



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO DE FIN DE MÁSTER
UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

MODELADO DE LAS PÉRDIDAS MECÁNICAS EN MOTORES DIÉSEL DE INYECCIÓN DIRECTA

AUTOR:

JOSÉ MIGUEL RONDA GONZÁLEZ

TUTOR:

JAIME MARTÍN DÍAZ

COTUTOR:

PABLO CÉSAR OLMEDA GONZÁLEZ

Curso académico 2017-2018



AGRADECIMIENTOS

En primer lugar quiero agradecer a mi tutor Jaime por todo el tiempo que me ha dedicado y todo su esfuerzo por hacer de mi estancia en el CMT-Motores Térmicos de la UPV una experiencia fabulosa.

También a mis compañeros de laboratorio Josep y Diego por su infinita paciencia conmigo.

A Elena, amigos y familiares por estar siempre conmigo y ayudarme a hacer frente a todos los problemas.

Por último quiero agradecer al CMT-UPV por dejarme hacer uso de sus instalaciones y ayudarme cuando ha sido necesario.



ÍNDICE

ÍNDICE DE FIGURAS	2
ÍNDICE DE TABLAS	4
1. INTRODUCCIÓN	5
1.1. ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN	5
1.2. OBJETIVO GENERAL	6
1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	6
2. PRINCIPIOS TEÓRICOS SOBRE PÉRDIDAS MECÁNICAS.....	7
2.1. FRICCIÓN Y LUBRICACIÓN	7
2.2. PARÁMETROS BÁSICOS DE LA MEDICIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS	9
3. MODELO INICIAL DE PÉRDIDAS MECÁNICAS.....	14
3.1. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN EL PISTÓN.....	14
3.2. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN COJINETES.....	18
3.3. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN DISTRIBUCIÓN.....	22
3.4. PÉRDIDAS EN ELEMENTOS AUXILIARES.....	33
4. MEJORAS DEL MODELO DE PÉRDIDAS MECÁNICAS.....	37
4.1. BLOW-BY.....	37
4.2. OPTIMIZACIÓN MULTIVARIABLE DEL AJUSTE	45
5. RESULTADOS.....	50
5.1. ANÁLISIS DE LAS PÉRDIDAS EN EL MOTOR 2.....	50
5.2. ESTUDIO PARAMÉTRICO EN ESTACIONARIO.....	59
5.3. APLICACIÓN EN CICLOS NO ESTACIONARIOS (CICLO WLTC).....	62
6. CONCLUSIONES	66
7. BIBLIOGRAFÍA	67
8. ANEXOS.....	68
8.1. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO BIELA-PISTÓN	68
8.2. ANÁLISIS DINÁMICO	70
9. PRESUPUESTO	72
9.1. COSTES UNITARIOS.....	72
9.2. RESUMEN GENERAL DEL PRESUPUESTO	73

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Zonas de lubricación.....	7
Figura 2. Lubricación mixta	8
Figura 3. Variación de la fricción durante un ciclo donde también se representa el módulo de la velocidad de pistón.	9
Figura 4. Diagrama P-V en un ciclo.....	10
Figura 5. Detalle del trabajo de bombeo.....	11
Figura 6. Esquema de fuerzas del pistón y sus segmentos [3]	15
Figura 7. Pérdidas en los segmentos del pistón	18
Figura 8. Sección transversal del cojinete [3].....	19
Figura 9. Sección longitudinal del cojinete [3]	20
Figura 10. Esquema de fuerzas en el cigüeñal de un motor de cuatro cilindros [3]	21
Figura 11. Contacto leva-taqué plano [3].....	22
Figura 12. Esquema cinemático de la leva y el taqué plano [3]	23
Figura 13. Esquema de la fuerza normal aplicada sobre la válvula [3]	24
Figura 14. Fuerza normal producida por la presión del gas	25
Figura 15. Fuerza producida por el muelle.....	26
Figura 16. Fuerzas inerciales del muelle y la válvula.....	26
Figura 17. Esquema de contacto entre una leva y seguidor de rodillo [3].....	30
Figura 18. Volúmenes de Blow-By.....	37
Figura 19. Esquema de volúmenes de Blow-By	39
Figura 20. Detalle modelo Blow-By	41
Figura 21. Fuerza del gas a 1000RPM y 50% de carga	41
Figura 22. Fuerza del gas a 2000RPM y 50% de carga	42
Figura 23. Fuerza del gas a 3000RPM y 50% de carga	42
Figura 24. Presión en cámara vs presiones de Blow-By	43
Figura 25. Ajuste RMSE 0.09.....	43
Figura 26. Evolución del Peso en función del régimen de giro	44
Figura 27. Ajuste RMSE 0.06.....	45
Figura 28. Inserción de datos en hoja Excel de ajuste	47
Figura 29. Inserción de condiciones y cálculos de constantes	47

Figura 30. Ventana de Solver	48
Figura 31. Representación del ajuste	48
Figura 32. Gasto de Blow-By desde la cámara al primer volumen.....	51
Figura 33. Pérdidas en pistón	52
Figura 34. Pérdidas en cojinetes	53
Figura 35. Levantamiento de válvula de admisión.....	54
Figura 36. Derivadas del levantamiento de la válvula de admisión	54
Figura 37. Pérdidas en las válvulas	55
Figura 38. Pérdidas antes de ajustar R9M.....	56
Figura 39. Pesos de cada elemento antes de ajustar	56
Figura 40. Restricciones de movimiento del modelo.....	57
Figura 41. Resultados Solver	57
Figura 42. RMSE tras ajuste.....	57
Figura 43. Pérdidas después de ajustar R9M	58
Figura 44. Pesos de cada elemento después de ajustar	58
Figura 45. Pesos medios tras ajuste	58
Figura 46. Variación pérdidas en pistón	60
Figura 47. Variación pérdidas en distribución.....	60
Figura 48. Variación del factor de fricción con la temperatura	61
Figura 49. Variación pérdidas totales.....	61
Figura 50. Logotipo de VEMOD	62
Figura 51. Modelo de motor por bloques	63
Figura 52. Evolución del cálculo de pérdidas ciclo a ciclo	63
Figura 53. Ciclo WLTC [12].....	64
Figura 54. Simulación ciclo WLTC.....	64
Figura 55. Esquema mecanismo pistón-biela [3]	68
Figura 56. Esquema dinámico	70
Figura 57. Reparto del presupuesto	74



