y nuevamente se emplearon recortes de neumático en su base para así minimizar el efecto de la vibración.
- Teniendo todo el sistema montado y alineado, se instaló el sistema de adquisición compuesto por la tarjeta de adquisición y el computador.

## 5. INSTRUMENTOS Y METODOLOGÍA PARA LA MEDICIÓN EXPERIMENTAL DE LAS PERDIDAS DE POTENCIA POR FRICCIÓN.

### 5.1 Proceso para la recolección de datos

A continuación se muestra el proceso y los instrumentos necesarios para la obtención de datos.

**5.1.1 Tarjeta de adquisición de datos:** la señal proveniente del medidor de Par pasa por la tarjeta de adquisición de datos (figura 19), la cual trasforma la señal análoga proveniente del sensor a una señal digital, para que pueda ser leída por un software de adquisición de datos, se empleó una tarjeta Ni-myDAQ.

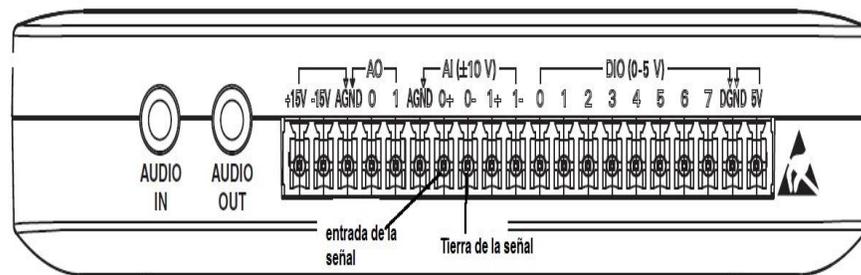
Figura 19. Tarjeta de adquisición de datos



Fuente: NATIONAL INSTRUMENT. User guide NI myDAQ.

En la figura 20 se muestra el diagrama de conexiones para la adquisición de datos.

Figura 20. Diagrama de conexiones

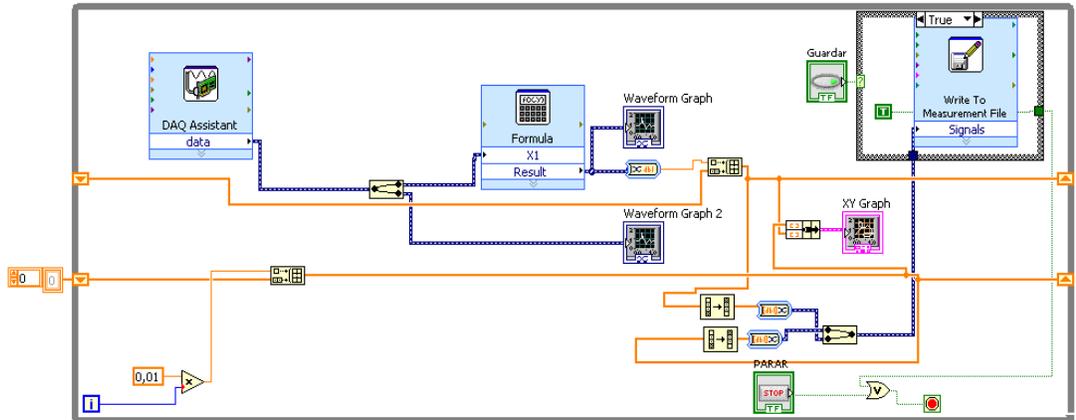


Fuente: NATIONAL INSTRUMENT. User guide NI myDAQ

### 5.1.2 Programa de adquisición de datos

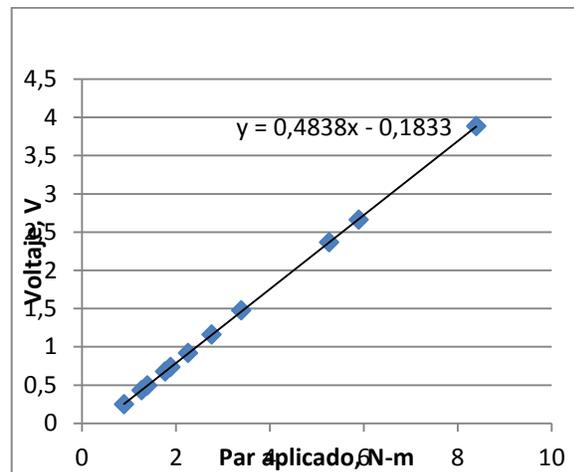
La adquisición de los datos proporcionados por el sensor se realizó mediante un programa LabView, la figura 21 muestra el diagrama de bloques utilizado.

