




# GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

## TRABAJO FIN DE GRADO CREACIÓN DE MODELO PATRÓN DE PRESTACIONES DE MCIA

Autor: Guillermo Andreu Benito  
Director: Juan Norverto Moriñigo

Madrid

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título  
CREACIÓN DE MODELO PATRÓN DE PRESTACIONES DE MCIA en la  
ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el  
curso académico 2021 - 2022 es de mi autoría, original e inédito y  
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro,  
ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada  
de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Guillermo Andreu Benito      Fecha: 01/ 07/ 2022

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO

Fdo.: NORVERTO      Fecha: 01./ 07./ 2022  
MORIÑIGO JUAN  
- DNI 09746499L

Firmado digitalmente  
por NORVERTO  
MORIÑIGO JUAN - DNI  
09746499L  
Fecha: 2022.07.06  
11:32:00 +02'00'





**COMILLAS**  
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS  
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO  
CREACION DE MODELO PATRÓN DE  
PRESTACIONES DE MCIA

Autor: Guillermo Andreu Benito  
Director: Juan Norverto Moriño

Madrid



# **Creación de modelo patrón de prestaciones de MCIA**

**Autor: Andreu Benito, Guillermo.**

Director: Norverto Moriñigo, Juan.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

## **RESUMEN DEL PROYECTO**

En este proyecto se busca desarrollar un modelo de predicción de pérdidas mecánicas en motores de combustión interna alternativos. Actualmente, la manera de cuantificarlas es principalmente de manera experimental pero no hay métodos extendidos capaces de calcularlas a partir de parámetros básicos del motor. Es por esto por lo que se buscarán correlaciones y expresiones capaces de modelizarlas y se combinarán y ajustarán en una plantilla de Excel para posteriormente verificar con datos reales de motos que el modelo es válido.

**Palabras clave:** Motores de combustión interna, rendimiento, pérdidas mecánicas

### **1. Introducción**

En distintos sectores de la industria se está luchando por avanzar hacia una sociedad más sostenible y respetuosa con el medio ambiente, para de esta forma tratar de frenar el problema medioambiental que vive el planeta. De este modo, en el sector del transporte se está buscando reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> y se están impulsando normativas para obligar a los fabricantes a producir vehículos menos contaminantes. Una manera de lograr esto es mejorando la eficiencia de los motores ya que de esta forma se podrían alcanzar unas mismas prestaciones sin la necesidad de consumir tanto combustible. El rendimiento de los motores se puede desglosar en tres rendimientos atendiendo a distintos criterios:

- Rendimiento volumétrico:

Representa la relación entre la cantidad de aire que entra al cilindro y la cantidad de aire que podría entrar teniendo en cuenta la cilindrada del cilindro y la presión atmosférica.

- Rendimiento indicado:  
Representa la relación entre la potencia térmica que se obtiene gracias a la combustión en el cilindro y la potencia térmica que se debería obtener en función del poder calorífico del combustible.
- Rendimiento mecánico:  
Representa la relación entre la potencia mecánica que se obtiene en el eje de salida y la que se obtiene en el cilindro.

Este último rendimiento, depende de las pérdidas mecánicas y supone el más complicado predecir o modelizar. Es por esto por lo que el proyecto se centrará principalmente en buscar correlaciones para las pérdidas mecánicas.

## **2. Definición del Proyecto**

El trabajo de fin de grado ha tenido tres etapas, una primera que ha sido principalmente una labor de investigación acerca de los motores de combustión interna alternativos en general y posteriormente más acerca de las pérdidas mecánicas y los factores que influyen en ellas. En segundo lugar, una búsqueda de expresiones y correlaciones desarrolladas con el fin de modelizar las pérdidas mecánicas. Y finalmente la implementación y ajuste del modelo en Excel para verificar con datos reales su validez.

En primer lugar, se definen las causas de las pérdidas mecánicas y se dividen en tres bloques:

- Pérdidas por fricción:  
Aquellas que se dan por el movimiento relativo entre distintas piezas del motor. Los principales focos de pérdidas por fricción en el motor son la fricción entre el cilindro y el pistón, la fricción entre los cojinetes de las bielas y las muñequillas del cigüeñal y la fricción en el sistema de distribución.
- Pérdidas por bombeo:  
Aquellas que se dan debido al trabajo necesario para renovar los gases del cilindro. En motores de 4 tiempos representan la integral del lazo de baja presión en el diagrama indicador del motor.

- Pérdidas por el accionamiento de sistemas auxiliares:

Aquellas que se dan debido al trabajo necesario destinado para el funcionamiento de sistemas del vehículo, como puede ser la bomba de aceite, la bomba de agua, el alternador, el aire acondicionado o la bomba de combustible.

Tras una introducción teórica acerca de las pérdidas se procede a buscar expresiones que sean capaces de representar estos fenómenos. Se desarrolla en primer lugar un modelo complejo que permite analizar y estudiar los factores que influyen en las pérdidas mecánicas. Sin embargo, debido a su complejidad, resulta complicada su implementación en un Excel. Además, el que dependa de tantos factores, hace que podamos hacer un análisis cualitativo más profundo, sin embargo, muchos de ellos son datos de los que no se dispone del motor y por lo tanto no parece viable utilizarlo. Por ello, se busca un modelo simplificado que sea cumpla con el objetivo buscado y que dependa de parámetros a los que se tenga acceso o que resulten fáciles de estimar. Se llega entonces a las siguientes expresiones:

Presión media de pérdidas mecánicas en el sistema cilindro pistón (Fuente [7]):

$$pmpm = c_{ps} \frac{v_c}{D} + c_{pr} \frac{\left(1 + \frac{500}{N}\right)}{D^2} + 6.98 \frac{p_i}{p_a} (0.088r + 0.128r^{1.33-Kv_v})$$

Presión media de pérdidas mecánicas en los cojinetes (Fuente [2]):

$$pmpm = 41.4 \left(\frac{D}{S}\right) \left(\frac{N}{1000}\right) K$$

Siendo K una constante de valor 0.14 para motores de encendido provocado y 0.29 para motores de encendido por compresión.

Presión media de pérdidas mecánicas en el sistema de distribución (Fuente [2]):

$$pmpm = 0.6 \cdot 10^4 \frac{(2 - 0.133 \frac{N}{1000}) n_{válvulas} D_{válvulas}^{1.15}}{D^2 S}$$

Presión media de pérdidas mecánicas por el accionamiento de sistemas auxiliares (Fuente [7]):

$$pmpm = 9.32 + 1.86 \cdot 10^{-3} N + 7.45 \cdot 10^{-7} N^2$$



A partir de la presión media de pérdidas mecánicas, la potencia de pérdidas mecánicas se calcula como:

$$P = i N p_{mpm} V_D$$

Finalmente, estas expresiones se introducen en Excel y con los datos de los que se disponen de distintos motos, y con la ayuda de la herramienta Solver se calculan unos parámetros para conseguir ajustar el modelo.

### **3. Descripción del modelo/sistema/herramienta**

El modelo creado se trata de una plantilla de Excel en la que el usuario debe introducir una serie de parámetros del motor incluidos a continuación:

- Cilindrada
- Diámetro
- Carrera
- Relación de compresión
- Número de válvulas
- Número de cilindros
- Ciclo de trabajo

Con estos datos y el modelo introducido en la plantilla, se generan tres gráficas que representan, en función del régimen de giro del motor la presión media de pérdidas mecánicas, la potencia de pérdidas mecánicas y la curva de potencia efectiva.

Como se menciona anteriormente, para la realización del Excel, no solo se han introducido las expresiones de presión media de pérdidas mecánicas, sino que se han ajustado para que fuesen capaces de dar valores cercanos a la realidad

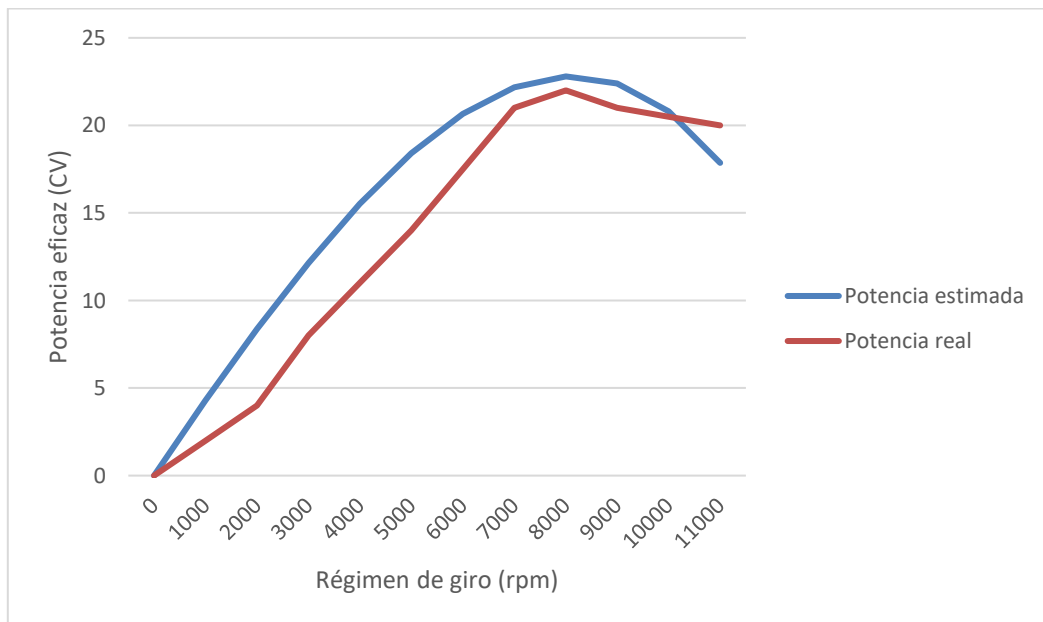
### **4. Resultados**

Para verificar la validez del modelo, se han utilizado datos de 4 motores diferentes, cuyos datos se incluyen a continuación:

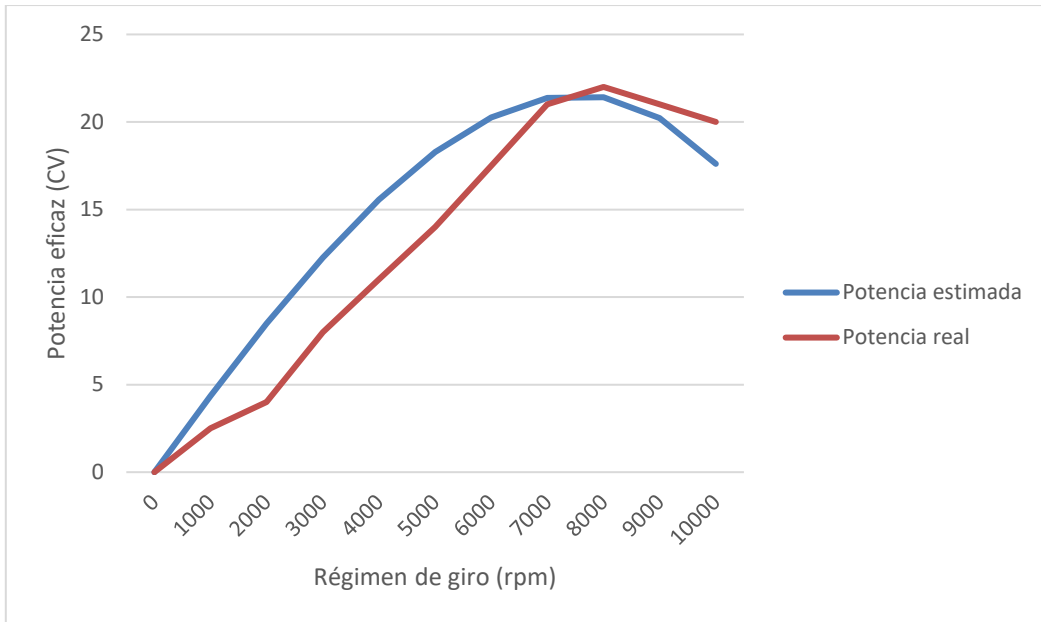
	MOTO 1	MOTO 2	MOTO 3	MOTO 4
<b>Cilindrada</b>	250 cc	313 cc	896 cc	1103 cc
<b>Diámetro</b>	53.5 mm	80 mm	92 mm	81 mm
<b>Carrera</b>	55.2 mm	62.1 mm	56.4 mm	53.5 mm
<b>Relación de compresión</b>	11.5:1	10.6:1	11:1	14:1
<b>Número de válvulas</b>	4	4	4	4
<b>Número de cilindros</b>	2	1	2	4
<b>Ciclo de trabajo</b>	4 tiempos	4 tiempos	4 tiempos	4 tiempos

*Tabla 1. Características de los motores a estudiar*

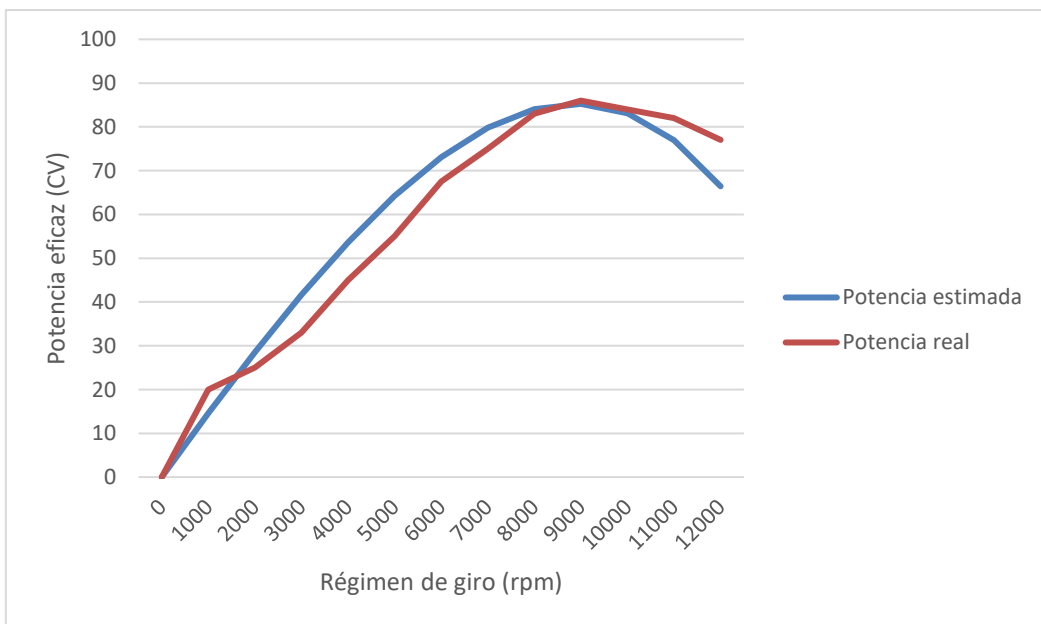
Con estos datos, se obtienen unas pérdidas mecánicas a partir de las cuales se puede representar la curva de potencia del motor:



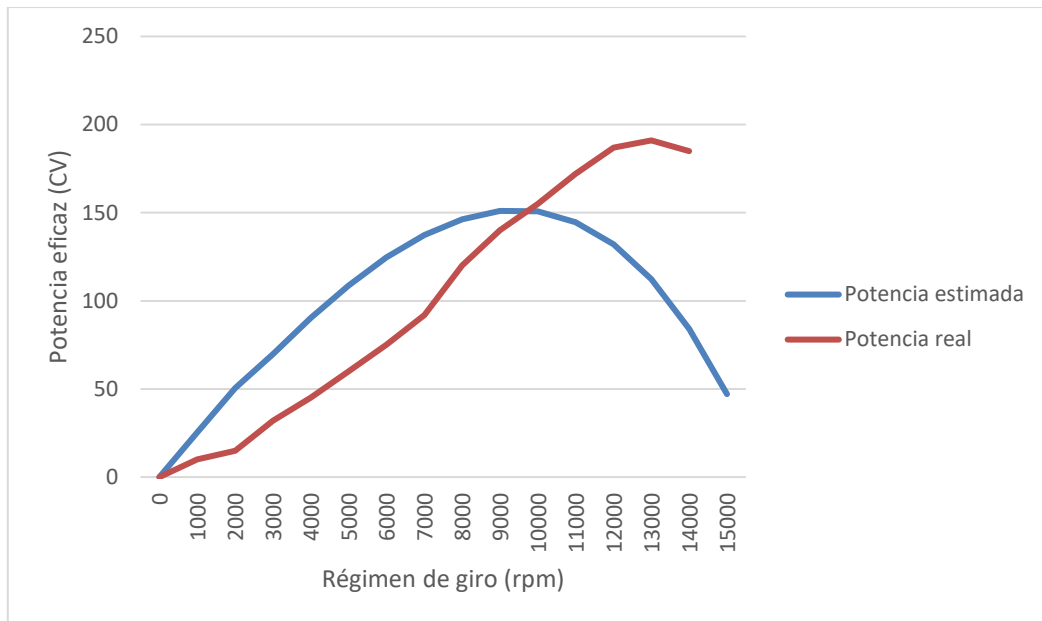
*Gráfica 1. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 1.*



Gráfica 2. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 2.