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparación entre normativa EURO 5 y EURO 6.....	5
Tabla 2. Aproximaciones dimensionales de los cojinetes	20
Tabla 3. Pesos medios antes de ajustar	56
Tabla 4. Variación de parámetros tras aumento de la temperatura del aceite.....	59
Tabla 5. Coste unitario CMT.1	72
Tabla 6. Coste unitario CMT.2	72
Tabla 8. Coste unitario CMT.3	72
Tabla 9. Coste unitario CMT.4	73
Tabla 10. Resumen general del presupuesto	73

1. INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES Y JUSTIFICACIÓN

Las exigencias y normativas europeas en cuanto a las emisiones de los motores de combustión interna alternativos son cada vez más exigentes. La norma Euro 6 [1] reduce todavía más la emisión de gases contaminantes, como los óxidos de nitrógeno (NOx), que está exigida en los vehículos que salieron a la venta después de septiembre de 2014. En la Tabla 1 se puede ver un resumen de cómo ha variado las restricciones desde la norma Euro 5, que afecta a los vehículos fabricados entre septiembre de 2009 hasta septiembre de 2014, hasta los actuales cuya norma de aplicación es la Euro 6:

	Masa de monóxido de carbono (CO) (mg/km)		Masa total de hidrocarburos (THC) (mg/km)		Masa de hidrocarburos excluyendo el metano (NMHC) (mg/km)		Masa de óxidos de nitrógeno (NOx) (mg/km)		Masa de hidrocarburos y óxidos de nitrógeno (THC+NOx) (mg/km)		Partículas (PM) (mg/km)	
	MEP	MEC	MEP	MEC	MEP	MEC	MEP	MEC	MEP	MEC	MEP	MEC
EURO 5	1000	500	100	-	68	-	60	180	-	230	5	5
EURO 6	1000	500	100	-	68	-	60	80	-	170	5	5

Tabla 1. Comparación entre normativa EURO 5 y EURO 6

Esta situación, junto a la tendencia continua hacia el ahorro energético, ha provocado que los motores de combustión interna deban ser cada vez más eficientes. Diversas han sido las soluciones que se han ido aportando a lo largo de estos últimos años, entre la que podemos destacar el conocido como *Downsizing* o disminución de la cilindrada del motor a costa de introducir una sobrealimentación mediante un turbocompresor, o la inyección de urea en el post tratamiento de los gases de escape para reducir al máximo la emisión de NOx.

También existe un continuo estudio de la combustión en el interior del cilindro con la finalidad de aprovechar al máximo la energía aportada por el quemado del combustible. Para ello se han aplicado técnicas como la multi-inyección a altas presiones que provoca un aumento considerable de superficie de contacto entre el aire y el combustible, o la generación de turbulencias como el *swirl* o el *tumble* dando pie a una mejor mezcla de aire y combustible que se traducirá en una combustión mucho más efectiva.

Otro campo de batalla asociado a la mejora de la eficiencia del motor pasa por la reducción de las pérdidas mecánicas asociadas a fenómenos de fricción y la reducción de la energía utilizada por los sistemas auxiliares del motor.

La mejora de los sistemas de impulsión de refrigerante, aceite y, especialmente, combustible son un punto de mejora ya que la energía empleada para trasegar los caudales es directamente extraída del cigüeñal del motor a través de las correas o cadenas de distribución. En los próximos años se verá la tendencia a aislar estos elementos del motor en los vehículos *mild hybrid*, en los cuales todos estos sistemas se alimentarán a partir de un generador eléctrico aliviando la carga soportada por el motor.

En lo que se refiere a la fricción, esta está presente en todos los mecanismos del motor con velocidad relativa, incluyendo el pistón, los cojinetes y todo el sistema de distribución de gases de admisión y de escape, por lo que la comprensión de cómo actúan estos fenómenos es de vital importancia si se quieren minimizar sus efectos perjudiciales como son la pérdida energética y el desgaste prematuro de las superficies en contacto.

1.2. OBJETIVO GENERAL

Debido a la importancia que tienen las pérdidas mecánicas en la eficiencia del motor y la situación expuesta en el apartado anterior, se han ido desarrollando distintos métodos tanto para obtener experimentalmente como para modelizar estos fenómenos.

Probablemente el método más exacto para obtener las pérdidas mecánicas a partir de datos experimentales se basa en el método del diagrama de indicador [2], que consiste en obtener de forma simultánea la presión media indicada neta y la presión media efectiva, siendo la presión media de pérdidas mecánicas y de sistemas auxiliares la resta de ambas.

Por otro lado, también se han desarrollado modelos más o menos complejos para la obtención teórica de las pérdidas. Parámetros como la geometría de los elementos del motor, la viscosidad del aceite y la presión dentro de la cámara de combustión son las principales entradas del modelo empleado en este trabajo, el cual reproduce de una manera bastante fiel el comportamiento de las pérdidas por fricción en el motor.

Por tanto es necesario comprender estos modelos y ajustar sus posibles discrepancias con las medidas experimentales para poder actuar sobre aquellos elementos que mayores pérdidas energéticas introducen en el sistema.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

En este trabajo final de máster se va a analizar un modelo de pérdidas mecánicas ya existente. Se va a analizar cuáles son sus puntos débiles y se va a proponer soluciones que mejoren dicho modelo.

Entre los problemas analizados se encuentra la distinta sensibilidad a la carga a distintos regímenes debido a las presiones en los volúmenes de los segmentos del pistón, las variaciones del modelo cuando se introducen cambios en la temperatura del aceite, la introducción del modelo en un simulador del motor completo (VEMOD) y dentro del mismo simulador realizar cálculos de ciclos estacionarios y WLTC. Con el nuevo modelo implementado también se va a analizar las pérdidas mecánicas sobre un motor policilíndrico.

2. PRINCIPIOS TEÓRICOS SOBRE PÉRDIDAS MECÁNICAS

2.1. FRICCIÓN Y LUBRICACIÓN

La fricción o rozamiento es un fenómeno que, a pesar de que en un motor de combustión es imposible de evitar, debe ser reducido al máximo ya que provoca una pérdida de energía en forma de calor que debe ser aportada por el combustible. Además un rozamiento excesivo o inadecuado puede reducir la vida útil de piezas del motor cuya reparación puede acarrear un coste elevado para el consumidor final. Por ello es de máximo interés que exista una lubricación adecuada entre aquellas piezas del motor que estén en contacto y tengan velocidad relativa entre ellas.

Se asume que la lubricación dentro del motor sigue el modelo propuesto por Stribeck en 1902 [3]. Este modelo afirma que el coeficiente de fricción f depende del tipo de régimen de lubricación en el que el aceite se encuentre en ese momento. Este régimen de lubricación depende del parámetro de Sommerfeld (S), el cual se define como:

$$S = \frac{\mu \omega}{\sigma} \quad (2.1)$$

Donde μ es la viscosidad del aceite, ω es la velocidad de rotación y σ es la carga por unidad de área.