Figura 21 Diagrama de bloque



Para la realización del software de adquisición de datos, fue necesario realizar la calibración del sensor de Par, se estableció la relación entre el voltaje y la medida del Par. La figura 22 muestra el resultado de esta calibración, curva realizada en Excel.

Figura 22. Gráfica del par aplicado contra el voltaje medido en el sensor rotativo FUTEK



La ecuación del dispositivo que transforma la señal de voltaje en una medición del par es:

$$T = 0,4838V - 0,1833 \quad (4.1)$$

Donde T es el Par medido y V es la señal de voltaje proveniente del sensor de par. Con base en esta ecuación, se realizó la programación del software que permita convertir la señal proveniente del sensor en una medición de Par.

## **5.2 Procedimiento para medir las pérdidas mecánicas por fricción**

Cada uno de los procesos que se deben realizar para determinar las pérdidas por fricción en el motor de combustión interna se describen a continuación, y se dejan para un posterior trabajo.

### **5.2.1 Medición de las pérdidas de potencia por fricción con el motor completo**

En esta etapa, se debe realizar la medición con la totalidad de las piezas y con la bujía colocada en su lugar para que exista compresión en el cilindro. Esta etapa permite una medición del Par generado por todas las piezas del motor y las pérdidas totales por fricción en el motor.

### **5.2.2 Medición de las pérdidas por fricción del motor sin culata**

En esta etapa se debe realizar una medición del par removiendo la tapa del cilindro y determinar las pérdidas por fricción por la compresión en el motor.

### **5.2.3 Medición de las pérdidas por fricción del motor sin un anillo**

La medición del par debe hacerse retirando un anillo del pistón y posteriormente se debe proceder a realizar la medición. Esta etapa permite identificar el aporte de los anillos a las pérdidas totales por fricción en el motor de combustión interna.

#### **5.2.4 Medición de las pérdidas por fricción del motor sin mecanismo pistón biela**

Esta etapa se debe retirar el mecanismo de biela y pistón y posteriormente realizar la medición del par generado por el motor. Esta medición permite determina las pérdidas por fricción generadas por el ensamble pistón y biela.

#### **5.2.5 Medición de las pérdidas por fricción del motor sin árbol de levas**

La medición del par debe realizarse desensamblando el árbol de levas y todo el tren de válvulas dejando únicamente el cigüeñal. Esta etapa permite determinar el aporte del árbol de levas y todo el tren de válvulas al total de las pérdidas por fricción en el motor, también permite determinar las pérdidas por fricción generadas por los apoyos del cigüeñal

## 6 CONCLUSIONES

- Con base en la revisión bibliográfica realizada, se concluye que los estudios realizados para reducir la fricción, en el conjunto pistón camisa, se enfocan principalmente en mejorar el uso de aleaciones para la construcción del pistón, disminuyendo el peso, mejorando la disipación térmica, aumentando la resistencia al desgaste, etc. Otras técnicas estudian el uso de materiales que pueden auto lubricarse y así mejoraran el desempeño y reducir las pérdidas debido a la fricción en los motores.
- La mayoría de los investigadores en el tema de fricción en el conjunto anillos-pistón-cilindro, se han enfocado en los métodos de la presión media indicada y de la camisa móvil o flotante, ya que estos arrojan resultados confiables sin necesidad de implementar cálculos demasiado complejos. No obstante, el método de camisa flotante puede resultar costoso, debido a las modificaciones que se le deben realizar al motor, en el cual se van a realizar las pruebas, convirtiendo así, el método de la presión media indicada es la más confiable y eficaz, ya que la dinámica del motor no se ve seriamente modificada, sus costos son bajos y los resultados bastante confiables.
- Los estudios muestran que el conjunto pistón-camisa que más sufre de desgaste y fricción, son los anillos, que claramente cumplen con la función de intercambiabilidad y cuidado de otras partes más costosas del conjunto, pero que con su mejora, en cuanto a materiales o perfiles de anillo implementados, el rendimiento del motor puede aumentar considerablemente.
- Al momento de realizar la ingeniería inversa al motor y modelarlo en un programa de CAD, algunas de las mediciones con instrumentos convencionales, como calibradores pie de rey, regletas y goniómetros por las formas geométricas son difíciles de realizar, debido a la complejidad en formas de algunas partes de las piezas. Por lo anterior el bloque del motor fue la pieza más compleja de modelar debido a la geometría demasiado compleja, curvas, ángulos pronunciados y formas geométricas irregulares.