Gráfica 3. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 3.



Gráfica 4. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 4.

Tras estudiar las gráficas, se observa como para las tres primeras motos, el modelo responde bastante bien. Obteniéndose los errores cuadráticos medios incluidos en la *Tabla 2*.

El valor de estos errores no es excesivamente bajo, ya que los valores no son altamente precisos, sin embargo, la forma de la curva y la tendencia que tiene la potencia efectiva, si está bien representada.

Sin embargo, para la cuarta moto, el modelo no es capaz de dar una aproximación fiable de las pérdidas.

	<b>Motor 1</b>	<b>Motor 2</b>	<b>Motor 3</b>	<b>Motor 4</b>
<i>ECM</i>	8,3	8,6	36,3	2190,4

Tabla 2. Error cuadrático medio de las estimaciones de potencia por el modelo

## **5. Conclusiones**

Tras analizar los resultados obtenidos con el Excel, se concluye que ha alcanzado el principal objetivo de este proyecto a haber desarrollado una herramienta capaz de calcular las pérdidas mecánicas de un MCIA. Gracias a este desarrollo, se ha podido observar los factores más influyentes en ellas. Además, utilizando datos reales, se ha visto como el modelo propuesto, representa, aunque no de manera exacta, la tendencia y el comportamiento y ayuda a comprender mejor la naturaleza y las causas de las pérdidas mecánicas para ciertos motores. Se ha observado que el modelo resulta fiable para motores de 1 o 2 cilindros y con no muy altas cilindradas, sin embargo, si se trata de modelizar las pérdidas de un motor de 4 cilindros, con más de 1000 cc (como ocurre en el motor 4), el modelo no es válido.

Resultaría interesante seguir trabajando en el modelo para que fuese válido para un rango más amplio de motores y que fuese capaz de tener en cuenta un mayor número de cilindros.

# CREATION OF A MODEL OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION ENGINES' PERFORMANCE

**Author: Andreu Benito, Guillermo.**

Supervisor: Norverto Moriñigo, Juan.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

## ABSTRACT

The purpose of this project is to develop a model for predicting mechanical losses in reciprocating internal combustion engines. Currently, the way to quantify them is essentially by experimental methods, but there are no extended ways of calculating them from basic engine parameters. For this reason, correlations, and expressions capable of modelling them will be searched for and combined and adjusted in an Excel template to later verify with real motorcycle data that the model is valid.

## 1. Introduction

Different sectors of the industry are working to move towards a more sustainable and environmentally friendly society, in order to try to slow down the environmental problem that the planet is facing. Thus, in the transport sector, CO<sub>2</sub> emissions are being reduced and regulations are being promoted to force manufacturers to produce less polluting vehicles. One way to achieve this is by improving the efficiency of engines, as this would allow the same output to be achieved without the need to consume so much fuel. Engine efficiency can be divided in three according to different criteria:

- Volumetric efficiency:

Represents the ratio between the amount of air entering the cylinder and the amount of air that could enter considering the cylinder displacement and atmospheric pressure.

- Indicated efficiency:

Represents the ratio between the mechanical power obtained due to combustion in the cylinder and the thermal power that should be obtained based on the calorific value of the fuel.

- Mechanical efficiency:

It represents the ratio between the mechanical power obtained at the output shaft and that obtained in the cylinder.

This last performance depends on the mechanical losses and is the most difficult to predict. Therefore, the project will focus mainly on finding correlations for mechanical losses.

## **2. Project description**

The final degree work has had three stages, a first one that has been mainly a research work about reciprocating internal combustion engines in general and then more specifically about mechanical losses and the factors that influence them. Secondly, a search for expressions and correlations developed in order to model mechanical losses. And finally, the implementation and adjustment of the model in Excel to verify with real data its reliability.

First, the causes of mechanical losses are defined and divided into three blocks:

- Friction losses:

Those that occur due to the relative movement between different parts of the engine. The main sources of friction losses in the engine are friction between the cylinder and the piston, friction between the connecting rod bearings and the crankshaft crankpins, and friction in the valvetrain system.

- Pumping losses:

Those that occur due to the work required to renew the gases in the cylinder. In 4-stroke engines they represent the integral of the low-pressure loop in the engine indicator diagram.

- Losses due to the activation of auxiliary systems:

Those that occur due to the necessary work for the operation of vehicle systems, such as the oil pump, water pump, alternator, air conditioning or fuel pump.

After a theoretical introduction about mechanical losses, we proceed to search for expressions capable of representing these phenomena. First, a complex model is developed to analyze and study the factors that influence mechanical losses. However, due to its complexity, its implementation in Excel is complicated. Furthermore, the fact that it depends on so many factors means that we can make a deeper qualitative analysis, however, many of them are data that are not available and therefore it does not seem possible to use it. Therefore, a simplified model that meets the desired objective and depends on parameters to which we have access is searched for. The following expressions are then obtained:

Cylinder – piston system (Source [7]):

$$pmpm = c_{ps} \frac{v_c}{D} + c_{pr} \frac{\left(1 + \frac{500}{N}\right)}{D^2} + 6.98 \frac{p_i}{p_a} (0.088r + 0.128r^{1.33-Kv_v})$$

Rod bearings (Source [2]):

$$pmpm = 41.4 \left(\frac{D}{S}\right) \left(\frac{N}{1000}\right) K$$

With K equal to 0.14 for spark ignition engines and equal to 0.29 for compression ignition engines.

Valvetrain system (Source [2]):

$$pmpm = 0.6 \cdot 10^4 \frac{(2 - 0.133 \frac{N}{1000}) n_{v\grave{a}lvulas} D_{v\grave{a}lvulas}^{1.15}}{D^2 S}$$

Auxiliary systems (Source [2]):

$$pmpm = 9.32 + 1.86 \cdot 10^{-3} N + 7.45 \cdot 10^{-7} N^2$$

Then the mechanical loss power is calculated as:

$$P = i N pmpm V_D$$

Finally, these expressions are introduced in Excel and with the data available from different motorcycles, and with the help of the Solver tool, some parameters are calculated to adjust the model.



### 3. Model description

The model created is an Excel template in which the user must enter the engine parameters included below:

- Displacement
- Bore
- Stroke
- Compression ratio
- Number of valves
- Number of cylinders
- Work cycle

With these data and the model entered in the template, three graphs are generated that represent, as a function of engine rotation speed, friction mean effective pressure, the mechanical loss power, and the effective power curve.

As mentioned above, for the Excel, not only the expressions of mechanical loss power have been introduced, but they have been adjusted so that they were able to give values close to reality.

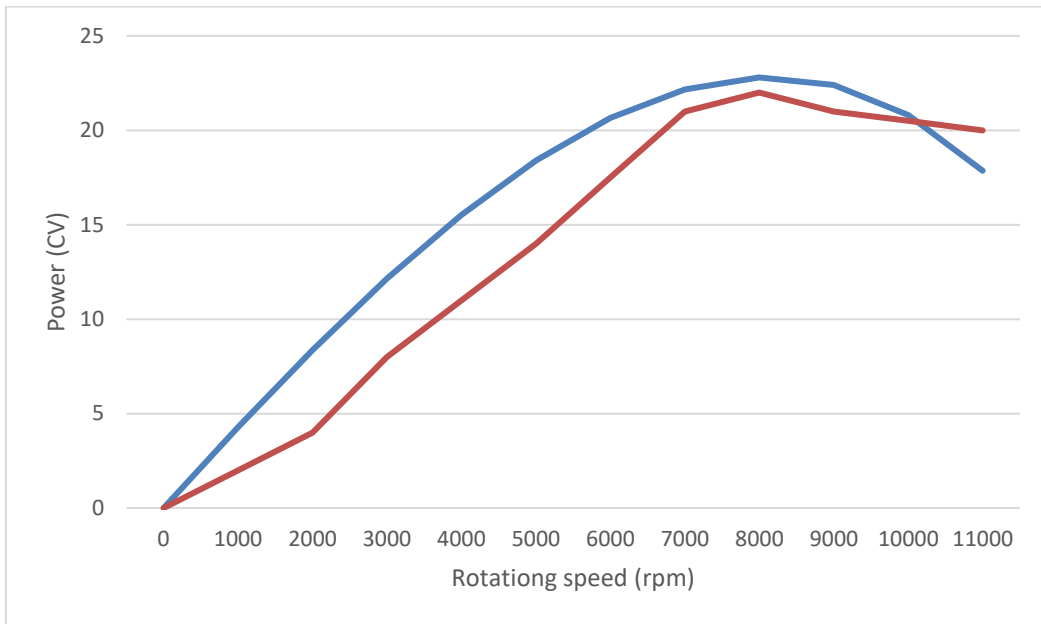
### 4. Results

To verify the validity of the model, data from four different engines have been used, whose data are included below:

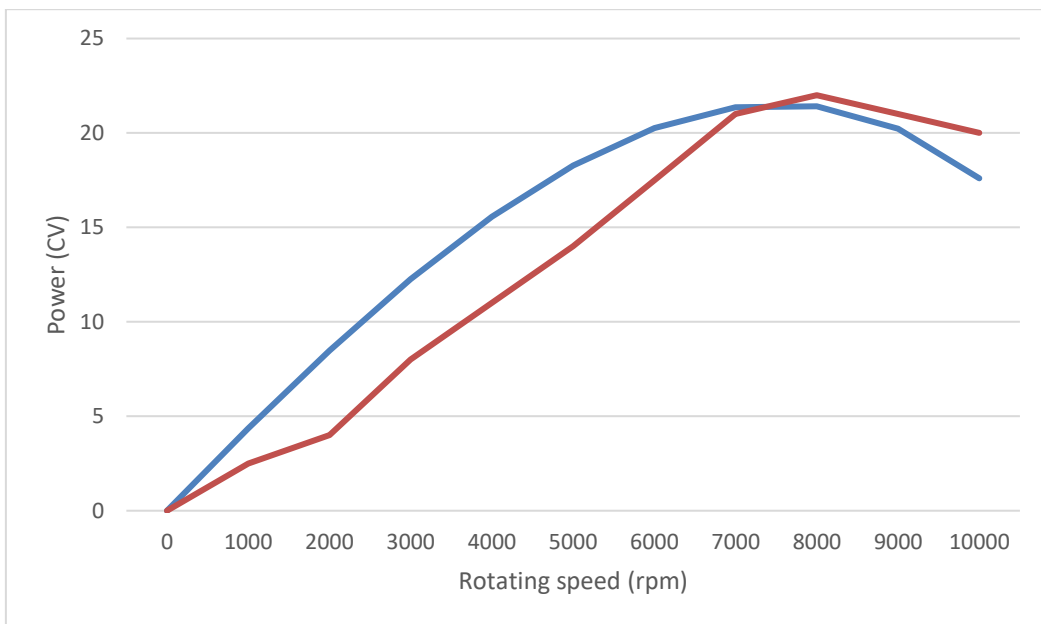
	<b>ENGINE 1</b>	<b>ENGINE 2</b>	<b>ENGINE 3</b>	<b>ENGINE 4</b>
<b>Displacement</b>	250 cc	313 cc	896 cc	1103 cc
<b>Bore</b>	53.5 mm	80 mm	92 mm	81 mm
<b>Stroke</b>	55.2 mm	62.1 mm	56.4 mm	53.5 mm
<b>Compression ratio</b>	11.5:1	10.6:1	11:1	14:1
<b>Number of valves</b>	4	4	4	4
<b>Number of cylinders</b>	2	1	2	4
<b>Working cycle</b>	4 strokes	4 strokes	4 strokes	4 strokes

*Table 1. Characteristics of the 4 studied engines.*

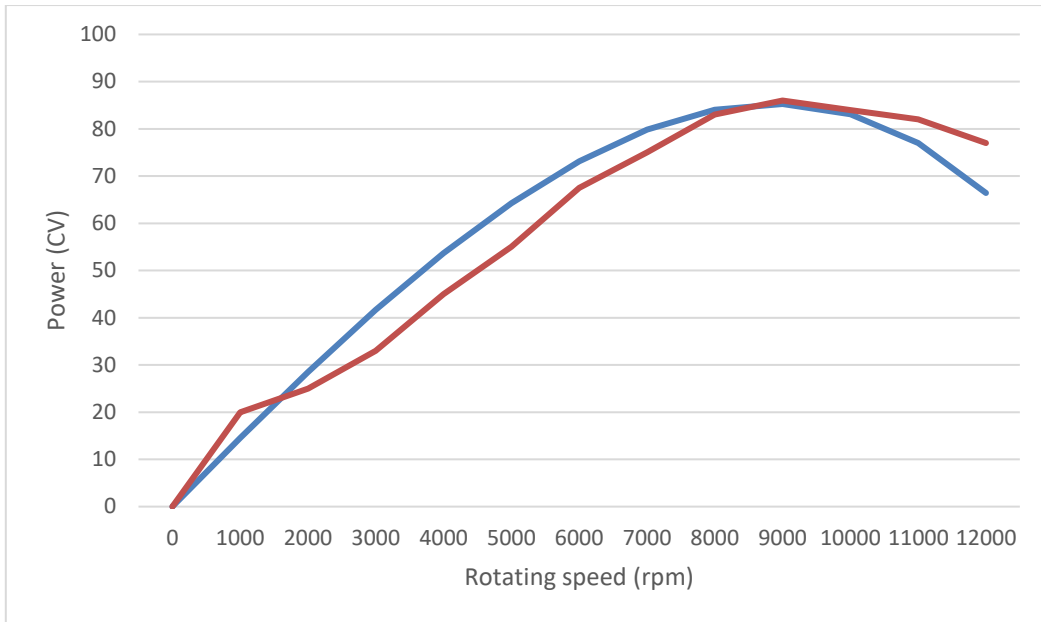
With these data, mechanical losses are obtained from which the engine power curve can be represented (estimated power in blue and real power in red):



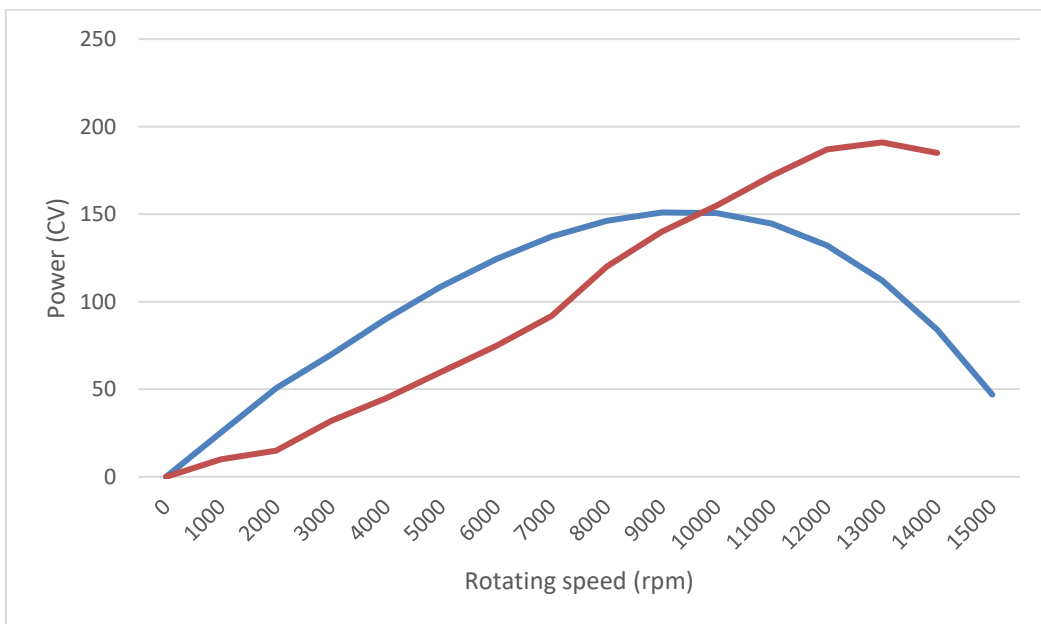
*Graph 5. Effective power (real and estimated) of engine 1.*



*Graph 6. Effective power (real and estimated) of engine 2.*



Graph 7. Effective power (real and estimated) of engine 1.