En la Figura 1 puede verse cómo evoluciona el coeficiente de fricción f respecto al número de Sommerfeld S distinguiéndose tres zonas según su comportamiento:

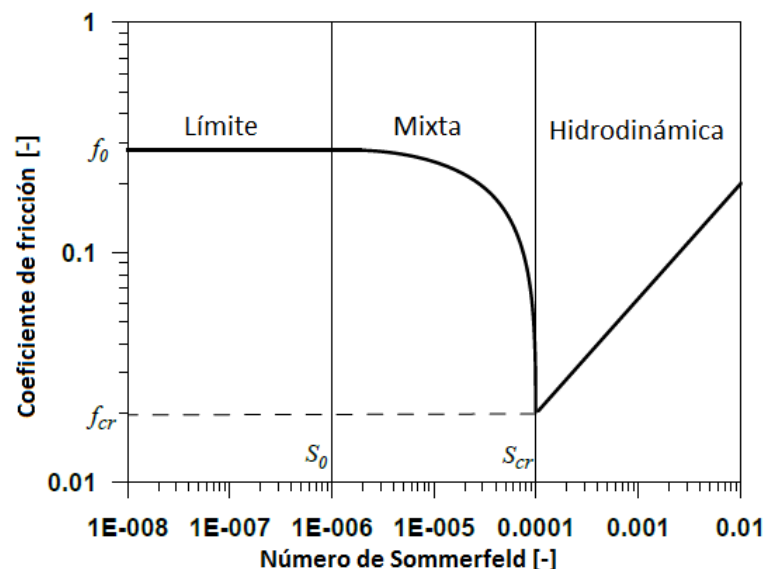


Figura 1. Zonas de lubricación

- **Lubricación límite:** en esta zona tenemos un alto coeficiente de fricción debido a que existen zonas donde las superficies a lubricar no están separadas por película de aceite, si no que existe contacto seco. La fricción depende en estas situaciones de la rugosidad de ambos materiales. El factor de fricción característico de esta región se conoce como factor de fricción seco, f_0 .
- **Lubricación mixta:** a partir de cierto valor del número de Sommerfeld S_0 , entramos en el siguiente régimen de lubricación. En la lubricación mixta tenemos una película de

aceite más asentada pero todavía suficientemente delgada como para que todavía emerjan ciertas asperezas que provocan contactos secos entre las superficies. Si la velocidad de arrastre del aceite es baja y la temperatura demasiado alta puede darse esta situación.

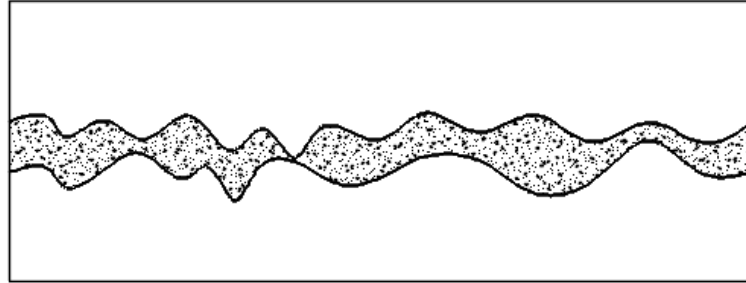


Figura 2. Lubricación mixta

- **Lubricación hidrodinámica:** En esta región existe una película de aceite de un espesor suficiente como para que las dos superficies no tengan ningún tipo de contacto directo. Esta situación se da a partir del que se conoce como número de Sommerfeld crítico S_{cr} .

Además, se define otro modo de comportamiento: la **Lubricación elastohidrodinámica**, que se presenta en muchas ocasiones dentro de los motores de combustión interna, especialmente en las fricciones entre las levas y las válvulas de admisión y escape. Esta situación se da cuando hay tanta carga como para deformar elásticamente las superficies de los materiales en contacto. Así la viscosidad del lubricante aumenta significativamente creando una película de aceite más efectiva.

Debido a la gran casuística que puede darse en la fricción de un motor de combustión interna alternativo, es posible que se den todos estos regímenes de lubricación, por lo que hay que tenerlos en cuenta para obtener las pérdidas mecánicas asociadas al rozamiento. Por ejemplo, el régimen de lubricación del contacto entre los segmentos del pistón y la camisa del cilindro varía de uno a otro según la posición del pistón dentro del ciclo, tal y como podemos ver en la Figura 3: fricción límite cuando el pistón llega a los puntos muertos superior e inferior y paso por mixta hasta llegar a hidrodinámica cuando inicia y avanza en la carrera.

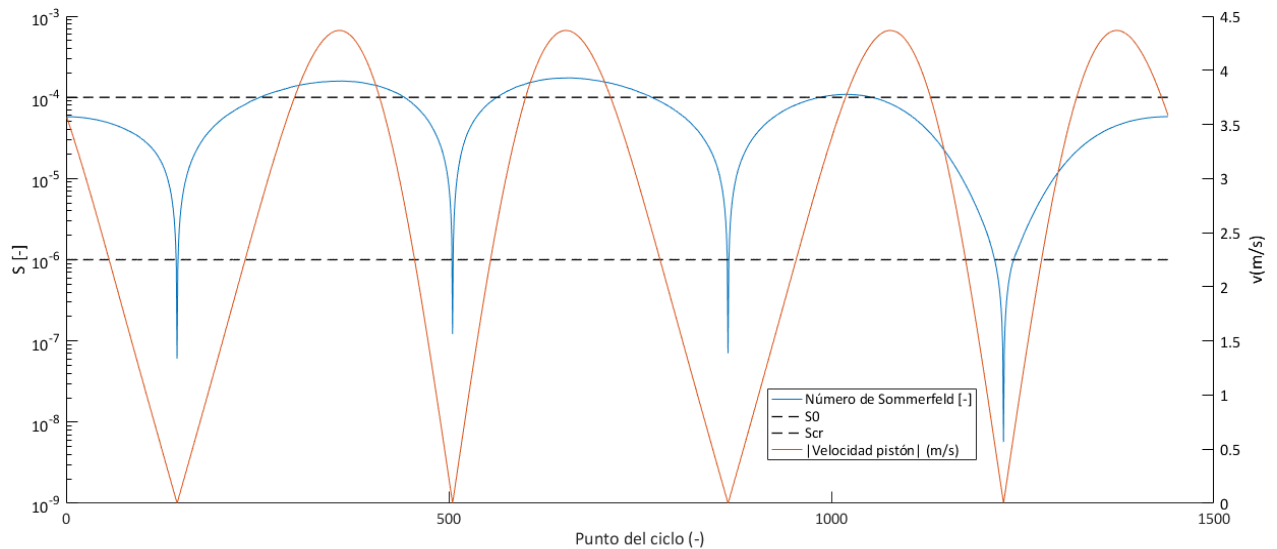


Figura 3. Variación de la fricción durante un ciclo donde también se representa el módulo de la velocidad de pistón.