- Se pudo establecer que los instrumentos para la alineación de los acoples disponibles en el laboratorio de motores, no fueron lo suficientemente confiables y precisos para realizar un buen acople, ya que se tuvo que realinear varias veces para obtener los resultados deseados.

## 7 BIBLIOGRAFÍA

- 1 Richardson, D.E., "Review of power Cylinder Friction for Diesel Engines", Internal Report; Cummins Engine Company.
- 2 . Taylor C. M. (1998). "Automobile Engine Tribology-Design considerations for Efficiency and Durability". Elsevier, Wear 221 (1998) 1-8.
- 3 Richardson D. E. (2000). "Review of Power Cylinder Friction for Diesel Engines". Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, Vol. 122, pp. 506-519.
- 4 Cho Sung-Woo, Yun Jeong E. (1998). "The Friction Force of Piston Assembly in a IDI Diesel Engine". Int. J. Vehicle Desing, Vol. 19, N°1.5
- 5 Goto Takaharu, Aoyama Shun-ichi, Nagumo Shin-ichi, Nakajima Yasuo, Onoda Michio. (1985). "Measurement of Piston and Piston Ring Assembly Friction Force". 851671 SAE Technical Paper Series.6
- 6 Uras H. Mehmet, Patterson Donald J. (1983). "Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method". 830416 SAE Technical Paper series.
- 7 Blau Peter J. (2001). "The Significance and Use of the Friction Coefficient". Elsevier, Tribology International 34 (2001) 585-591.
- 8 Blau Peter J. (2001). "The Significance and Use of the Friction Coefficient". Elsevier, Tribology International 34 (2001) 585-591.
- 9 Armstrong-Helouvry Brian, Dupont Pierre, Canudas de wit carlos. (1994) "A Survey of Models, Analysis Tools and Compesation Methods for the Control of Machines with Friction". Elsevier, Automatica, Vol. 30, N° 7, pp. 1083-1138.
- 10 Dupont P., Armstrong B., Hayward V. (2000). "Elasto-Plastic Friction Model: Contact Compliance and Stiction". Proceedings of the American Control Conference. Chicago, Illinois, June 2000.
- 11 CANO LOPEZ, Julia. Determinación de deformación mecánica en un motor de combustión interna alternativo, Universidad de Castilla, Escuela técnica superior de ingenieros Industriales. Ciudad real. 2005. 120p.
- 12 Carden P., Bell D., Priest M., Barrell D. (2006). "Piston Assembly Friction Losses: Comparison of Measured and Predicted Data". 2006-01-0426 SAE Technical Paper Series.
- 13 Shimada Y. Abou S., Okita., Chuubachi M. (2006). "Development of Friction Prediction Procedure and Friction Reduction Technologies for New Nissan HR and Me Engines". 2006-01-0618 SAE Technical Paper Series.
- 14 [Blau\_01a] Blau Peter J. (2001). "A Review of sub-Scale Test Methods to evaluate the Friction and Wear of Ring and Liner Materials for Spark- and Compression Ignition Engines". OAK Ridge National Laboratory. Prepared for U.S. Department of Energy, Assistant Secreatary for Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Transportation Technologies. ORNL/TM-2001/184.