Graph 8. Effective power (real and estimated) of engine 1.

After studying the graphs, for the first three motorcycles, the model responds quite well. The mean square errors shown in Table X are obtained. The value of these errors is not excessively low, since the values are not highly accurate, however, the shape of the curve and the trend of the effective power is well represented. However, for the fourth motor, the model is not able to give a reliable approximation of the losses.

	<b>Engine 1</b>	<b>Engine 2</b>	<b>Engine 3</b>	<b>Engine 4</b>
<i>MSE</i>	8,3	8,6	36,3	2190,4

*Table 2. Mean squared error.*

## **5. Conclusions**

After analyzing the results obtained with Excel, it is concluded that the main objective of this project has been achieved, which was to develop a tool capable of calculating the mechanical losses of an MCIA. Thanks to this development, it has been possible to observe the most influential factors in them. In addition, using real data, it has been shown that the proposed model represents, although not exactly, the trend and behavior and helps to better understand the nature and causes of mechanical losses for certain engines. It has been observed that the model is reliable for engines with 1 or 2 cylinders and with not very high displacements, however, if it is to model the losses of a 4-cylinder engine, with more than 1000 cc (as in engine 4), the model is not valid.

It would be interesting to continue working on the model to make it valid for a wider range of engines and to be able to consider a larger number of cylinders.

## *Índice de la memoria*

<b>Capítulo 1. Introducción .....</b>	<b>6</b>
1.1 Antecedentes .....	6
1.2 Objetivos del proyecto.....	8
1.3 Estado de la cuestión .....	8
<b>Capítulo 2. Conceptos teóricos.....</b>	<b>11</b>
2.1 Parámetros básicos de los MCIA .....	11
2.1.1 Parámetros geométricos.....	11
2.1.2 Parámetros de funcionamiento.....	13
2.1.3 Parámetros efectivos e indicados.....	13
2.2 Pérdidas mecánicas.....	16
2.2.1 Pérdidas por fricción.....	16
2.2.2 Pérdidas por bombeo .....	18
2.2.3 Pérdidas por accionamiento de auxiliares.....	19
<b>Capítulo 3. Modelo de pérdidas mecánicas .....</b>	<b>20</b>
3.1 Pérdidas por fricción .....	20
3.1.1 Sistema cilindro-pistón.....	20
3.1.2 Cojinetes.....	26
3.1.3 Sistema de distribución.....	27
3.2 Pérdidas por bombeo .....	28
3.3 Pérdidas por accionamiento de elementos auxiliares .....	29
3.3.1 Bomba de aceite .....	29
3.3.2 Bomba de agua.....	30
3.3.3 Alternador .....	30
3.3.4 Aire acondicionado .....	32
3.3.5 Bomba de combustible.....	33
<b>Capítulo 4. Modelo simplificado de pérdidas mecánicas .....</b>	<b>34</b>
4.1 Pérdidas en el conjunto falda – segmentos.....	34
4.2 Pérdidas en los cojinetes.....	35
4.3 Pérdidas en el sistema de distribución.....	35

4.4	Pérdidas por el accionamiento de sistemas auxiliares .....	36
4.5	Ajuste del modelo.....	36
<b>Capítulo 5. Implementación del modelo .....</b>		<b>39</b>
<b>Capítulo 6. Análisis de resultados.....</b>		<b>40</b>
6.1	Análisis cualitativo del modelo de pérdidas mecánicas .....	40
6.1.1	Sistema cilindro – pistón .....	40
6.1.2	Cojinetes.....	40
6.1.3	Sistema de distribución.....	41
6.2	Verificación del modelo .....	42
<b>Capítulo 7. Conclusiones y trabajos futuros.....</b>		<b>48</b>
<b>Capítulo 8. Bibliografía.....</b>		<b>49</b>
<b>Anexo I. Análisis cinemático del sistema biela - pistón .....</b>		<b>51</b>
<b>Anexo II. Análisis dinámico del sistema biela - pistón .....</b>		<b>54</b>

## *Índice de figuras*

Figura 1. Evolución de las emisiones permitidas en función de la normativa EURO. [15]..	7
Figura 2. Esquema del sistema biela – pistón – cilindro [1] .....	11
Figura 3. Diagrama indicador de un MCIA de 4T. [10].....	14
Figura 4. Diagrama de Sankey: Flujo de la energía en un MCIA [1].....	16
Figura 5. Curva de Stribeck. [14] .....	17
Figura 6. Representación escalada del lazo de baja presión. [2] .....	19
Figura 7. Esquema de un segmento indicando sus dimensiones. [3] .....	21
Figura 8. Diagrama de cuerpo libre de los segmentos en un pistón. [4] .....	22
Figura 9. Relación entre $m$ y $\ln(B)$ con el ratio $c/a$ del segmento. [3] .....	23
Figura 10. Esquema de un cojinete con sus dimensiones características. [6].....	26
Figura 11. Posibles configuraciones del árbol de levas.....	28
Figura 12. Esquema del mecanismo biela – pistón. Fuente: Elaboración propia.....	51
Figura 13. Diagrama de cuerpo libre biela – pistón. Fuente: Elaboración propia.....	54

## *Índice de tablas*

Tabla 3. Potencia aproximada consumida para la realización de distintas acciones disponibles en un coche. [12] .....	31
Tabla 4. Incremento medio en el consumo en función del tipo de motor y el tipo de vía por el que circula el vehículo debido al AC. [13] .....	33
Tabla 5. Porcentaje de las pérdidas totales que supone cada uno de los focos. ....	37
Tabla 6. Características de los motores a estudiar .....	42
Tabla 7. Valores estimados para el modelo .....	42
Tabla 8. Error cuadrático medio de las estimaciones de potencia realizadas por el modelo .....	47



## *Índice de gráficas*

Gráfica 5. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 1.....	43
Gráfica 6. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 2.....	43
Gráfica 7. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 3.....	44
Gráfica 8. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 4.....	44
Gráfica 9. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 1.....	45
Gráfica 10. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 2.....	45
Gráfica 11. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 3.....	46
Gráfica 12. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 4.....	46

## **Capítulo 1. INTRODUCCIÓN**

### **1.1 Antecedentes**

En la situación de acelerado deterioro que vive el mundo actualmente, es de vital importancia buscar métodos en distintos campos que frenen aquellos fenómenos que poco a poco acortan la vida de nuestro planeta y de nuestra especie, como el calentamiento global, las guerras, la desigualdad, etc. Nosotros como ingenieros, tenemos en nuestra mano la oportunidad de aportar técnicas y conocimiento para contribuir a ello.

Una cuestión de gran interés actual es el antes mencionado cambio climático, provocado, entre otras cosas, por la emisión de gases de efecto invernadero como el dióxido de carbono o el óxido nitroso. Uno de los grandes causantes de estas emisiones son los motores de combustión, muy utilizados en el sector del transporte, que es el segundo que más emisiones de CO<sub>2</sub> produce. Como consecuencia de esto, en la industria automovilística se están haciendo grandes investigaciones y avances de cara a reducir, e incluso a hacer desaparecer, las emisiones de estos gases nocivos para la capa de ozono. Podemos ver de manera cada vez más frecuente coches eléctricos, coches híbridos, así como distinciones entre los coches con motor (de combustión interna) en función del nivel de gases contaminantes emitidos.

Además, la Comisión Europea establece unos valores de emisiones permitidos para distintos tipos de vehículos a través de lo que se conoce como Normativa EURO. Esta normativa se va actualizando con el paso de los años y poco a poco va siendo más restrictiva. En la *Figura 1* se incluye una relación de cómo ha ido evolucionando las emisiones permitidas con cada una de las normativas de los últimos años. La última información que ha sido publicada afirma que el Parlamento Europeo ha decretado que a partir del año 2035 no estará permitida la venta de vehículos con motores térmicos, el objetivo es reducir las emisiones a 0.

Límites de emisiones establecidos por cada norma Euro para los turismos							
Norma	Entrada en vigor	CO (g/km)	HCT (g/km)	NMHC	HCT+NO <sub>x</sub> (g/km)	NO <sub>x</sub> (g/km)	PM (g/km)
<b>Motor diésel</b>							
Euro 1**	01/07/92	2,72 (3,16)	----	----	0,97 (1,13)	----	0,14 (0,18)
Euro 2, IDI	01/01/96	1,0	----	----	0,7	----	0,08
Euro 2, DI	01/01/1996 <sup>a</sup>	1,0	----	----	0,9	----	0,10
Euro 3	01/01/00	0,64	----	----	0,56	0,50	0,05
Euro 4	01/01/05	0,50	----	----	0,30	0,25	0,025
Euro 5	01/09/09	0,50	----	----	0,23	0,18	0,005 <sup>c</sup>
Euro 6	01/09/14	0,50	----	----	0,17	0,08	0,005 <sup>c</sup>
<b>Motor gasolina</b>							
Euro 1**	01/04/92	2,72 (3,16)	----	----	0,97 (1,13)	----	----
Euro 2	01/01/96	2,2	----	----	0,5	----	----
Euro 3	01/01/00	2,30	0,20	----	----	0,15	----
Euro 4	01/01/05	1,0	0,10	----	----	0,08	----
Euro 5	01/09/09	1,0	0,10	0,068	----	0,06	0,005 <sup>b,c</sup>
Euro 6	01/09/14	1,0	0,10	0,068	----	0,06	0,005 <sup>b,c</sup>

- CO: masa de monóxido de carbono; HCT: masa total de hidrocarburos; NO<sub>x</sub>: masa de óxidos de nitrógeno; PM: masa de partículas, NMHC: masa de hidrocarburos no metanos.  
IDI: inyección indirecta, DI: inyección directa.

Figura 1. Evolución de las emisiones permitidas en función de la normativa EURO. [15]

Por todo lo anterior, resulta lógico el interés de los fabricantes de motores de combustión interna (MCI) por mejorar la eficiencia energética de estos. Tener un motor más eficiente, supone que para alcanzar unas condiciones de trabajo buscadas (régimen de giro, potencia efectiva, grado de carga, etc.) la cantidad de combustible que se necesita quemar es menor, y por tanto la cantidad de gases emitidos por el motor también lo es. Una mayor eficiencia energética supone que los distintos rendimientos definidos para un motor sean mayores.

## **1.2 Objetivos del proyecto**

A la hora de cuantificar la eficiencia de un motor, se definen distintos términos en función de los parámetros del motor, que nos indican el rendimiento de este respondiendo a distintos criterios. Surgen entonces los conceptos de rendimiento volumétrico, rendimiento térmico o rendimiento mecánico. Este último es el más difícil de modelizar, así como el más representativo. Es por esto que se convierte en el principal objetivo de estudio de este proyecto.

El rendimiento mecánico viene dado por las pérdidas mecánicas que se dan en el motor por distintos motivos. Habitualmente las pérdidas mecánicas se obtienen de manera experimental. Sin embargo, resulta complicado predecirlas mediante una expresión generalizada ya que dependen de muchas variables específicas de cada motor. El objetivo del proyecto será por tanto definir las causas de estas pérdidas y tratar de modelizarlas para así poder predecir sus valores en función de los parámetros constructivos y de funcionamiento del motor.

Además, se compararán con valores reales de curvas de motor para ver si el modelo propuesto se ajusta a la realidad.

## **1.3 Estado de la cuestión**

Como ya se ha mencionado anteriormente, la manera más extendida para calcular las pérdidas mecánicas de los MCIAs es de forma experimental. Sin embargo, el inconveniente de los métodos experimentales es que es necesario tener acceso a un motor, banco de potencia y demás equipo necesario para poder llevar a cabo las mediciones pertinentes. Hay diversos métodos experimentales para el cálculo del rendimiento mecánico, sino los más extendidos los siguientes:

### **Determinación de pérdidas mecánicas a partir del diagrama indicador**

Se debe realizar un ensayo en banco de potencia con el fin de medir la potencia efectiva ( $N_e$ ). Además, a partir del diagrama indicador se calculan la potencia indicada ( $N_i$ ) y finalmente se determina la potencia de pérdidas mecánicas ( $N_{pm}$ ) como:

$$N_{pm} = N_i - N_e$$

A pesar de ser un el método más preciso, presenta ciertos inconvenientes ya que, entre otras cosas, solo permite obtener el valor de las pérdidas globales y  $T_{ref}$  y  $T_{ac}$  tienen que mantenerse en un rango estrecho de  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

### **Determinación de pérdidas mecánicas mediante el método de arrastre**

Consiste en medir la potencia que consume el motor cuando este está desconectado, es decir, que no se produce combustión. Con este método pueden medirse las pérdidas mecánicas de cada uno de los equipos auxiliares del motor, sin embargo, requiere una instrumentación muy compleja.

### **Determinación de pérdidas mecánicas a partir de la recta de Williams:**

Extrapolando la curva del consumo de combustible ( $\dot{m}_f$ ) en función de la presión media específica ( $p_{me}$ ) hasta que corta con el eje de abscisas, se obtiene valores de PME negativos. Estos valores corresponden con el valor de la presión media de pérdidas mecánicas para unas condiciones de funcionamiento determinadas.

El principal problema que surge con este método es que se necesita que el consumo de combustible depende linealmente de la presión media específica y no siempre lo hace.

### **Determinación de pérdidas mecánicas mediante el método morse:**

Llevando a cabo la desconexión sucesiva de los distintos cilindros del motor, y midiendo la potencia efectiva en cada caso, puede calcularse la potencia de pérdidas mecánicas en función de la potencia efectiva del motor con todos los cilindros y con cada uno de ellos desconectados. La expresión se obtiene de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 N_e^1 &= N_{e2} + N_{e3} + \dots + N_{en} + N_{pm1} \\
 N_e^2 &= N_{e1} + N_{e2} + \dots + N_{en} + N_{pm2} \\
 &+ \qquad \qquad \qquad \dots \\
 N_e^i &= N_{e1} + N_{e2} + \dots + N_{en} + N_{pmn}
 \end{aligned}$$

---


$$N_{pm} = (n - 1)N_e - \sum_{i=1}^n N_e^i$$

Siendo  $N_e$  la potencia específica del motor con todos los cilindros y  $N_e^i$  la potencia específica del motor con el cilindro  $i$  desconectado.

El inconveniente de este método es que se necesita ser capaz de modificar el encendido y la inyección de los distintos cilindros. Además, al no estar todos los cilindros conectados, no se representa de manera exacta las condiciones de funcionamiento habituales.

**Determinación de pérdidas mecánicas mediante el método de la deceleración libre:**

Dejando al motor que se decelere libremente y midiendo su deceleración angular, conociendo la inercia puede calcularse el par resistente del motor.

Sin embargo, igual que pasa en el Método Morse, al no haber combustión, las condiciones del motor no son las de funcionamiento habitual.

## Capítulo 2. CONCEPTOS TEÓRICOS

### 2.1 Parámetros básicos de los MCIA

Con el fin de dejar clara la nomenclatura que se utilizará a lo largo del proyecto, se definirán algunos de los principales parámetros de los MCIA. Estos se clasifican en parámetros geométricos, parámetros de funcionamiento y parámetros efectivos e indicados. Siendo estos últimos de suma importancia para definir las pérdidas mecánicas de un MCIA.

#### 2.1.1 PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

Los parámetros geométricos son aquellos que nos permiten definir las dimensiones de las partes más importantes del motor. En la siguiente figura se incluye un esquema del sistema biela – pistón – cilindro en el que se indican los principales parámetros geométricos.

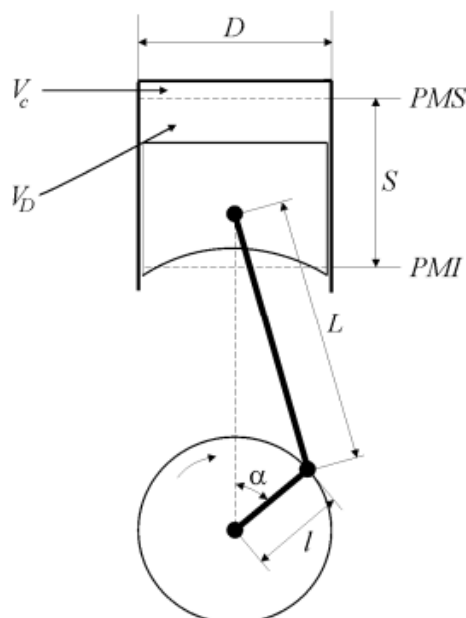


Figura 2. Esquema del sistema biela – pistón – cilindro [1]

### **Diámetro del cilindro, D**

Representa una de las medidas más representativas del motor. Es algo mayor al del pistón para permitir el desplazamiento relativo entre ambos elementos. A pesar de ello suele utilizarse el diámetro del cilindro para los cálculos relativos al pistón.