2.2. PARÁMETROS BÁSICOS DE LA MEDICIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

Para obtener los parámetros relacionados con las pérdidas mecánicas dentro del motor es necesario conocer lo que está sucediendo energéticamente dentro del cilindro, es decir, toda la energía calorífica que se está generando mediante el combustible y por otro lado cuánto trabajo está realmente saliendo del motor. Así definimos los parámetros indicados y efectivos respectivamente.

2.2.1. PARÁMETROS INDICADOS

Los parámetros indicados son aquellos que se obtienen mediante al análisis de la evolución termodinámica del gas durante el ciclo de trabajo en función del volumen de la cámara de combustión. En la Figura 4 se puede ver cómo es la evolución de la presión en función del volumen dentro de la cámara. Se pueden distinguir dos zonas o lazos, uno superior de mayor tamaño también conocido como lazo de alta presión y otro inferior que corresponde al lazo de baja presión o de bombeo.

El lazo de alta presión corresponde a la evolución termodinámica del gas durante el ciclo cerrado, es decir, desde el punto en que se cierra la admisión hasta que se abre el escape. El área encerrada en el interior de este lazo de alta presión corresponde a lo que se conoce como trabajo indicado, que es el trabajo cedido por el gas en el ciclo real del motor. Así se define el trabajo indicado como:

$$W_i = \int_{PMI_{adm}}^{PMI_{esc}} P dV > 0 \quad (2.2)$$

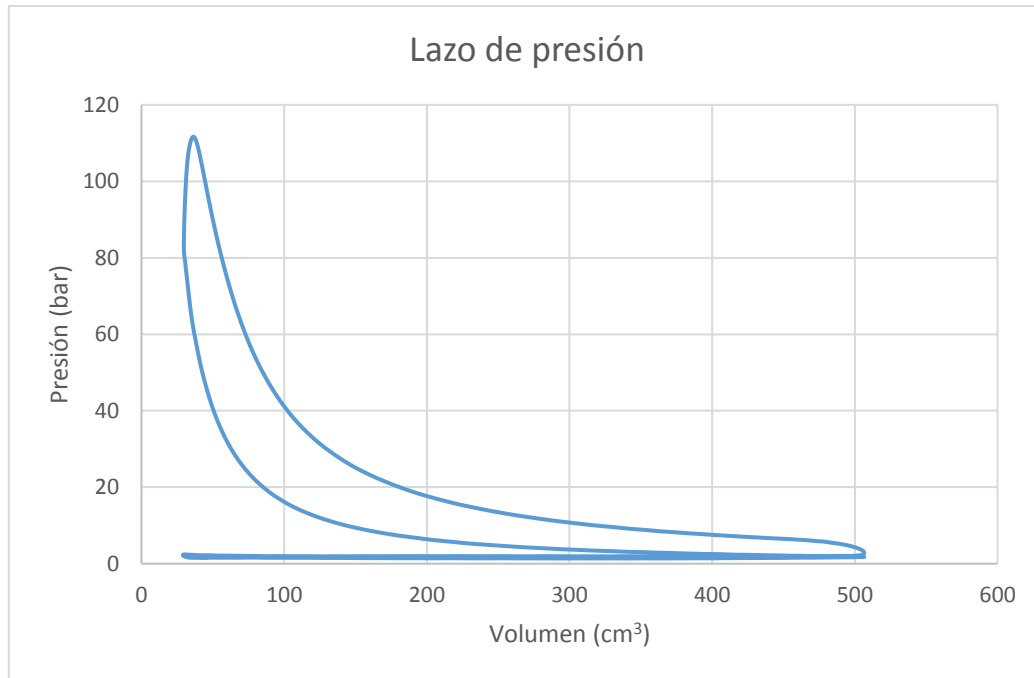


Figura 4. Diagrama P-V en un ciclo

A partir del trabajo es fácil obtener la potencia indicada sin más que multiplicar por la velocidad del motor y por la constante i , que indica el número de ciclos por revolución del motor, y que en el caso de un motor de cuatro tiempos es igual a 0.5 ciclos/revolución:

$$N_i = i n W_i \quad (2.3)$$

Estos parámetros dependen directamente del tamaño del motor por lo que es necesario definir un nuevo indicador que dé una idea de las prestaciones del motor sin tener en cuenta lo grande o pequeño que este pueda ser. Así se define la presión media indicada como el trabajo indicado dividido entre el volumen de gas desplazado dentro de la cámara:

$$pmi = \frac{W_i}{V_D} \quad (2.4)$$

Utilizando la expresión (2.3) en la ecuación (2.4) se obtiene la relación (2.5), que manifiesta que la potencia indicada de un motor es directamente proporcional a la presión media indicada, al régimen de giro, al volumen desplazado y al número de ciclos por revolución.

$$N_i = i n pmi z V_D \quad (z \text{ cilindros}) \quad (2.5)$$

2.2.2. PÉRDIDAS POR BOMBEO

Al igual que el área encerrada en el lazo superior corresponde a un trabajo indicado, la integral definida por el lazo inferior o de bombeo corresponde igualmente con uno. En la Figura 5 se puede observar con mayor detalle esta zona del lazo de presión.