- 15 Dupont P., Armstrong B., Hayward V. (2000). "Elasto-Plastic Friction Model: Contact Compliance and Stiction". Proceedings of the American Control Conference. Chicago, Illinois, June 2000.
- 16 Sato K., Fuji K., Ito M., Koda S. (2006). "Application to Engine Development of Friction Analysis by Piston Secondary Motion Simulation in Consideration of Cylinder Block Bore Distortion". 2006-01-0428 SAE Technical Paper Series.
- 17 Priest M., Dowson\_D., Taylor C.M. (1999). "Engine Testing Theory and Practice". Second Edition. Butterworth Heinemann. ISBN 0-7506-4021-9.
- 18 Smedley Grant. (2004). "Piston Ring Design for Reduced Friction in Modern Internal Combustion Engines". Thesis (S.M), Dep. Of Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology.
- 19 Economou, P.N., Dowson, D. and Baker, A.J.S., "Piston Ring Lubrication- Part I. The Historical Development of Piston Ring technology", Energy Conservation Through Fluid Film Lubrication Technology: Frontiers in Research and Design, presented at the winter annual meeting of the ASME, New York, Dec. 2-7, 1979, Pg. 1-22.
- 20 Jeng, Y., "Friction and Lubrication Analysis of a Piston Ring Pack", SAE Paper 920492, 1992
- 21 Nakada, M., "Piston and Piston Ring Tribology and Fuel Economy", Proceedings of International Tribology Conference, Yokohama, 1995.
- 22 Tomanik, E., Nigro, E., Zabeu, C.B. and Pexoto, V.J.M., "Reduced Friction Power Cell Components", SAE paper 2000-01-3321, 2000.
- 23 Cullen, Joao A. and Frodsham, Gary M., "Reduced Cross Section Compression Rings for Diesel Engines", SAE paper 971146, 1997.
- 24 Aluminum and its Applications, EDIMET; M. Conserva. E. Donzelli
- 25 Kustas, F. M. and Buchholtz, B. W. Lubricious-surface-silicon-nitride rings for hightemperature tribological applications. Tribology transactions, 39(1996).
- 26 Navarro Torres. J., "Efecto del recubrimiento por triboadhesion de DLC y su respuesta dinamica en rodamientos y engranes rectos", Tesis de Maestria, Cuernavaca Morelos, Mexico; CENIDET, 2004
- 27 Williams J. A., Morris J. H., Ball A. (1997). "The Effect of Transfer Layers on the Surface Contact and Wear of Carbon-Graphite Materials". Elsevier, Tribology International, Vol. 30, N°9, pp. 663-676
- 28 Cho Sung-Woo, Choi Sang-Min, Bae Choong-Sik. (2000). "Frictional modes of Barrel Shaped Piston Rings under Flooded Lubrication" Elsevier, Tribology International 33 (2000) 545-551.
- 29 Furuhashi Shoichi, Sasaki Shinichi. (1983). "New Device for the Measurement of Piston Frictional Forces in Small Engines". 831284 SAE Technical Paper Series.

- 30 Gauthier A., Constans B., Perrin H., Roux F. (1987). "Lubricants Effects on Piston/Rings/Liner Friction in an Instrumented Single Cylinder Diesel Engine". 872034 SAE Technical Paper Series.
- 31 Kikuchi Takashi, Ito Shinichiro, Nakayama Yoshinori. (2003). "Piston Friction Analysis Using a Direct-Injection Single-Cylinder Gasoline Engine". JSAE Review 24 (2003) 53-58.
- 32 Mufti R., Priest M. (2005). "Experimental Evaluation of Piston-Assembly Friction Under Motored and Fired Conditions in a Gasoline Engine". Journal of Tribology, Transactions of the ASME, Vol. 127, pp.826-836.
- 33 Sherrington I., Smith E. H. (1988). "The Measurement of Piston-Ring Friction by the 'Floating-Liner' Method". 884707 SAE Technical Paper Series.
- 34 Akalin Ozgen, Newaz Golam M. (2001). "Piston Ring-Cylinder Bore Friction Modeling in Mixed Lubrication Regime: Part I- Analytical Results". Journal of Tribology, Transactions of the ASME, Vol. 123, Januray 2001.
- 35 Ronen Aviram, Etsion Izhak, Kligerman Yuri. (2001). "Friction-Reducing surface-Texturing in Reciprocating Automotive Components". Tribology Transactions, Vol. 44 (2001), 3, 359-366.
- 36 Taylor C. Fayette. (1996). "The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice". Volume I. 2<sup>nd</sup> Edition. The MIT Press.
- 37 Patton Kennet J., Nitschke Ronald G., Heywood Jhon B. (1989). "Development an Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines". 890836 SAE Technical Paper Series.
- 38 Sandoval D., Heywood J. (2003). "An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines". 2003-01-0725 SAE Technical Paper Series.
- 39 Heywood john B. (1998). "International Combustion Engine Fundamentals". McGraw-Hill, Inc. ISBN 0-07-028637-X