### **Carrera del pistón, S**

Mide la distancia entre el puerto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI), que son el punto más alto y más bajo, respectivamente que alcanza la cara superior del pistón

### **Longitud de la manivela, l**

Representa el radio de giro de la cabeza de la biela alrededor del eje del cigüeñal. Su valor se corresponde con la mitad de la carrera del pistón:

$$S = 2l$$

### **Longitud de la biela, L**

Se trata de la distancia entre la cabeza de la biela y el bulón del pistón, al que se conecta la biela.

### **Cilindrada unitaria, $V_D$**

Este parámetro es el volumen que encierra el cilindro entre el PMS y el PMI y viene dado por la expresión:

$$V_D = A_p S = \frac{\pi D^2}{4} S$$

### **Volumen de la cámara de combustión, $V_C$**

Representa el volumen restante en el cilindro cuando el pistón alcanza el PMS.



### **2.1.2 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO**

Los parámetros de funcionamiento son aquellos que definen el punto de operación en el que se encuentra el motor. Los principales son:

#### **Régimen de giro, $N$**

Determina el número de revoluciones por minuto a las que se encuentra trabajando el motor.

#### **Gasto de aire, $\dot{m}_a$**

Determina el caudal de aire por unidad de tiempo que aspira el motor.

#### **Gasto de combustible, $\dot{m}_f$**

Determina el caudal de combustible por unidad de tiempo que consume el motor.

#### **Dosado, $F$**

Relación entre el gasto de aire y el gasto de combustible y se define como:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}$$

### **2.1.3 PARÁMETROS EFECTIVOS E INDICADOS**

Tanto los parámetros efectivos como los indicados nos sirven para analizar las prestaciones de un motor en función de las condiciones de funcionamiento de este. No toda la energía que entra al cilindro se ve traducida en potencia para el eje de salida y por ello resulta de utilidad diferenciar entre parámetros indicados y parámetros efectivos. Los parámetros indicados se calculan en función del estado energético de los gases en el cilindro y la cámara de combustión. Por otro lado, los parámetros efectivos se miden en la salida del eje.

### 2.1.3.1 Parámetros indicados

#### Trabajo indicado

Constituye el trabajo realizado por los gases sobre el pistón durante el proceso de combustión y expansión. Para calcularlo, se realiza la integral del lazo de alta presión del diagrama P-V, como el que vemos en la *Figura 3*.

$$W_i = \int_{PMIad}^{PMIesc} p dV$$

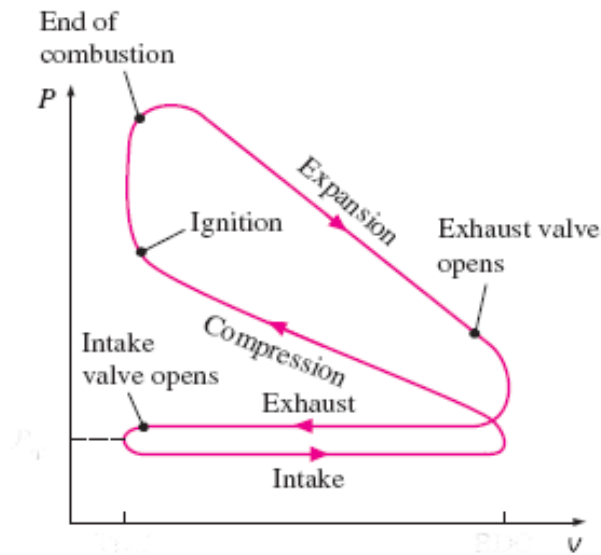


Figura 3. Diagrama indicador de un MCIA de 4T. [10]

#### Potencia indicada

Se refiere al trabajo indicado por unidad de tiempo.

$$N_i = i n W_i$$

### **Presión media indicada**

Se refiere al valor de presión constante de los gases en el cilindro que producirían el mismo valor de trabajo indicado.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_D}$$

### **2.1.3.2 Parámetros efectivos**

#### **Par efectivo**

Corresponde al par disponible en el eje de salida.

#### **Potencia efectiva**

Es la potencia disponible en el eje de salida y se calcula directamente con el par en el eje y el régimen de giro.

$$N_e = M_e 2\pi n$$

#### **Trabajo efectivo**

Se refiere al trabajo producido por el eje de salida.

$$W_e = \frac{N_e}{i n}$$

#### **Presión media efectiva**

Igual que la presión media indicada, la presión media efectiva corresponde al valor de presión constante con el que se obtendría un mismo valor de trabajo efectivo.

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{i n V_T}$$

## 2.2 Pérdidas mecánicas

La manera de relacionar los parámetros indicados con los efectivos, son las pérdidas mecánicas ya que son la causa de que los valores efectivos sean menores que los indicados. Podemos ver una representación gráfica de esto en el diagrama Sankey incluido a continuación:

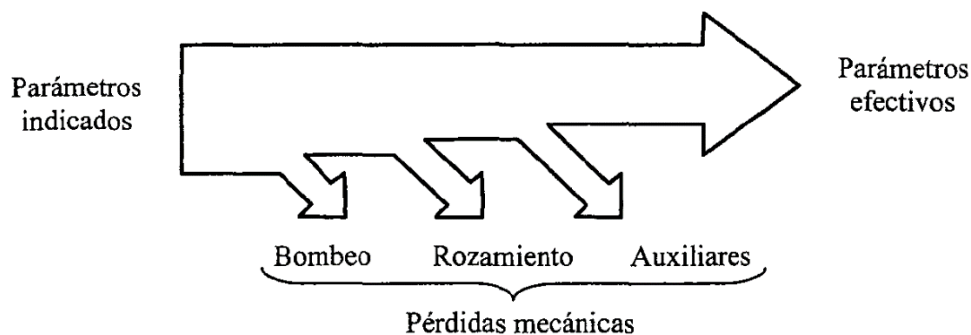


Figura 4. Diagrama de Sankey: Flujo de la energía en un MCIA [1]

Las pérdidas mecánicas en los MCIA vienen dadas por tres factores principales: pérdidas por fricción, pérdidas por bombeo y pérdidas por accionamiento de elementos auxiliares.

### 2.2.1 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN

La potencia que se suministra al pistón no se ve transmitida en su totalidad al eje de salida. Esto se debe a las ya mencionadas pérdidas mecánicas y en especial a las pérdidas por fricción, que constituyen, en función del régimen de funcionamiento del motor, entre un 10 (a plena carga) y un 100 (a ralentí) por ciento del trabajo indicado. Las pérdidas por fricción representan la mayor parte de las pérdidas mecánicas del motor, llegando a alcanzar valores de alrededor del 70% de las pérdidas mecánicas.

La mayor parte de pérdidas por fricción se disipan en forma de calor y tienen lugar por el movimiento relativo entre el pistón y el cilindro. El valor de estas pérdidas se ve condicionado por el grado de carga y el régimen de giro del motor, así como del régimen de lubricación del motor. De esto último depende el tipo de fricción que se da entre los componentes del motor y que supone un factor importante ya que influye en el valor del coeficiente de rozamiento.

Debido a la influencia que tiene en el tema que nos ocupa, resulta interesante explicar los distintos regímenes de lubricación, así como la variación del coeficiente de rozamiento en función de estos. El modelo más extendido para hacerlo data de 1902 y cuyo autor es el ingeniero mecánico alemán Richard Stribeck.

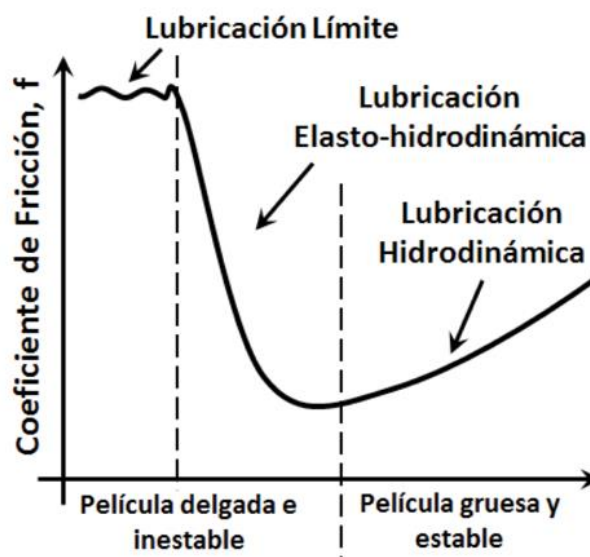


Figura 5. Curva de Stribeck. [14]

En la *Figura 5*, se observa la mencionada curva de Stribeck. En ella se representa el coeficiente de fricción  $f$  en función del parámetro de Hersey ( $H = \mu u / F_N$ ), siendo  $\mu$  la viscosidad del lubricante,  $u$  la velocidad relativa entre los dos componentes y  $F_N$  la fuerza normal. Resulta entonces que el valor del coeficiente de fricción viene dado por la expresión:

$$f = \alpha f_s + (1 - \alpha) f_L$$

Siendo  $f_s$  el coeficiente de fricción seca entre ambos metales,  $f_L$  el coeficiente de fricción hidrodinámica y  $\alpha$  la relación de contacto metal-metal.

En la curva representada se pueden distinguir tres regiones que corresponden a los tres regímenes de lubricación: lubricación límite, lubricación hidrodinámica y, como punto intermedio entre ambas, la lubricación mixta.

La lubricación límite representa el caso más desfavorable, en el que, debido a la escasez de lubricante, existe contacto entre ambos metales y por tanto la fricción se ve altamente condicionada por las características de estos, como la rugosidad, dureza, elasticidad, plasticidad o grado de oxidación. En este caso el parámetro  $\alpha$  tiende a 1 y por lo tanto  $f$  tiende a  $f_s$ .

La lubricación hidrodinámica se da cuando se forma una película de lubricante con presión suficiente entre las dos superficies que deslizan capaz de separarlas totalmente de tal forma que no exista el contacto entre ellas. Esta situación implica que el coeficiente de rozamiento tienda a valores más bajos ya que el parámetro  $\alpha$  tiende a 0 y  $f$  tiende a  $f_L$ .

### **2.2.2 PÉRDIDAS POR BOMBEO**

Las pérdidas por bombeo representan un factor influyente en las pérdidas mecánicas que hay que tener en cuenta. Se definen como el trabajo necesario para llevar a cabo la renovación de la carga en el cilindro, los procesos de admisión y escape. Corresponden al lazo de bombeo (o de baja presión) del diagrama P-V del motor. Es por esto, que no son fáciles de definir en motores de 2 tiempos al no existir lazo de bombeo.

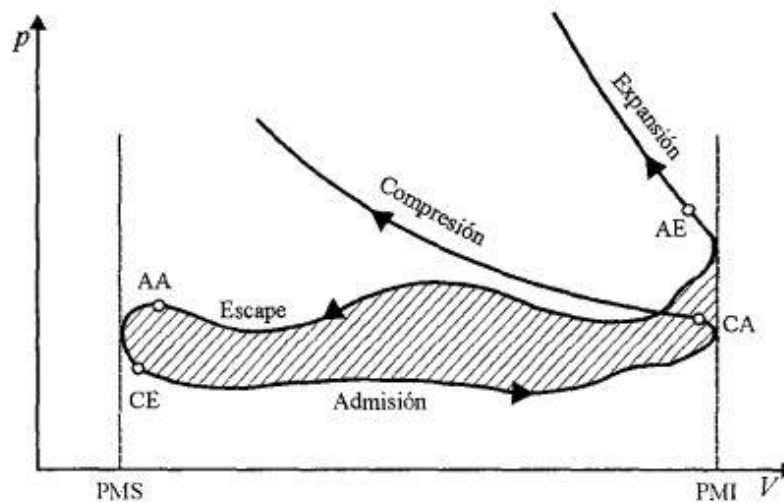


Figura 6. Representación escalada del lazo de baja presión. [2]

### 2.2.3 PÉRDIDAS POR ACCIONAMIENTO DE AUXILIARES

Como tercera causa de las pérdidas mecánicas, se encuentran las pérdidas mecánicas derivadas de la potencia necesaria para accionar distintos elementos auxiliares. A pesar de no ser los únicos, en este proyecto se estudiará únicamente, al considerarse los más importantes, la bomba de aceite, la bomba de agua, el alternador, el aire acondicionado y la bomba de combustible.

## **Capítulo 3. MODELO DE PÉRDIDAS MECÁNICAS**

En este capítulo se va a presentar un modelo detallado de pérdidas mecánicas. A pesar de no ser el que se utilizará finalmente, como ya se explicará más adelante, se considera interesante explicarlo ya que da una visión detallada de las pérdidas mecánicas en los MCIAs y permite ver de qué factores depende.

### **3.1 Pérdidas por fricción**

Los principales focos de pérdidas por fricción en el motor se dan en el deslizamiento entre el pistón y el cilindro, en los cojinetes de la biela y en el sistema de distribución.

#### **3.1.1 SISTEMA CILINDRO-PISTÓN**

Suponen alrededor del 50% de las pérdidas totales (sin tener en cuenta las pérdidas por bombeo) del motor. Estas pérdidas se pueden desglosar en dos: el rozamiento entre la falda del pistón y el cilindro, y el rozamiento entre los segmentos y el cilindro.

##### **Segmentos**

Atendiendo a la división antes mencionada sobre las pérdidas mecánicas que se dan en el sistema pistón-cilindro, en primer lugar, se van a desarrollar las pérdidas en el contacto de los segmentos con el cilindro.

Antes de analizar la fricción entre estos elementos, se considera necesario hacer una breve introducción a los segmentos del pistón. Se tratan de anillos que se alojan en la sección superior del pistón en pequeñas ranuras y que desempeñan distintas funciones: disipar calor procedente en su gran mayoría de la cámara de combustión y sellar la cámara de combustión para que no haya escape de gases de la cámara de combustión ni haya paso de aceite a la cámara de combustión.



En función del tipo de motor, ya sea por el proceso de combustión (MEP o MEC) o por el ciclo de trabajo (2 tiempos o 4 tiempos), los cilindros pueden tener distinto número de segmentos, siendo 2 o 3 lo más habitual.

Los segmentos se pueden clasificar en dos tipos:

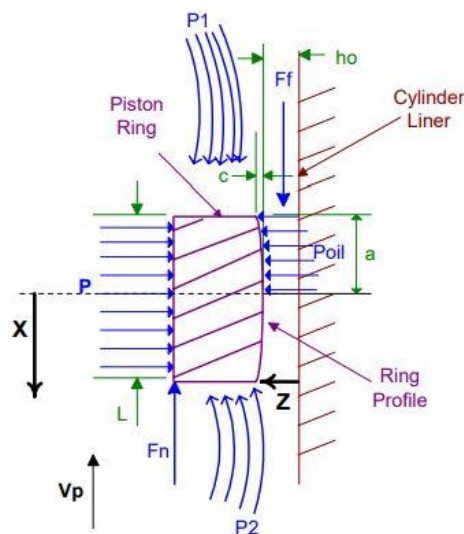
- Segmentos de estanqueidad:

Son los más cercanos a la cámara de combustión y sus principales funciones son la estanqueidad de los gases y la disipación de calor. El primero de los segmentos se denomina segmento de fuego. Es el que trabaja en condiciones más críticas al estar tan cerca de la cámara de combustión y tiene sección rectangular. La forma del resto de segmentos de estanqueidad puede ser variable.

- Segmentos rascadores:

Son los más alejados de la cámara de combustión y tiene como principal función la de rascar el aceite en las paredes del cilindro para que así no pase a la cámara de combustión (estanqueidad del aceite). Estos segmentos cuentan con orificios para evacuar el aceite.

A continuación, se incluye el esquema de un segmento para aclarar su forma y la nomenclatura que se va a utilizar para designar sus distintas dimensiones.



*Figura 7. Esquema de un segmento indicando sus dimensiones. [3]*

Antes de empezar se incluyen a continuación las suposiciones iniciales que se han hecho de acuerdo con [3]:

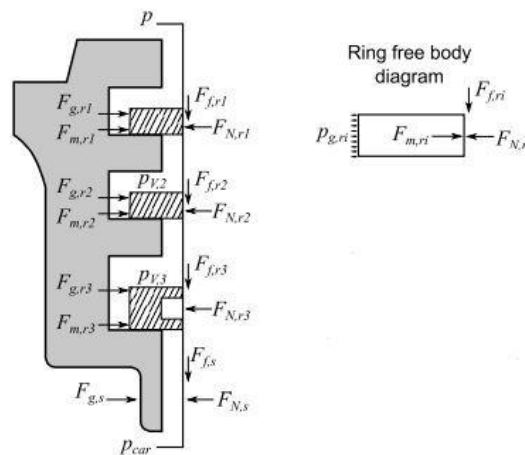
- Los anillos se encuentran completamente envueltos en aceite (no existe cavitación)
- El espesor de la película de aceite es constante en la dirección perpendicular al movimiento del anillo.
- Los anillos no se deforman.
- El lubricante es un fluido Newtoniano, por lo que se rige por la ecuación de Reynolds.
- Se considera el aceite como un fluido incompresible.
- La fricción proviene únicamente de la tensión cortante del aceite.