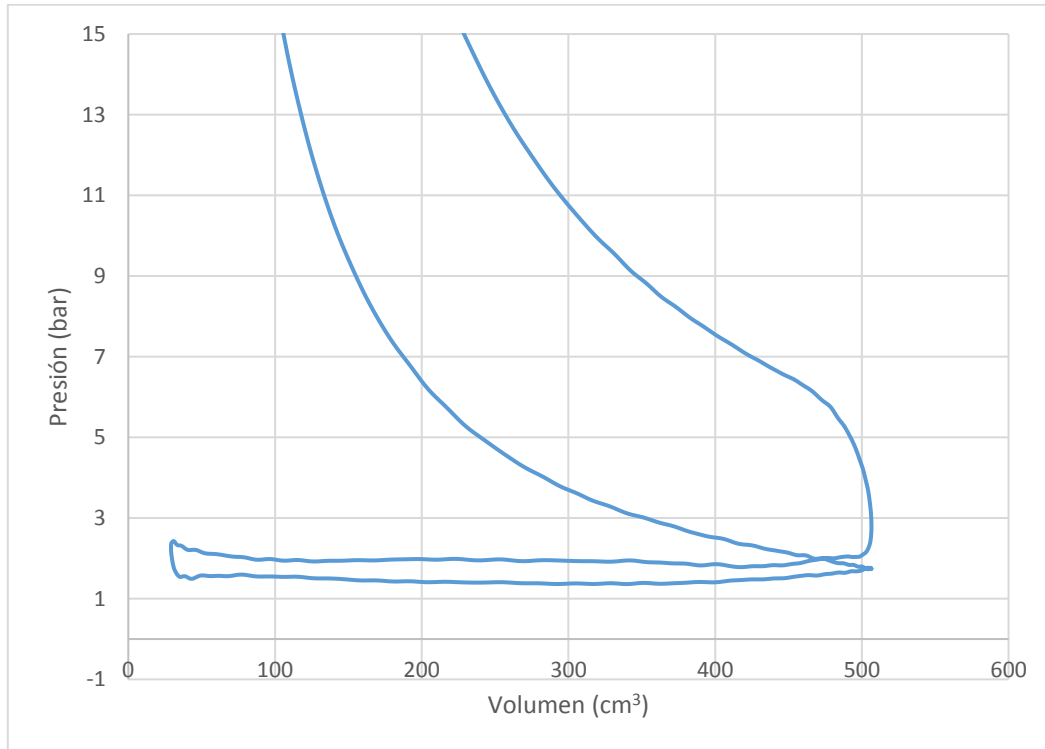


Figura 5. Detalle del trabajo de bombeo

Este es el que se conoce como trabajo de bombeo (2.6) y es el necesario para aspirar el aire en el proceso de admisión y expulsar los gases resultantes tras el proceso de expansión.

$$W_b = \int_{PMI_{esc}}^{PMI_{adm}} P dV < 0 \quad (2.6)$$

Normalmente la presión de admisión suele ser inferior a la de escape y este trabajo es negativo, es decir, es consumido. Pero si el motor está sobrealimentado puede darse la situación de tener mayor presión en la admisión y entonces este trabajo es positivo, por lo que deja de considerarse pérdida energética y contribuye a aumentar el trabajo indicado.

Al igual que con el trabajo indicado, podemos definir una potencia de bombeo (2.7) y una presión media de bombeo (2.8):

$$N_b = i n W_b \quad (2.7)$$

$$pmb = \frac{W_b}{V_D} \quad (2.8)$$

Por último, se define la presión media indicada neta como la suma de la presión media indicada y la de bombeo:

$$pmi_{neta} = pmi + pmb \quad (2.9)$$

2.2.3. PARÁMETROS EFECTIVOS

Los parámetros efectivos son aquellos que se pueden obtener como salida directa del eje del motor y son la resta de los parámetros indicados netos menos las pérdidas mecánicas. La manera más habitual de obtener el trabajo, potencia y otros parámetros efectivos es medir el par directamente en el eje de salida del motor y, conociendo la velocidad de giro del mismo, es posible obtener la potencia efectiva siguiendo la expresión (2.10):

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n \quad (2.10)$$

Y de manera totalmente análoga al caso de los parámetros indicados se obtiene el trabajo efectivo (2.11) y la presión media efectiva (2.12):

$$W_e = \frac{N_e}{i n} \quad (2.11)$$

$$pme = \frac{W_e}{V_D} \quad (2.12)$$

2.2.4. PÉRDIDAS MECÁNICAS

Una vez se han obtenido todos los parámetros anteriores es posible calcular las pérdidas mecánicas (2.13):

$$pmpm = pmi_{neta} - pme \quad (2.13)$$

Siguiendo la definición de presión media se obtiene la potencia mecánica perdida con la expresión (2.14):

$$N_{pm} = i n pmpm z V_D \quad (2.14)$$

Es necesario recalcar que esta potencia de pérdidas mecánicas engloba tanto la potencia perdida debido a fenómenos de fricción como a la potencia utilizada por las bombas de los sistemas auxiliares



del motor (2.15), ya sea bomba de combustible, de aceite, de refrigerante o incluso el compresor del aire acondicionado del vehículo.

$$p_{mpm} = p_{mpf} + p_{mpa} \quad (2.15)$$

De esta manera se obtienen las pérdidas mecánicas a partir de los datos obtenidos mediante ensayos. Son estos valores los que se tomarán como referencia para ajustar el modelo de pérdidas descrito en este trabajo.

Estos resultados dependen de diversos factores. El más influyente es la presión en la cámara de combustión, la cual aumenta los esfuerzos necesarios para mover los diferentes mecanismos y por tanto, las fricciones son mayores. El estado del aceite es fundamental ya que de él depende el régimen de lubricación que se ha definido en el apartado 2.1 y, por lo tanto, el factor de fricción. Es por ello que es de gran importancia mantener el aceite a una temperatura y grado de contaminación adecuados si se quiere obtener el mayor rendimiento efectivo posible.

3. MODELO INICIAL DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

En este apartado se explicará cómo funciona el modelo de pérdidas mecánicas que hasta la fecha se ha utilizado para modelizar el comportamiento de los fenómenos de fricción y de los sistemas auxiliares.

3.1. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN EL PISTÓN

El pistón es, sin duda, el elemento que mayores pérdidas mecánicas produce. Su misión en el motor hace que se encuentre en contacto directo con las zonas más solicitadas tanto mecánica como térmicamente. Entre el pistón y la camisa también tiene lugar un fenómeno conocido como Blow-By que se define como la fuga de gas desde el cilindro hacia el cárter. Este fenómeno se produce como consecuencia de la tolerancia geométrica entre los segmentos y la camisa del cilindro y el movimiento alternativo del pistón. El Blow-By tendrá que tenerse en cuenta a la hora de obtener las pérdidas energéticas asignadas al pistón. Toda esta combinación de factores hace que las pérdidas en el conjunto de pistón, segmentos y falda sean del orden del 45-50% [4] del total.

En el modelo de análisis se va a clasificar las pérdidas del pistón en dos tipos, pérdidas producidas en los segmentos y pérdidas producidas en la falda.

3.1.1. SEGMENTOS Y FALDA

Los elementos del pistón que mayores pérdidas por fricción genera son los segmentos. Los segmentos son aros metálicos que rodean la cabeza del pistón y cuya misión principal es el sellado de la cámara de combustión, tanto desde el punto de vista de las fugas de gas desde el cilindro al cárter como de aceite desde el cárter al cilindro. La fricción generada en los segmentos es debida precisamente a la necesidad de separar físicamente ambas cámaras. Estos elementos también tienen un papel importante en la transmisión de calor desde el pistón a las paredes del cilindro, así como de distribución del lubricante en la camisa del cilindro.