En primer lugar, se define el parámetro de Hersey, ya mencionado en el *Capítulo 2* pero con una pequeña corrección al tratarse de un movimiento alternativo.

$$H = \frac{\pi D \mu V_C}{F_N}$$

El valor de la fuerza normal ejercida sobre los segmentos se calcula mediante equilibrio de fuerzas sobre este. Siguiendo el diagrama de cuerpo libre del segmento de la *Figura 8*, se puede concluir que sigue la siguiente expresión:

$$F_N = F_{montaje} + F_{presión} = F_{montaje} + P\pi h(D - 2x)$$



*Figura 8. Diagrama de cuerpo libre de los segmentos en un pistón. [4]*

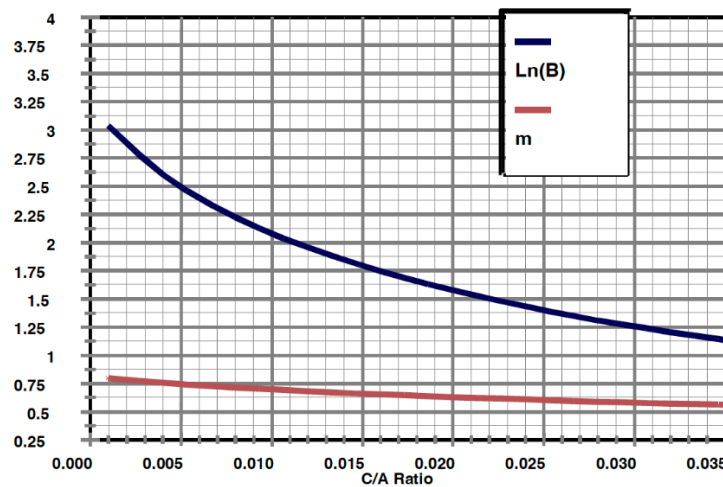
$F_{montaje}$  corresponde a la fuerza de apriete con la que se monta el segmento, y  $P$  a la presión a la que está sometido el segmento alojado en el pistón.

Atendiendo al desarrollo llevado a cabo por [4], se obtiene, a partir de este parámetro, el valor del coeficiente de fricción, en función del tipo de lubricación (hidrodinámica o mixta):

Lubricación mixta:  $Ln(f) = mLn(H) + Ln(B)$

Lubricación hidrodinámica:  $Ln(f) = \frac{Ln(f_{cr}) - Ln(f_o)}{Ln(S_{cr}) - Ln(S_o)} (Ln(H) - Ln(S_o)) + Ln(f_{cr})$

En las expresiones anteriores aparecen dos parámetros  $m$  y  $B$ , que dependen de la geometría del segmento. En la *Figura 9* se puede observar cómo evoluciona el valor de  $m$  y de  $Ln(B)$  en función del ratio  $c/a$ .



*Figura 9. Relación entre  $m$  y  $Ln(B)$  con el ratio  $c/a$  del segmento. [3]*

Además, en la expresión del coeficiente de lubricación para lubricación hidrodinámica, aparecen los términos  $f_{cr}$ ,  $f_o$ ,  $S_{cr}$  y  $S_o$ , que corresponden  $f_{cr}$  coeficiente de lubricación límite entre la zona mixta e hidrodinámica y  $f_o$  al coeficiente de lubricación límite entre la zona seca y mixta, y  $S_{cr}$  y  $S_o$  al valor de sus respectivos parámetros de servicio. Los valores de  $f_{cr}$ ,

$f_0$ ,  $S_{cr}$  y  $S_0$  pueden tener valores conocidos. Sin embargo, no siempre lo son. En este caso, pueden utilizarse unos valores típicos, propuestos por [3]:

$$S_0 = 10^{-10}$$

$$S_{cr} = 10^{-4}$$

$$f_0 = 0.28$$

$$f_{cr} = 0.0225$$

Conocidos los valores del coeficiente de fricción y de la fuerza normal sobre el segmento, la fuerza de rozamiento se calcula como:

$$F_R = fF_N$$

Al ser la fuerza normal dependiente del ángulo del cigüeñal, la fuerza de rozamiento también lo será y por tanto la potencia de pérdidas mecánicas producida por el movimiento relativo entre los segmentos y el cilindro se calcula como:

$$N = \int_0^{2\pi} F_R(\alpha) v_c(\alpha) d\alpha$$

Esta expresión solo calcula la potencia de pérdidas por un segmento y por tanto habría que tener en cuenta el número de segmentos presentes en el pistón.

### **Falda**

En segundo lugar, se procede al cálculo de la potencia de pérdidas mecánicas que se produce en el contacto entre la falda del pistón y el cilindro.

Igual que con los segmentos, con la falda también hay que hacer unas suposiciones iniciales, siguiendo lo propuesto por [3]:

- La falda está totalmente envuelta en aceite (no existe cavitación).

- El lubricante es un fluido Newtoniano y por tanto se rige por la ecuación de Reynolds.
- La falda no se deforma.
- Solo existe lubricación hidrodinámica.

Siguiendo el mismo proceso que con los segmentos, se empieza definiendo el parámetro de Hersey adaptado:

$$H = \frac{\pi D \mu V_c}{F_N}$$

El valor de la fuerza normal ( $F_N$ ) representa la fuerza normal que actúa sobre la falda del pistón y el cálculo de esta se incluye en el anexo II, en el que se lleva a cabo un análisis dinámico del sistema biela-pistón.

Una vez obtenido este valor, siguiendo el desarrollo propuesto por [4], se puede obtener el parámetro de fricción mediante la expresión:

$$f = k\sqrt{H}$$

Teniendo el valor del coeficiente de fricción, siguiendo el mismo procedimiento que con los segmentos, se calcula la fuerza de fricción, y con ella la potencia de pérdidas:

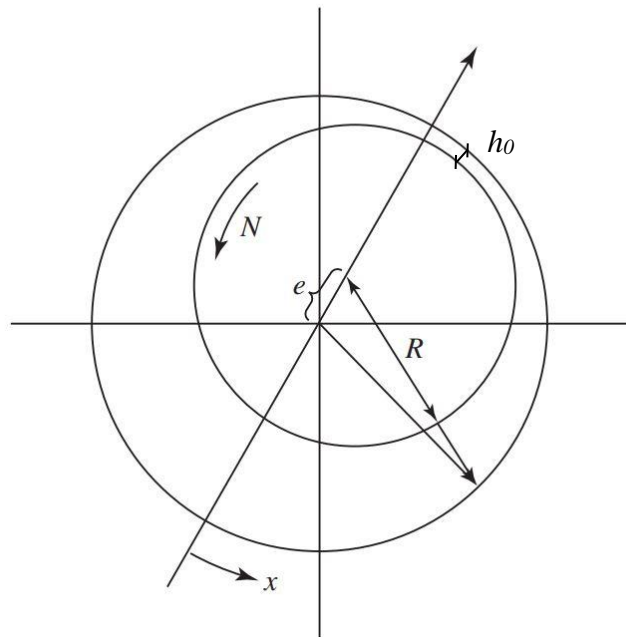
$$F_R = f F_N$$

$$N = \int_0^{2\pi} F_R(\alpha) v_c(\alpha) d\alpha$$

### 3.1.2 COJINETES

Otro foco de pérdidas mecánicas, son los cojinetes de las bielas debido al movimiento relativo que existe entre estos y las muñequillas del cigüeñal. En este caso se asume lubricación hidrodinámica en todo momento ya que se asegura que el espesor de la película de aceite es lo suficientemente grande en todo momento como para separar totalmente ambas superficies. Este espesor crítico suele ser de  $2 \mu m$ .

En la *Figura 10* se representa un esquema de la geometría de la sección de un cojinete y un eje en su interior. Se definen distintas dimensiones como la excentricidad ( $e$ ) y el espesor mínimo de la película de aceite ( $h_0$ ).



*Figura 10. Esquema de un cojinete con sus dimensiones características. [6]*

Siguiendo la Ley de viscosidad de Newton, se puede calcular la fuerza de fricción que genera la película de lubricante sobre el cojinete.

$$\tau = -\mu \frac{dv}{dx}; \frac{F_R}{A} = -\mu r \frac{d\omega}{dr}$$

De esta expresión se obtiene:

$$F_R = \frac{4\pi^4 r^2 \mu L N}{c}$$

Siendo L la longitud del cojinete, N el régimen de giro del eje en revoluciones por segundo y c la holgura media entre el cojinete y el eje.

Teniendo el valor de la fuerza, se puede calcular la potencia de pérdidas que supone:

$$N = T_R \omega = F_R r \omega = \frac{4\pi^4 r^3 \mu L N}{c} \omega = \frac{4(\pi r)^3 \mu L \omega}{c}$$

Esta expresión representa un modelo simplificado, sin embargo, hay desarrollos como el realizado en [2] en el que se introducen factores de corrección que tienen en cuenta la excentricidad.

### 3.1.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Finalmente, también se debe tener en cuenta la fricción que se da en el sistema de distribución. Hay distintos tipos de árbol de levas en función de su geometría, como podemos ver en la *Figura 11*. La fricción en el sistema de distribución se da en distintos puntos de este. Encontramos deslizamiento entre distintos pares de piezas, como por ejemplo entre las levas y los taqués o entre los ejes de las válvulas y sus guías. Es por esto por lo que resulta difícil de cuantificar las pérdidas de manera analítica. Por esto, en este proyecto se empleará un desarrollo semiempírico llevado a cabo por [2] en el que se establece que la presión media de pérdidas mecánicas en el sistema de distribución viene dada por la expresión:

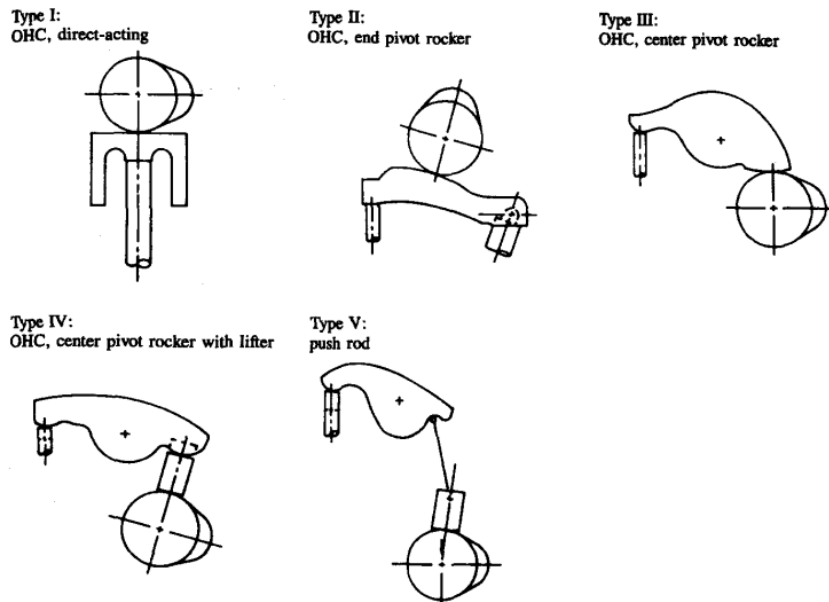
$$p_{mpm} = 1.2 \cdot 10^4 \frac{(1 - 0.133 \frac{N}{1000}) n_{válvulas} D_{válvulas}^{1.15}}{D^2 S}$$

Siendo  $n_{válvulas}$  el número de válvulas por cilindro y  $D_{válvulas}$  el diámetro de las válvulas.

Una vez se obtiene la presión media de pérdidas mecánicas, la potencia se calcula con la expresión:

$$P = i N p m p m V_D$$

En la cual,  $i$  se refiere al número de ciclos por revolución (0.5 para los motores 4 tiempos y 1 para los motores 2 tiempos)



*Figura 11. Posibles configuraciones del árbol de levas*

### 3.2 Pérdidas por bombeo

Como ya se menciona en la introducción teórica, las pérdidas por bombeo se deben a la renovación de los gases. Las fases de admisión y escape del ciclo requieren de un trabajo que permita la entrada de aire y la salida de los gases de escape, respectivamente. El valor del trabajo necesario viene dado por la expresión:



$$W_b = \int_{PMIad}^{PMIesc} p dV$$

### **3.3 Pérdidas por accionamiento de elementos auxiliares**

Actualmente, los motores de combustión interna no suelen verse funcionando de manera aislada, sino que forman parte de un conjunto y se encargan de entregar potencia a distintos equipos. Por ejemplo, en los automóviles o en las motos y en otros tipos de vehículos, el motor no solo se encarga de generar potencia para que se desplacen. También, la potencia que llega al eje de salida del motor se emplea en accionar distintos elementos auxiliares que contribuyen al buen funcionamiento del propio motor (bomba de aceite, bomba de agua, bomba de diésel), así como al confort y a la seguridad de los usuarios (alternador, aire acondicionado).

Pese a ser un gasto de potencia necesario, ya que un automóvil no podría funcionar sin estos equipos, se considera una pérdida mecánica ya que es potencia que no acaba convertida en potencia efectiva. Por esto, resulta de interés conocer el consumo que tienen.

El inconveniente del cálculo del consumo de potencia de estos equipos es que son muy variados, no todos están siempre presentes, hay distintos tipos, distintas marcas, etc. Por ello, en esta sección no se buscará llevar a cabo un cálculo exacto de las pérdidas mecánicas que suponen, sino realizar un análisis cualitativo de los que se han considerado más importantes y habituales.

#### **3.3.1 BOMBA DE ACEITE**

La bomba de aceite forma parte del sistema de lubricación del motor, el cual, como se ha podido comprobar a lo largo de este proyecto, es esencial para el correcto funcionamiento del motor. Es la encargada de bombear aceite a los distintos puntos con necesidad de lubricación y de mantener un caudal y un espesor óptimos para el debido funcionamiento del motor y la reducción de la fricción en todo lo posible.

Habitualmente, las bombas del sistema de lubricación son bombas de tipo volumétrico y su comportamiento se rige por la siguiente expresión

$$P = \frac{G_h \cdot P \cdot 10^3}{\eta_{mb}} kW$$

En la que P se refiere a la presión en el sistema de lubricación y suele ser entre 0.3 y 0.5  $\frac{MN}{m^2}$  para motores de gasolina y entre 0.3 y 0.7  $\frac{MN}{m^2}$  para motores diésel. Además,  $\eta_{mb}$  se refiere a la eficiencia mecánica de la bomba que suele ser de alrededor del 85%.

### **3.3.2 BOMBA DE AGUA**

La bomba de agua forma parte del sistema de refrigeración, otro sistema de suma importancia para el buen funcionamiento del motor. Debido a la combustión y al calor disipado por la fricción entre las distintas piezas, el bloque motor se calienta, pudiendo alcanzar temperaturas capaces de hacer que distintas piezas del motor se rompan o se estropeen. Para evitar esto, los motores cuentan con un sistema de refrigeración, el cual funciona gracias a una bomba de agua. Esta impulsa un líquido refrigerante que circula por un circuito cerrado y que se encarga de absorber calor del motor.

Las bombas del sistema de refrigeración suelen ser también bombas volumétricas. La potencia que consumen viene dada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{G_h \cdot P \cdot 10^3}{\eta_{mb}} kW$$

### **3.3.3 ALTERNADOR**

Otro elemento fundamental para el funcionamiento del vehículo es el alternador. Se trata de un dispositivo capaz de transformar energía mecánica en energía eléctrica. Está conectado mediante correas de transmisión al eje de salida del motor y gracias al giro de este, carga la batería del coche. De la carga de la batería dependen todos los elementos electrónicos del vehículo como las luces, los limpiaparabrisas, los asistentes de conducción o la radio.

El alternador presente en los vehículos funciona igual que un alternador normal. Consta de un rotor y un estator. El rotor gira gracias al motor e induce una corriente alterna en el estator que cuenta con una bobina trifásica, conectada en estrella o en triángulo. Además, cuenta con un rectificador que convierte la corriente alterna en continua y con un regulador de tensión, que mantiene el voltaje del alternador alrededor de los 14,5 V (en el caso de los coches) y regula la corriente en función de los requerimientos del circuito.

La potencia que consume el alternador es completamente variable ya que depende de los elementos que estén en uso y del nivel de carga de la batería. Se observa en la *Tabla 3* un ejemplo de una aproximación de lo que podrían consumir las distintas funciones de las que dispone un coche.

Desempañador de las lunas	120 W
Limpiaparabrisas	80-150 W
Faros LED	50 W
Calefacción de los asientos	100-200 W
Techo solar	200 W
Elevalunas y seguro de puertas	150 W
Ventilador del radiador	800 W
Alumbrado del vehículo (sin LED)	100 W

*Tabla 3. Potencia aproximada consumida para la realización de distintas acciones disponibles en un coche.*

[12]

### **3.3.4 AIRE ACONDICIONADO**

A pesar de no estar presente en los coches más antiguos, actualmente prácticamente todos los coches, por no decir todos, vienen con sistema de climatización incluido. Si bien la calefacción no supone un consumo representativo ya que se aprovecha el calor producido por el motor para calentar el habitáculo, el aire acondicionado si consume potencia del motor. Es un elemento de confort que incorporan los coches que cada vez va siendo más indispensable ya que conducir por carreteras en estaciones de calor supondría un verdadero suplicio sin contar con él. Además, la opción de bajar las ventanillas del coche para ventilar puede ser una opción cuando se circula por ciudad, pero cuando se va a altas velocidades, además del incomodo ruido que produce, provoca un empeoramiento de la aerodinámica que puede hacer que el consumo sea mayor incluso que con el aire acondicionado conectado cuando se va a velocidades a partir de los 80-90 km/h.

Las partes que conforman el aire acondicionado son:

- Compresor: al pasar por el compresor se aumenta la presión del gas refrigerante con la consecuente subida de temperatura de este.
- Condensador: en el condensador el gas pasa a estado líquido. Además, el condensador está en contacto con el aire exterior, más frío que el líquido y por lo tanto el líquido se enfría.
- Válvula de expansión: en la válvula de expansión, el líquido se descomprime, pasando a estar en estado gaseoso y se enfría.
- Evaporador: en el evaporador el gas enfriado entra en contacto con el aire del habitáculo y absorbe su calor.

De estas partes, la que requiere de energía mecánica para su funcionamiento es el compresor, que está conectado normalmente mediante correas con la salida del motor.

En cuanto al consumo, un aire acondicionado de coche puede aumentar el consumo entre un 5% y un 20% lo que supone entre 0,2 y 1 litro cada 100 kilómetros. Traducido a potencia, el aire acondicionado puede suponer una reducción de la potencia de entre 2 y 15 CV. Al ser una cantidad considerable de potencia, en muchos coches, cuando se pisa el acelerador a fondo, el compresor se desconecta para de esta forma contar con toda la potencia posible.

De todas formas, el consumo depende de distintas variables. En la *Tabla 4* podemos ver una relación del porcentaje de aumento del consumo en función del tipo de coche y la velocidad de circulación.

<b>Combustible</b>	<b>Incremento consumo combinado</b>	<b>Incremento consumo en ciudad</b>	<b>Incremento en consumo en vías rápidas</b>
<b>Diésel</b>	4,60%	6,30%	3,30%
<b>Gasolina</b>	3,80%	5,10%	2,70%
<b>Híbridos gasolina</b>	6,10%	9,30%	2,80%

*Tabla 4. Incremento medio en el consumo en función del tipo de motor y el tipo de vía por el que circula el vehículo debido al AC. [13]*

### **3.3.5 BOMBA DE COMBUSTIBLE**

Para bombear el combustible por el motor, también es necesaria una bomba. El consumo de esta se considera representativo en motores de encendido por compresión (MEC) ya que la presión a la que se encuentra es elevada. Sin embargo, en motores de encendido provocado (MEP) únicamente se consideraría representativo para aquellos que trabajan por encima de los 300 bares.

Para calcular la potencia consumida por la bomba de combustible se utilizar una expresión similar a la de las otras bombas antes mencionadas

$$P = 10^{-3} \frac{\dot{Q}_{fuel} p}{\eta_{fuel}} \text{ kW}$$

## Capítulo 4. MODELO SIMPLIFICADO DE PÉRDIDAS

### MECÁNICAS

El modelo que se ha presentado en la sección 3 representa las pérdidas mecánicas en el motor en función de parámetros y características del motor y de sus componentes. Sin embargo, al no contar con información tan detallada de distintos motores para llevar a cabo la verificación del modelo, se procede en esta sección a explicar qué cambios o que otros desarrollos se van a utilizar finalmente para modelizar las pérdidas mecánicas.

Se ha querido presentar primero un modelo más complejo ya que explica mejor la procedencia de cada una de las pérdidas y de que factores dependen.

En los próximos desarrollos se obtendrá la presión media de pérdidas mecánicas. Para calcular la potencia de pérdidas mecánicas a partir de ella se utilizará la expresión:

$$P = i N pmpm V_D$$

#### 4.1 Pérdidas en el conjunto falda – segmentos

Debido a la dificultad del modelo propuesto en el *Capítulo 3* no era posible implementarlo en Excel. Por ello se ha optado por utilizar una expresión más sencilla que calcula la presión media de pérdidas mecánicas propuesta por [7]:

$$pmpm = c_{ps} \frac{v_c}{D} + c_{pr} \frac{\left(1 + \frac{500}{N}\right)}{D^2} + 6.98 \frac{p_i}{p_a} (0.088r + 0.128r^{1.33 - Kv_c})$$

En la cual r se refiere a la relación de compresión.

En esta expresión el primer término está asociado a la fricción en la falda del pistón, el segundo a la fricción en los segmentos y el tercero a la presión a la que está sometido. Además, aparecen dos constantes,  $c_{ps}$  y  $c_{pr}$ , que según lo propuesto por [8] tienen un valor de  $294 \text{ kPa} \cdot \text{mm} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}}$  y  $4.06 \cdot 10^4 \text{ kPa} \cdot \text{mm}^2$  respectivamente.

## 4.2 Pérdidas en los cojinetes

En el desarrollo llevado a cabo en el capítulo anterior, se obtenía una expresión de la potencia de pérdidas en los cojinetes en la que se puede ver de qué parámetros de estos elementos depende. Sin embargo, al no tener acceso a estos datos, ni al número de cojinetes en cada motor, se opta por utilizar una expresión desarrollada por [9] y posteriormente actualizada por [2] que calcula la presión media de pérdidas mecánicas.

$$p_{mpm} = 41.4 \left( \frac{D}{S} \right) \left( \frac{N}{1000} \right) K$$

El valor de la constante K depende de las dimensiones de los ejes del motor y del número de cilindros. En [2] se proponen unos valores de 0.14 para motores de gasolina y 0.29 para motores diésel.

## 4.3 Pérdidas en el sistema de distribución

A pesar de no contar con una complejidad excesiva, y por lo tanto no ser una simplificación, se considera necesario modificar la expresión planteada anteriormente en la sección. En esta, el término:

$$1 - 0.133 \frac{N}{1000}$$

Hace que las pérdidas en el sistema de distribución se hagan 0 alrededor de las 7500 rpm. Esto se debe a que estas pérdidas han sido extraídas experimentalmente de motores de coche, los cuales no superan habitualmente este régimen. Los datos de los que se dispone para la comprobación del modelo corresponden a motos, las cuales pueden llegar a trabajar hasta las 10000/12000 rpm. Por lo tanto, la expresión se ha modificado para que se pueda alcanzar este régimen de giro y no aumente el valor de la potencia de pérdidas respecto a lo que se obtenía con la anterior expresión, quedando:

$$pmpm = 0.6 \cdot 10^4 \frac{(2 - 0.133 \frac{N}{1000}) n_{válvulas} D_{válvulas}^{1.15}}{D^2 S}$$

#### **4.4 Pérdidas por el accionamiento de sistemas auxiliares**

A pesar de lo dicho antes acerca de la dificultad de modelizar las pérdidas mecánicas por el accionamiento de sistemas auxiliares, si existe una expresión desarrollada en [7] en función del régimen de giro que da un valor estimado del valor que podrían tener. Finalmente se ha optado por introducirla también en el modelo. Dicha expresión es de la forma:

$$pmpm = 9.32 + 1.86 \cdot 10^{-3} N + 7.45 \cdot 10^{-7} N^2$$

#### **4.5 Ajuste del modelo**

Empleando la herramienta Solver de Excel se han calculado unos factores de corrección para ajustar tanto el valor de pérdidas mecánicas totales calculadas por el modelo, como el peso de cada uno de los focos de pérdidas.

Estos factores de corrección no son constantes, sino que se ha incluido una dependencia del régimen de giro ya que se veía que, a altas revoluciones, las pérdidas se infraestimaban.



Para realizar el cálculo de estos coeficientes, se han impuesto las siguientes condiciones:

- El peso de las pérdidas en el pistón tiene que ser siempre superior al 40%
- El peso de las pérdidas en los cojinetes debe de ser superior al 15%
- El peso de las pérdidas en el sistema de distribución debe de ser superior al 7%
- El peso de las pérdidas por accionamiento de sistemas auxiliares debe ser superior al 15%

Estos pesos se han impuesto teniendo en cuenta que, según lo propuesto por [3] el peso de cada uno de los factores suele encontrarse en los rangos incluidos en la *Tabla 5*.

	<b>Peso mínimo</b>	<b>Peso máximo</b>
<b>Pistón</b>	30%	55%
<b>Cojinetes</b>	15%	30%
<b>Distribución</b>	4%	10%
<b>Sistemas auxiliares</b>	15%	40%

*Tabla 5. Porcentaje de las pérdidas totales que supone cada uno de los focos.*

Como objetivo para la herramienta Solver se ha impuesto la minimización del error cuadrático medio.

Con todo esto y con unos pequeños ajustes realizados a mano tratando de hacer que las curvas estimadas se asemejasen lo máximo posible, no solo en valor, sino también en forma, las ecuaciones finales resultan:

**Presión media de pérdidas mecánicas en el pistón:**

$$pmpm = [0.7 + 2.2 \cdot 10^{-4}N] [c_{ps} \frac{v_c}{D} + c_{pr} \frac{(1 + \frac{500}{N})}{D^2} + 6.98 \frac{p_i}{p_a} (0.088r + 0.128r^{1.33 - Kv_c})]$$

**Presión media de pérdidas mecánicas en los cojinetes:**

$$pmpm = [0.92 + 2 \cdot 10^{-4}N][41.4 \left(\frac{D}{S}\right) \left(\frac{N}{1000}\right)K]$$

**Presión media de pérdidas mecánicas en el sistema de distribución:**

$$pmpm = [1.82 + 2 \cdot 10^{-4}N][0.6 \cdot 10^4 \frac{\left(2 - 0.133 \frac{N}{1000}\right) n_{válvulas} D_{válvulas}^{1.15}}{D^2 S}]$$

**Presión media de pérdidas mecánicas por el accionamiento de sistemas auxiliares:**

$$pmpm = [0.39 + 2 \cdot 10^{-4}N][9.32 + 1.86 \cdot 10^{-3}N + 7.45 \cdot 10^{-7}N^2]$$

## **Capítulo 5. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO**

Con el fin de verificar si el modelo funciona y de darle un uso práctico al proyecto, se quiere realizar un programa que, a partir de parámetros básicos del motor, sea capaz de representar de manera aproximada la tendencia que tienen las pérdidas mecánicas. Para ello se ha optado por realizar una plantilla de Excel para que sea accesible para el usuario. Se barajó la posibilidad de realizar un programa en Python o en Matlab, pero finalmente se descartó ya que es menor la cantidad de gente que saben manejar estas herramientas.

La plantilla consta de dos hojas por cada moto analizada. En una de ellas, en función de parámetros del motor, se calcula el valor de la presión media de pérdidas mecánicas y la potencia de pérdidas mecánicas, para distintos regímenes de giro. En la otra, también en función de los parámetros del motor, y para distintos regímenes de giro, se calcula el valor de la potencia efectiva, usando como valor de pérdidas mecánicas el calculado en la hoja anterior. Después se compara con la curva de potencia del motor y se calcula el error cuadrático medio.

## **Capítulo 6. ANÁLISIS DE RESULTADOS**

En primer lugar, se quiere analizar el primer modelo propuesto, ya que debido a su complejidad y a la cantidad de variables de entrada que necesita, puede verse de que factores dependen las pérdidas mecánicas.

Después se va a verificar que el modelo finalmente implementado funciona.

### **6.1 Análisis cualitativo del modelo de pérdidas mecánicas**

#### **6.1.1 SISTEMA CILINDRO – PISTÓN**

En ambos casos, tanto como para la falda como para los segmentos, se calcula el parámetro de fricción en función del parámetro de Hersey modificado:

$$H = \frac{\pi D \mu V_C}{F_N}$$

Cuanto mayor es el parámetro de Hersey, el parámetro de fricción se desplaza más a la derecha en la curva de Stribeck. Esto supone un caso más favorable de lubricación. Además, la fuerza de fricción es directamente proporcional a la fuerza normal. Por ambos motivos, si se fuese capaz de reducir la fuerza normal entre pistón y cilindro, se reduciría el rozamiento.

Por otro lado, al ser la potencia directamente proporcional a la velocidad lineal del pistón, la cual depende del régimen de giro, habrá más pérdidas mecánicas a mayor velocidad angular del motor.

#### **6.1.2 COJINETES**

Analizando la expresión de la potencia consumida debido al movimiento relativo entre eje y cojinete, se observa que, a mayor tamaño de los cojinetes, al haber mayor superficie de contacto, las pérdidas serán mayores. Además, una vez más se aprecia como a mayor

régimen de giro, mayor será la potencia consumida. Por último, cuanto mayor es la holgura entre eje y cojinete, al ser más seguro que habrá lubricación hidrodinámica, las pérdidas son menores.

$$P = \frac{4(\pi r)^3 \mu L \omega}{c}$$

### 6.1.3 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Como se menciona anteriormente, un análisis de las pérdidas en el sistema de distribución resulta complicado ya que dependen de muchos factores y proceden de muchos contactos de diversas partes del sistema. Sin embargo, se puede obtener una idea general analizando la expresión simplificada.

$$P = i N V_D \left[ 1.2 \cdot 10^4 \frac{\left( 2 - 0.133 \frac{N}{1000} \right) n_{válvulas} D_{válvulas}^{1.15}}{D^2 S} \right]$$

$$= i N z \frac{\pi}{4} \left[ 1.2 \cdot 10^4 \left( 2 - 0.133 \frac{N}{1000} \right) n_{válvulas} D_{válvulas}^{1.15} \right]$$

En la cual  $z$  representa el número de cilindros del motor.

Gracias a este desarrollo, se puede ver que, en el caso de las pérdidas en el sistema de distribución, estas tienen forma de parábola cóncava. Esto supone que las pérdidas aumentan a medida que aumenta el régimen de giro, hasta que llega un punto que comienzan a disminuir. Esto puede deberse a que cuanto más deprisa gira el motor llega un momento que las válvulas flotan y ya no hay contacto entre leva y válvula lo que origina la posible destrucción del motor al existir alcance entre el pistón y las válvulas.

Además, se infiere de la expresión que las pérdidas son directamente proporcionales al número de cilindros, al número de válvulas por cilindro y al tamaño de las válvulas.

## 6.2 Verificación del modelo

Como se menciona en el capítulo anterior, se quiere verificar que el modelo funciona, es decir, que es capaz de aproximar las pérdidas mecánicas o al menos predecir la tendencia de estas y su comportamiento.

Para ello se han obtenido datos de 4 motos diferentes cuyas características se incluyen a continuación.

	<b>MOTO 1</b>	<b>MOTO 2</b>	<b>MOTO 3</b>	<b>MOTO 4</b>
<b>Cilindrada</b>	250 cc	313 cc	896 cc	1103 cc
<b>Diámetro</b>	53.5 mm	80 mm	92 mm	81 mm
<b>Carrera</b>	55.2 mm	62.1 mm	56.4 mm	53.5 mm
<b>Relación de compresión</b>	11.5:1	10.6:1	11:1	14:1
<b>Número de válvulas</b>	4	4	4	4
<b>Número de cilindros</b>	2	1	2	4
<b>Ciclo de trabajo</b>	4 tiempos	4 tiempos	4 tiempos	4 tiempos

Tabla 6. Características de los motores a estudiar.

Estos datos se corresponden con los motores de una SUZUKI V-STROM 250, una BMW G 310 GS, una APRILIA SHIVER 900 y una DUCATI PANIGALE V4 S.