En un motor diésel convencional existen diversas tipologías constructivas del pistón, pero en el modelo de pérdidas que se va a desarrollar se consideran tres segmentos, los cuales son:

- **Segmento de fuego:** su misión principal es evitar que el gas de la cámara de combustión pase a la cavidad del cárter y así reducir el fenómeno Blow-By. Para ello ha de asegurarse una tensión radial del segmento hacia el cilindro que procure un contacto continuo. Es el más solicitado tanto térmica como mecánicamente.
- **Segmento de estanqueidad:** no tan solicitado como el primero y cuya función es retener el gas que haya conseguido pasar por el primer segmento y retirar el exceso de lubricante que haya en la pared.
- **Segmento de rascador y de aceite:** como su propio nombre indica, se encarga de repartir lubricante a lo largo de la camisa del cilindro para facilitar la carrera del pistón.

En el modelo se va a adoptar una serie de hipótesis simplificadoras:

- Los segmentos no se mueven dentro de sus ranuras de alojamiento, por lo que las cámaras que quedan entre el segmento, su ranura y la camisa del cilindro son de volumen constante.
- La película de aceite tiene siempre un espesor uniforme alrededor del perímetro del segmento. El lubricante se asume que es un fluido incompresible.
- Se asume que los segmentos y la camisa del cilindro son cuerpos rígidos por lo que no existe torsión ni deformaciones.
- La cara inferior de los segmentos está siempre en contacto con la cara inferior de su ranura.

En la Figura 6 se puede apreciar un esquema de los segmentos del pistón en sus ranuras y las fuerzas que aparecen durante el movimiento alternativo.

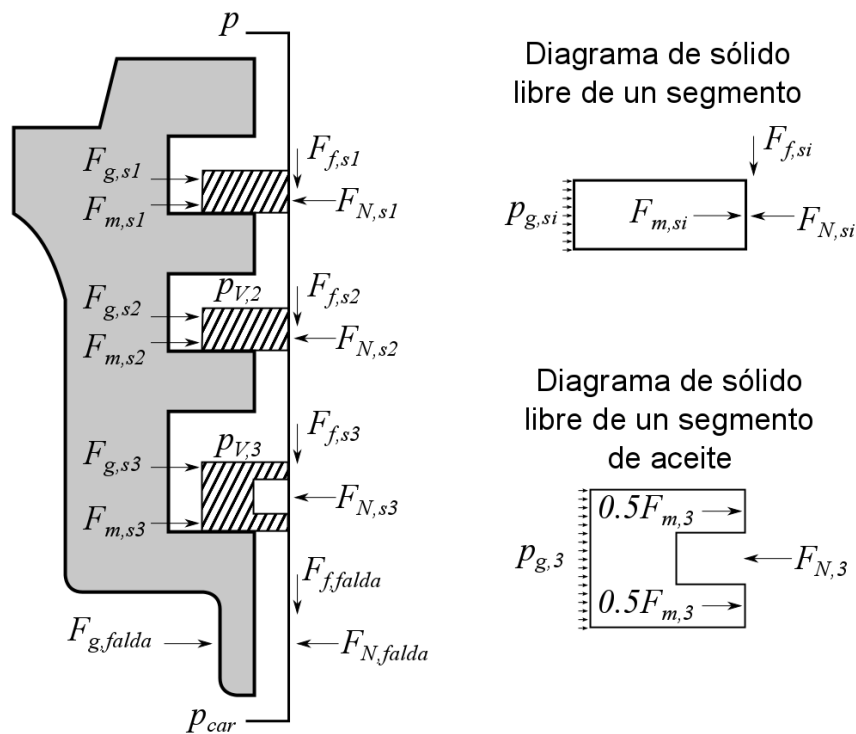


Figura 6. Esquema de fuerzas del pistón y sus segmentos [3]

Se observa que la fuerza normal que se ejerce en cada segmento ($F_{N,si}$) es igual y de signo contrario a la suma de la fuerza que ejerce el gas sobre la pared trasera del segmento ($F_{g,si}$) más la fuerza de montaje del mismo ($F_{m,si}$) (ecuación 3.1), siendo esta última debido a la deformación elástica del segmento cuando este es montado. Esta fuerza será la que principalmente mantendrá el sellado de la cámara de combustión, por lo que deberá ser suficientemente alta como para cumplir su función.

$$F_{N,si} = F_{g,si} + F_{m,si} \quad (3.1)$$

La fuerza que ejerce el gas sobre la pared se puede obtener fácilmente a partir de la presión cada una de las ranuras y las geometrías de los segmentos:

$$F_{g,si} = P_{ranura} \pi h_i (D_{cil} - 2x_i) \quad (3.2)$$

Donde h_i y x_i son la altura y anchura del segmento correspondiente y D_{cil} es el diámetro del cilindro.

Las presiones en las ranuras se obtendrán a partir de los valores de presión en cámara y las presiones obtenidas mediante el modelado del *Blow-By*, que se comentará más adelante en el capítulo 4.1 ya que éste ha sido uno de los puntos de mejora del modelo.

En cuanto a la fuerza de montaje, dada la dificultad de obtener las presiones de contacto de los segmentos, se aproxima dicho esfuerzo según la fuerza diametral del segmento $F_{d,ri}$, que es un dato ofrecido por los constructores, acorde con la ecuación (3.3):

$$F_{m,si} = 0.9 \pi F_{d,si} \quad (3.3)$$

La falda del pistón es otro elemento importante desde el punto de vista de las pérdidas por fricción, aunque su cálculo no reviste de tanta dificultad.