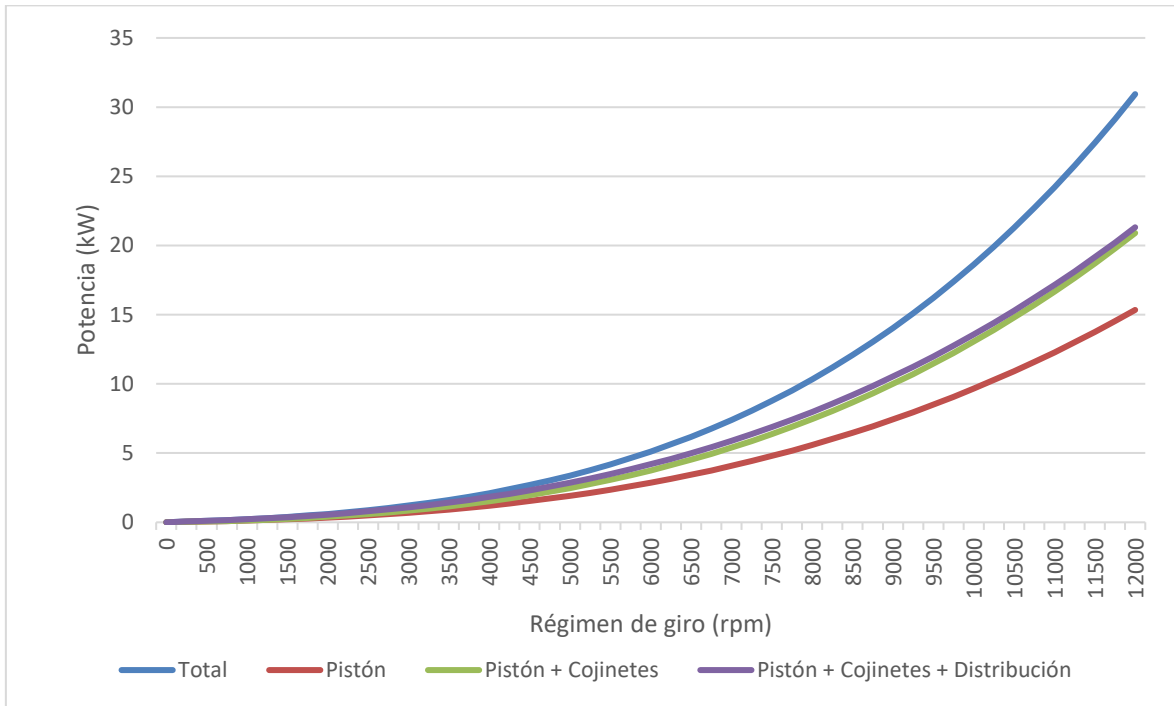
Para el cálculo de las pérdidas mecánicas empleando el modelo propuesto, es necesario estimar algún parámetro. Los valores escogidos para estos parámetros son los siguientes

<b>Número de segmentos</b>	3
<b><math>\mu/\mu_o</math></b>	1.6
<b>Diámetro de las válvulas</b>	30 mm

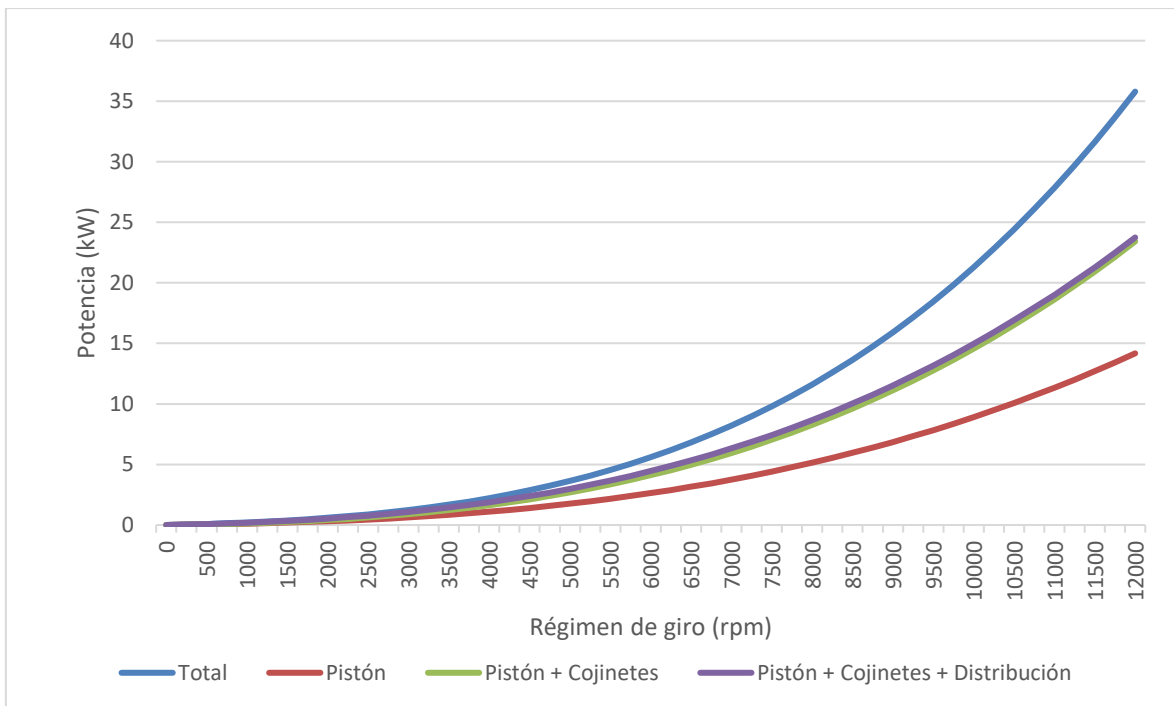
Tabla 7. Valores estimados para el modelo.

Siendo  $\mu/\mu_o$  la viscosidad del lubricante entre la viscosidad de referencia.

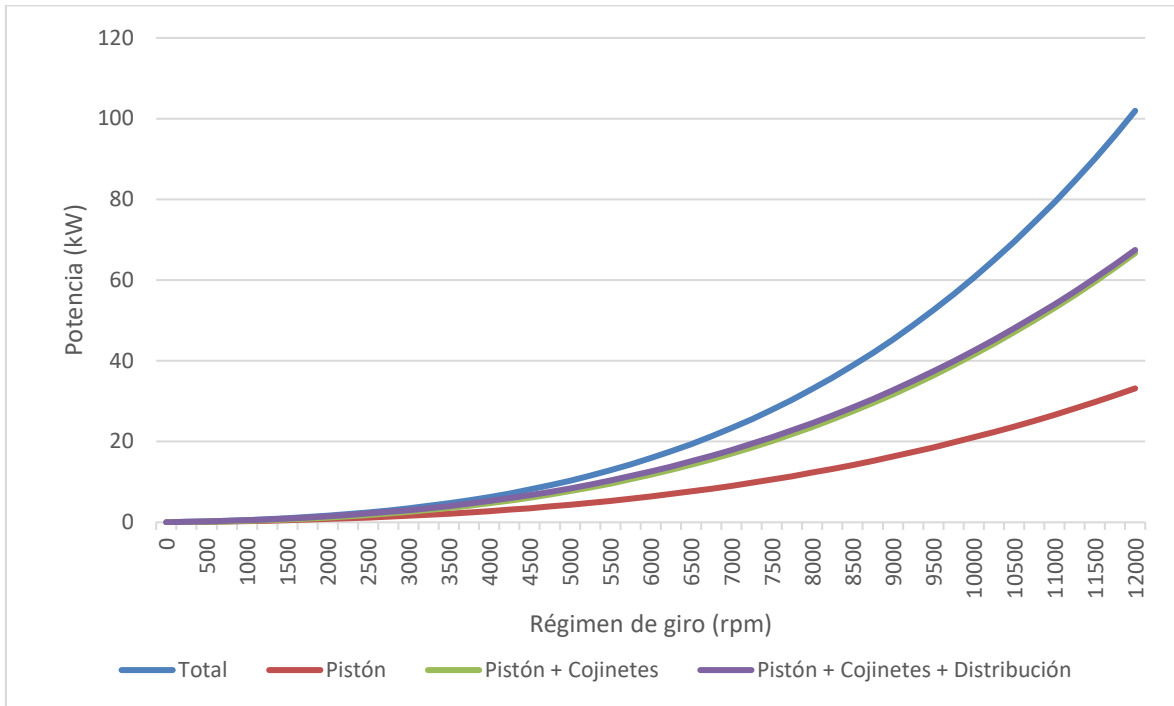
Con estos datos, y gracias a las expresiones presentadas anteriormente, se obtienen unas pérdidas mecánicas que se incluyen en las siguientes gráficas.



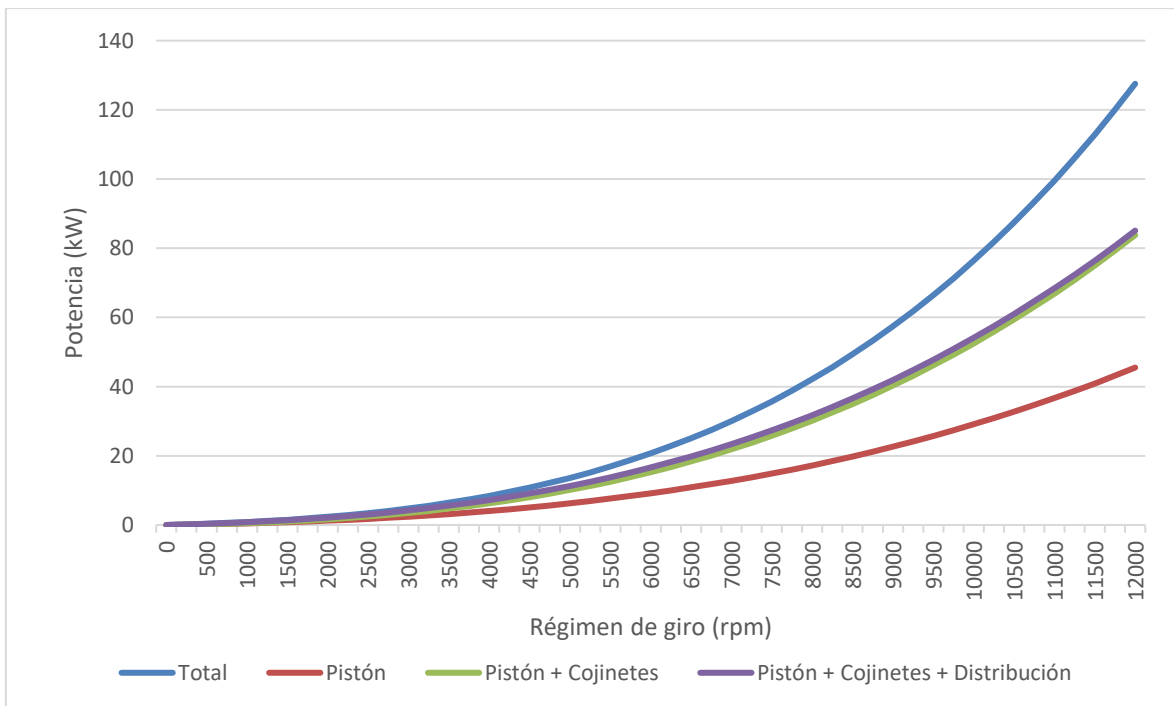
Gráfica 5. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 1.



Gráfica 6. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 2.



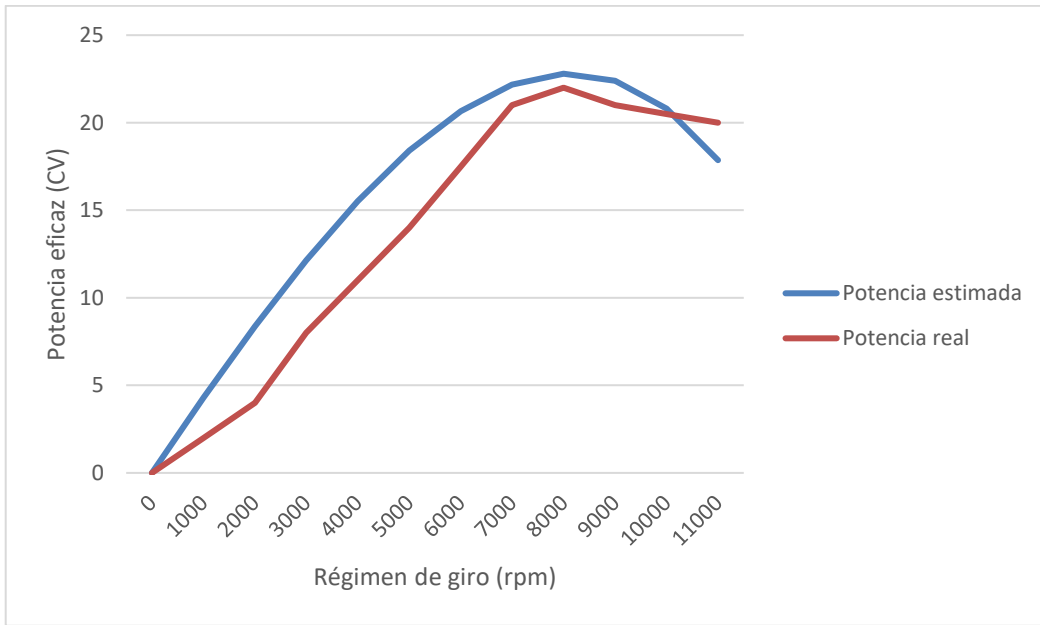
Gráfica 7. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 3.



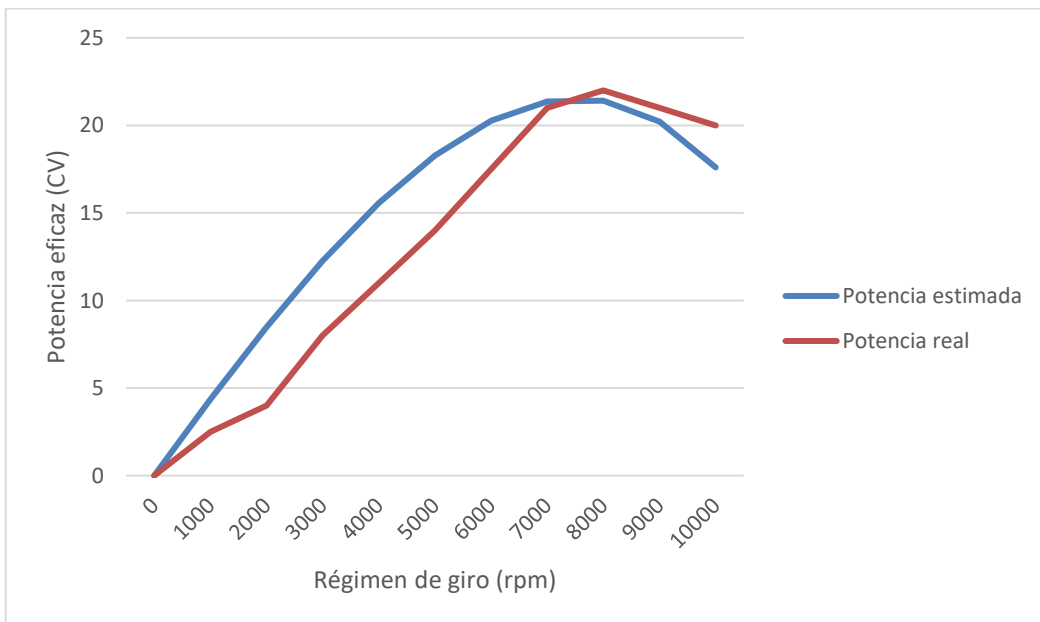
Gráfica 8. Pérdidas mecánicas (kW) en función del régimen de giro en el motor 4.