Así asumimos que la fuerza normal que se ejerce en la falda es igual a la del pistón, cuyo cálculo se determinará en el apartado 8.2.

$$F_{N,falda} = F_{N,B} \quad (3.4)$$

3.1.2. FUERZA Y POTENCIA DE FRICCIÓN

Para obtener la fuerza de fricción en los elementos del pistón es necesario averiguar primero en qué régimen de lubricación se encuentran y obtener el coeficiente de fricción correspondiente. Para ello es necesario estimar el parámetro de Sommerfeld que, tal como se explicó en el apartado 2.1, nos indica en qué régimen de lubricación se mueve el mecanismo. Sin embargo, la ecuación (2.1) no está preparada para representar movimientos alternativos y hay que modificarla ligeramente según lo propuesto por Taraza y Henein [4] quedando:

$$S_{si}(\alpha) = \frac{\pi D \mu v_{y,B}(\alpha)}{F_{N,si}(\alpha)} \quad (3.5)$$

Donde $v_{y,B}(\alpha)$ es la velocidad instantánea del pistón en su eje longitudinal, μ es la viscosidad dinámica del lubricante y las fuerzas normales han sido ya obtenidas a partir de las ecuaciones del apartado anterior. En el caso de la falda modificamos también la manera de obtener el parámetro de Sommerfeld para facilitar el cálculo:

$$S_{falda}(\alpha) = \frac{\mu v_{y,B}(\alpha)}{p_{c,falda}(\alpha) L_{falda}} \quad (3.6)$$

$$p_{c,falda}(\alpha) = \frac{F_{N,falda}(\alpha)}{\pi D L_{falda}} \quad (3.7)$$

Siendo L_{falda} la longitud de la falda y $p_{c,falda}(\alpha)$ la presión de contacto sobre la falda, que se estima mediante la fuerza normal obtenida mediante la ecuación (3.4)

Una vez obtenido este parámetro es posible identificar el factor de fricción de los segmentos y la falda.

En el caso de los segmentos, se debe hacer dos distinciones según el régimen de lubricación. En primer lugar, si el movimiento se encuentra dentro de la región de lubricación hidrodinámica ($S_{si} > S_{cr}$) y, de acuerdo con lo propuesto por Stanley et al. [5], existe la siguiente correlación entre el factor de fricción del segmento f_{si} y su parámetro de Sommerfeld:

$$\ln f_{si}(\alpha) = m \ln(S_{si}(\alpha)) + \ln(B) \quad (3.8)$$

Los valores de m y $\ln(B)$ dependen de la geometría de los segmentos. Se van a emplear los valores propuestos por [5], $m = 0.625$ y $\ln(B) = 1.962$.

En segundo lugar, si el régimen de lubricación es mixta ($S_0 < S_{si} < S_{cr}$), se siguen las directrices de Taraza y Henein [4], que afirman que el factor de fricción sigue la expresión 3.9, donde $S_{cr} = 0.0001$ es el parámetro crítico de Sommerfeld, $f_{cr} = 0.0225$ es el factor de fricción cuando se alcanza el régimen hidrodinámico y $f_0 = 0.14$ es el factor de fricción seca:

$$f_{si}(\alpha) = f_0 \left(1 - \frac{|S_{si}(\alpha)|}{S_{cr}} \right) + f_{cr} \left(\frac{|S_{si}(\alpha)|}{S_{cr}} \right) \quad (3.9)$$

En cuanto al factor de fricción de la falda, dado que hay una gran superficie de contacto entre ella y la camisa del cilindro, se asume que siempre hay una película de lubricante entre los dos elementos y, por tanto, siempre se encuentra en la región hidrodinámica. El cálculo del factor de fricción se realiza según lo propuesto por Taraza y Henein en [4]:

$$f_{falda}(\alpha) = k_{falda} \sqrt{S_{falda}(\alpha)} \quad (3.10)$$

Una vez se ha obtenido los factores de fricción se puede obtener la fuerza de fricción según las expresiones:

$$F_{fr,si}(\alpha) = f_{si}(\alpha) F_{N,si}(\alpha) \quad (3.11)$$

$$F_{fr,falda}(\alpha) = f_{falda}(\alpha) F_{N,falda}(\alpha) \quad (3.12)$$

A partir de los datos de fuerza de fricción para cada punto del ciclo es posible obtener la potencia de pérdidas instantánea para cada elemento según:

$$N_{fr,si}(\alpha) = F_{fr,si}(\alpha) v_{y,B}(\alpha) \quad (3.13)$$

$$N_{fr,falda}(\alpha) = F_{fr,falda}(\alpha) v_{y,B}(\alpha) \quad (3.14)$$

En la Figura 7 se puede observar la evolución de la potencia de pérdidas en función del ángulo del cigüeñal. Queda clara la posición del punto muerto superior, donde la potencia se hace cero ya que el pistón se detiene por completo e inicia el descenso. La potencia de pérdidas en el primer segmento o de fuego es muy superior al resto, queda clara pues la gran influencia que tiene la presión en cámara sobre este segmento. Uno de los puntos en los que se va a trabajar en este Trabajo de Fin de Máster es precisamente este, cambiar la influencia de la presión en cámara en los segmentos con el fin de adaptar mejor el modelo al comportamiento real del pistón en el motor.