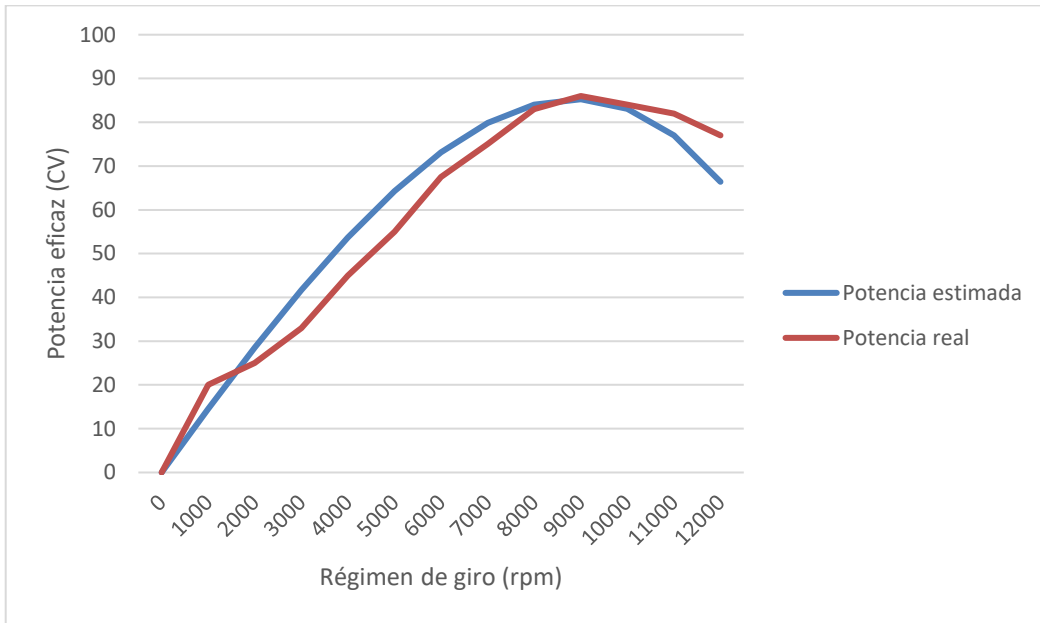
Teniendo en cuenta estas pérdidas mecánicas, se puede graficar la curva de potencia estimada para cada una de las motos.



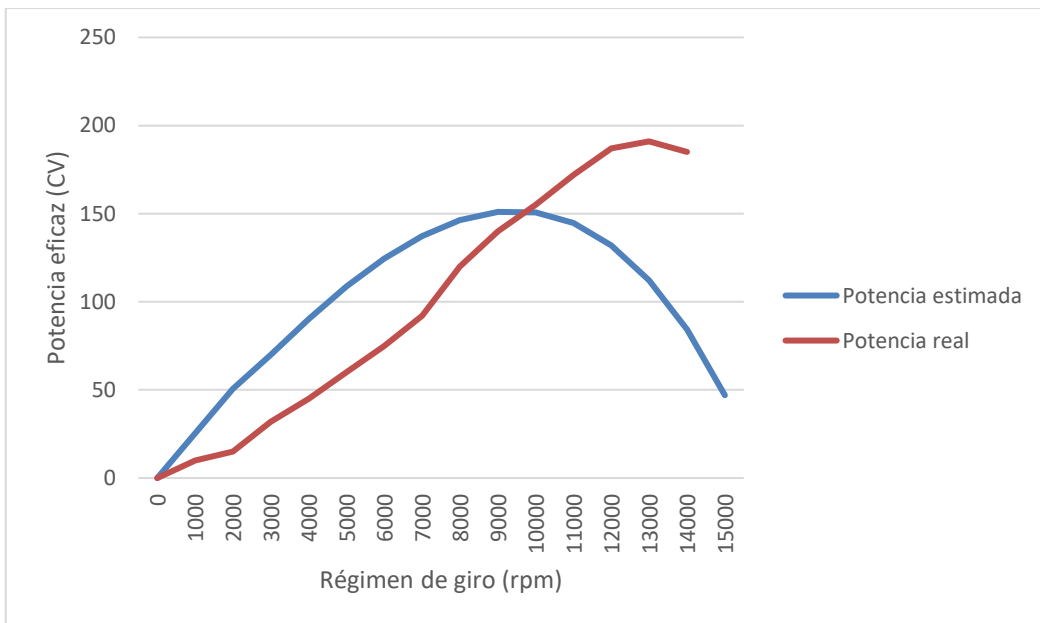
Gráfica 9. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 1.



Gráfica 10. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 2.



Gráfica 11. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 3.



Gráfica 12. Comparación entre la potencia eficaz estimada por el modelo y la real del motor 4.

Tras estudiar las gráficas, se observa como para las tres primeras motos, el modelo responde bastante bien. Obteniéndose los errores cuadráticos medios incluidos en la *Tabla 2*.

El valor de estos errores no es excesivamente bajo, ya que los valores no son altamente precisos, sin embargo, la forma de la curva y la tendencia que tiene la potencia efectiva, si está bien representada.

Sin embargo, para la cuarta moto, el modelo no es capaz de dar una aproximación fiable de las pérdidas.

	<b>Motor 1</b>	<b>Motor 2</b>	<b>Motor 3</b>	<b>Motor 4</b>
<i>ECM</i>	8,3	8,6	36,3	2190,4

*Tabla 8. Error cuadrático medio de las estimaciones de potencia realizadas por el modelo*

## **Capítulo 7. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS**

Durante la realización de este proyecto se ha llevado a cabo un profundo estudio acerca de las pérdidas mecánicas en los motores de combustión interna alternativos. A pesar de haberse encontrado múltiples desarrollos y estudios sobre las pérdidas mecánicas, resulta reseñable lo poco accesible que es la información acerca de este fenómeno.

Se ha completado el principal objetivo del proyecto que era modelizar las pérdidas mecánicas. Gracias a este desarrollo, se ha podido observar los factores más influyentes en ellas. Además, utilizando datos reales, se ha visto como el modelo propuesto, representa, aunque no de manera exacta, la tendencia y el comportamiento y ayuda a comprender mejor la naturaleza y las causas de las pérdidas mecánicas para ciertos motores. Se ha observado que el modelo resulta fiable para motores de 1 o 2 cilindros y con no muy altas cilindradas, sin embargo, si se trata de modelizar las pérdidas de un motor de 4 cilindros, con más de 1000 cc (como ocurre en el motor 4), el modelo no es válido.

Como posibles trabajos futuros, se propone seguir estudiando este tema para conseguir desarrollar un modelo más general, que logre calcular con exactitud el rendimiento de los MCIAs, sin necesidad de estudios experimentales. Resultaría interesante seguir trabajando en el modelo para que fuese válido para un rango más amplio de motores y que fuese capaz de tener en cuenta un mayor número de cilindros. Otra posible actualización al trabajo podría ser la simplificación de las expresiones complejas presentadas en el *Capítulo 3* para que puedan ser utilizadas con fines académicos ya que dan una visión detallada del origen de las pérdidas. Además, gracias a esta visión detallada del origen de las pérdidas, podrían aprovecharse para minimizarlas modificando parámetros del motor, de los lubricantes utilizados o la cantidad de combustible.

## Capítulo 8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Payri, F., & Desantes, J. M. (2014). *Motores de Combustion Interna Alternativos* (Vol. 18).
- [2] Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.
- [3] Stanley, R., Taraza, D., Henein, N., & Bryzik, W. (1999). *A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly*.
- [4] Taraza, D., Henein, N., & Bryzik, W. (2000). *Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines*.
- [5] Carreño Arango, R. (2016). *A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines*. DOCTORAL THESIS.
- [6] Collin R. Ferguson & Allan T. Kirkpatrick. (2016). *Internal Combustion Engines, Applied Thermosciences*.
- [7] Kamil, M., Rahman, M. M., & Bakar, R. A. (s. f.). *An integrated model for predicting engine friction losses in internal combustion engine*.
- [8] Patton, K. J., Nitschke, R. G., & Heywood, J. B. (1989). *Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines*. SAE Transactions, 98,
- [9] Bishop, I. N. (1964). *Effect of Design Variables on Friction and Economy*.
- [10] *Ciclo Otto*. (s. f.). Visita junio de 2022, de [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo\\_Otto](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Otto)
- [11] *Bomba de aceite: Qué es y para qué sirve en un coche*. (s. f.). Visita junio de 2022, de <https://www.ro-des.com/mecanica/bomba-de-aceite-que-es-y-para-que-sirve/>

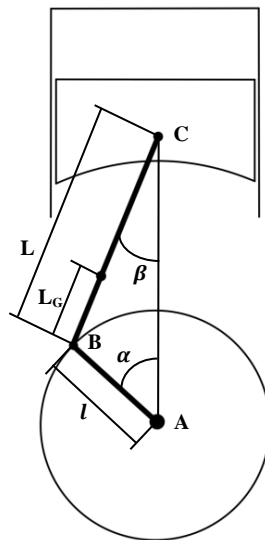
- [12] *Consumidores eléctricos automovilísticos: ¿cuánta energía consumen?* (s. f.). Visita julio de 2022, de <https://batteryworld.varta-automotive.com/es-es/consumidores-electricos-automovilisticos-cuanta-energia-consumen>
- [13] Reyes, L. (s. f.). *¿Sabes cómo afecta el aire acondicionado al consumo de tu coche?* Visita junio de 2022, de <https://www.autonocion.com/sabes-como-afecta-el-aire-acondicionado-en-el-consumo-de-tu-coche/>
- [14] Ingeniero Marino. *Teoría de Lubricantes (Tribología)*. Visita junio 2022, de <https://ingenieromarino.com/lubricantes-tribologia/>
- [15] Revista Autocrash. *¿Qué son las normas Euro y por qué evolucionan?* Visita junio 2022, de <https://www.revistaautocrash.com/que-son-las-normas-euro-y-por-que-evolucionan/>

## ANEXO I. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL SISTEMA BIELA

### - PISTÓN

Se lleva a cabo en este anexo el análisis cinemático del sistema biela – pistón. En él se calculan los valores de aceleraciones y velocidades que serían necesarias para el cálculo de la fuerza de fricción y de las pérdidas mecánicas.

En la siguiente figura se incluye un esquema con la notación utilizada para el análisis.



*Figura 12. Esquema del mecanismo biela – pistón. Fuente: Elaboración propia.*

La posición del centro del pistón viene dada por:

$$y_c = l \cos \alpha + L \cos \beta$$

de donde:

$$\beta = \arcsin \left( \frac{l}{L} \sin \alpha \right)$$

## Velocidades

Se comienza calculando las velocidades del centro del pistón (punto C) y del centro de masa de la biela (punto G) que se asume a un tercio de la longitud total de la cabeza de la biela.

Utilizando composición de velocidades se obtiene:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega} \times \overline{AB} = \begin{bmatrix} -\omega l \cos \alpha \\ -\omega l \sin \alpha \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{v}_C = \bar{v}_B + \bar{\omega}_{CB} \times \overline{BC} = \begin{bmatrix} -\omega l \cos \alpha - \omega_{CB} L \cos \beta \\ -\omega l \sin \alpha + \omega_{CB} L \sin \beta \\ 0 \end{bmatrix}$$

Sabiendo que la componente en el eje X tiene que ser nula, se obtiene:

$$\omega_{CB} = -\frac{\omega l \cos \alpha}{L \cos \beta}$$

Sustituyendo, la velocidad del pistón viene dada por:

$$\bar{v}_C = [-\omega l \sin \alpha - \omega l \cos \alpha \tan \beta] \bar{j}$$

Asumiendo una distancia del centro de masa de la biela a la cabeza de esta de un tercio de la longitud total:

$$\bar{v}_G = \bar{v}_B + \bar{\omega}_{CB} \times \overline{BG} = \begin{bmatrix} -\omega l \cos \alpha - \omega_{CB} L_G \cos \beta \\ -\omega l \sin \alpha + \omega_{CB} L_G \sin \beta \\ 0 \end{bmatrix}$$

Sustituyendo el valor de  $\omega_{CB}$  y de  $L_G = \frac{L}{3}$ :

$$\bar{v}_G = \begin{bmatrix} -\omega l \cos \alpha + \omega l \cos \alpha \frac{L_G}{L} \\ -\omega l \sin \alpha - \omega l \cos \alpha \tan \beta \frac{L_G}{L} \\ 0 \end{bmatrix}$$



## Aceleraciones

Para el cálculo de las aceleraciones del pistón y la biela se realiza el mismo proceso que con las velocidades.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{\alpha} \times \overline{AB} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \overline{AB}) = \begin{bmatrix} +\omega^2 l \sin \alpha \\ -\omega^2 l \sin \alpha \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{\alpha}_{CB} \times \overline{BC} + \bar{\omega}_{CB} \times (\bar{\omega}_{CB} \times \overline{BC}) = \begin{bmatrix} \omega^2 l \sin \alpha - \alpha_{CB} L \cos \beta - \omega_{CB}^2 L \sin \beta \\ -\omega^2 l \sin \alpha + \alpha_{CB} L \sin \beta - \omega_{CB}^2 L \cos \beta \\ 0 \end{bmatrix}$$

Sabiendo que la componente en el eje X tiene que ser nula, se obtiene:

$$\alpha_{CB} = \frac{-\omega_{CB}^2 L \sin \beta + \omega^2 l \sin \alpha}{L \cos \beta}$$

Sustituyendo en la **expresión X** resulta una expresión de la aceleración tal que:

$$\bar{a}_C = \left[ -\omega^2 l \left( \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \frac{l \cos \alpha}{L \cos^2 \beta} \right) \right] \bar{j}$$

Una vez más, asumiendo una distancia del centro de masa de la biela a la cabeza de esta de un tercio de la longitud total:

$$\bar{a}_G = \bar{a}_B + \bar{\alpha}_{CB} \times \overline{BG} + \bar{\omega}_{CB} \times (\bar{\omega}_{CB} \times \overline{BG}) = \begin{bmatrix} \omega^2 l \sin \alpha - \alpha_{CB} L_G \cos \beta - \omega_{CB}^2 L_G \sin \beta \\ -\omega^2 l \sin \alpha + \alpha_{CB} L_G \sin \beta - \omega_{CB}^2 L_G \cos \beta \\ 0 \end{bmatrix}$$

Que sustituyendo los valores de  $\omega_{CB}$  y  $\alpha_{CB}$ , queda de la forma:

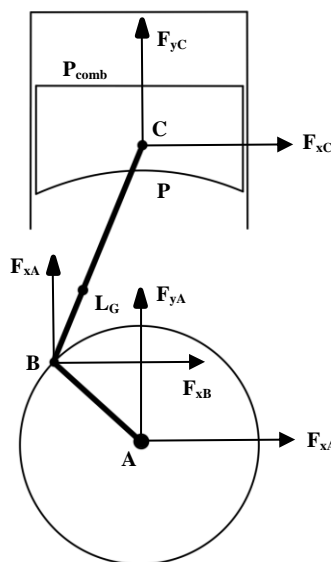
$$\bar{a}_G = \begin{bmatrix} \frac{L - L_G}{L} l \omega^2 \sin \alpha \\ -\omega^2 l \left( \cos \alpha + \frac{L_G}{L} \left( \frac{l \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} - \sin \alpha \tan \beta \right) \right) \\ 0 \end{bmatrix}$$

## ANEXO II. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA BIELA - PISTÓN

En este anexo se llevará a cabo el análisis dinámico del sistema biela – pistón en el que se calcula la fuerza de fricción sobre el pistón, indispensable para el cálculo de pérdidas mecánicas.

Atendiendo análisis realizado por [5], se despreciarán en este análisis tanto el peso como la fuerza de fricción sobre la cabeza del pistón.

A continuación, se observa el diagrama de cuerpo libre a partir del cual se van a realizar los cálculos.



*Figura 13. Diagram de cuerpo libre biela – pistón. Fuente: Elaboración propia*

Realizando el sumatorio de fuerzas y momentos sobre la biela, resultan las expresiones:

$$\sum F_X = F_{xB} + F_{xC} = m_b a_{xG}$$

$$\sum F_Y = F_{yB} + F_{yC} = m_b a_{yG}$$

$$\sum M_Z = -L_G \cos\beta F_{xB} + (L - L_G) \cos\beta F_{xC} + L_G \sin\beta F_{yB} - (L - L_G) \sin\beta F_{yC} = I_b \frac{d^2\beta}{dt^2}$$

De la misma manera, las ecuaciones para las fuerzas sobre el pistón resultan:

$$\sum F_X = F_{xC} + F_{NC} = 0$$

$$\sum F_Y = F_{yC} = -m_p a_{yB} - \frac{\pi D^2}{4} \Delta P$$

Juntando todas las ecuaciones, se obtiene el siguiente sistema:

$$\begin{bmatrix} -L_G \cos\beta & L_G \sin\beta & (L - L_G) \cos\beta & (L - L_G) \sin\beta & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{NC} \\ F_{xB} \\ F_{yB} \\ F_{xC} \\ F_{yC} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -m_p a_{yB} - \frac{\pi D^2}{4} \Delta P \\ m_b a_{xG} \\ m_b a_{yG} \\ 0 \\ I_b \frac{d^2\beta}{dt^2} \end{bmatrix}$$

Resolviendo el sistema se obtienen los valores de las fuerzas que actúan sobre el pistón y la biela.