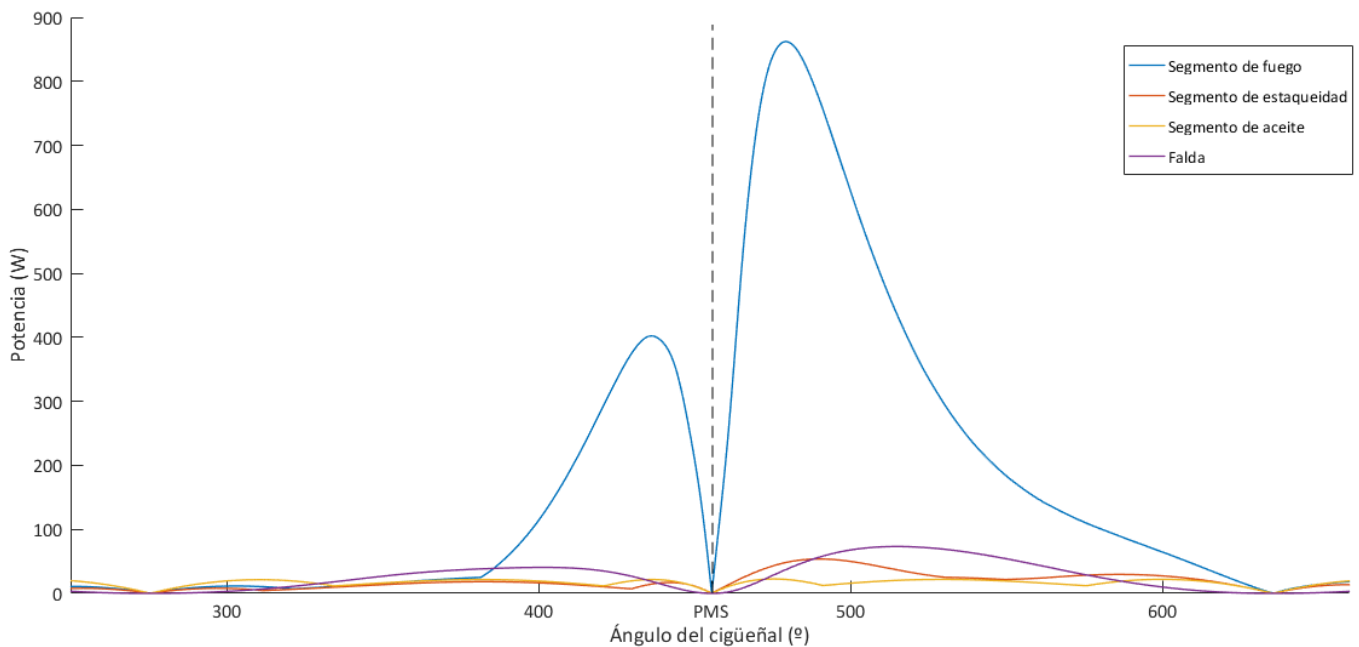


Figura 7. Pérdidas en los segmentos del pistón

Por último podemos calcular la potencia total de pérdidas mecánicas debido a la fricción de los segmentos y de la falda sin más que integrando los valores instantáneos a lo largo del ciclo según la expresión:

$$N_{fr,pis} = \sum_{ri=1}^3 \left[\oint F_{fr,si}(\alpha) v_{y,B}(\alpha) d\alpha \right] + \oint F_{fr,falda}(\alpha) v_{y,B}(\alpha) d\alpha \quad (3.15)$$

3.2. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN COJINETES

Los cojinetes son elementos que sirven de sujeción a los distintos ejes que puedan existir en el motor como por ejemplo los soportes del cigüeñal. Los cojinetes que se van a tratar en este modelo

son los conocidos como cojinetes de deslizamiento, adecuados para este uso dada su capacidad para soportar grandes presiones específicas, impactos, fácil montaje y bajo coste [2]. En ellos el eje desliza sobre la superficie interior del cojinete, provocándose un contacto metal-metal que ha de estar correctamente lubricado. Por tanto, dada la naturaleza de trabajo del cojinete, la fricción es un fenómeno clave en su comportamiento y es una fuente de considerables pérdidas mecánicas dentro del motor. Tanto es así que puede llegar a sumar entre un 20 y un 40% de las pérdidas mecánicas totales del motor.

Los cojinetes se pueden estudiar desde muchos enfoques, como el de los elementos finitos, pero en este modelo se va a adoptar una serie de simplificaciones que permitirán un cálculo de las fricciones mucho más rápido y, por tanto, acorde con el resto del modelo. Así se empleará el método de la movilidad descrito por Taylor [6] en el cual se calculan parámetros como el espesor mínimo de película de lubricante (h_0), la posición del eje y su trayectoria en el interior del cojinete.

3.2.1. GEOMETRÍA Y DISPOSICIÓN

En la Figura 8 se puede observar una sección de un cojinete de deslizamiento típico con un eje girando en su interior, donde h_0 es el espesor mínimo de película de lubricante, e es la excentricidad entre los centros del eje y del cojinete, v_c es la velocidad lineal del eje dentro del cojinete, $F_{cojinete}$ es la fuerza instantánea que se está ejerciendo sobre el elemento y los ángulos φ y ψ representan distancias angulares entre la fuerza ejercida en el cojinete y la línea de centros y entre esta misma fuerza y la velocidad lineal del eje respectivamente. En la Figura 9 se puede ver la longitud, otro de los parámetros geométricos fundamentales en el cálculo de la fricción en los cojinetes.

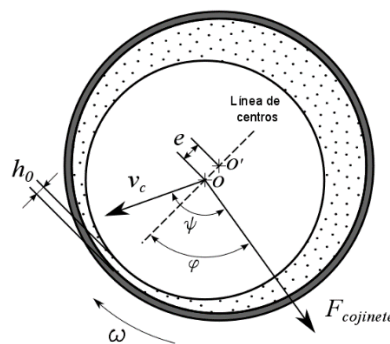


Figura 8. Sección transversal del cojinete [3]

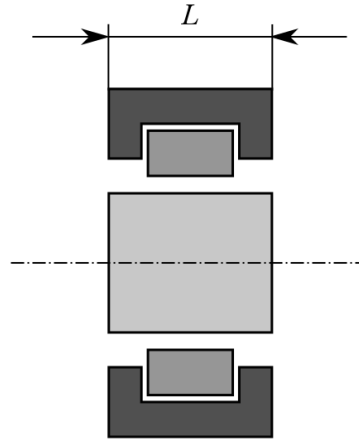


Figura 9. Sección longitudinal del cojinete [3]

Hay parámetros geométricos que usualmente se pueden aproximar escalándolos directamente del diámetro del cilindro. La Tabla 2 muestra el escalado que se suele hacer en los casos en los que los diámetros, longitudes, excentricidades y holguras no están disponibles:

Parámetro	Biela	Cigüeñal
$D_{cojinete}$	0.7 D	0.6 D
$L_{cojinete}$	0.28 D	0.24 D
e	0.0005 D	0.0004 D
c	0.0018 D	0.0015 D

Tabla 2. Aproximaciones dimensionales de los cojinetes

3.2.2. FUERZA Y POTENCIA DE FRICCIÓN

Según Taylor la fuerza de fricción producida en los cojinetes se puede calcular según la siguiente expresión:

$$F_{fr,coj} = \frac{\mu D_{coj}^2 \omega L_{coj} J_1^{00}}{4 c} + \frac{c \epsilon F_{coj}}{D_{coj}} \sin \varphi + \frac{2 v_0 F_{coj}}{D_{coj} \omega} \sin \psi \quad (3.16)$$

Donde ω es la velocidad angular del cojinete que, simplificando el posible deslizamiento, se considera igual al del eje; D_{coj} y L_{coj} son parámetros geométricos, ϵ es el ratio de excentricidad que se define como e/c siendo c la holgura entre el eje y el cojinete, v_0 es la velocidad de desplazamiento del centro del cojinete y J_1^{00} representa el cambio de la película de aceite a lo largo del cojinete que, según Taylor se puede calcular con la siguiente expresión:

$$J_1^{00} = \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \frac{1}{1 + \epsilon \cos \theta} d\theta = \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \epsilon^2}} \quad (3.17)$$

El modelo propuesto por Taylor se considera quasi-estático, por lo tanto se puede despreciar la velocidad del centro del cojinete y así la expresión de la fuerza de fricción se simplifica a solo dos

términos, uno de ellos representa al esfuerzo cortante o de Couette y el otro al esfuerzo provocado por la presión.

Así, sustituyendo el parámetro J_1^{00} dentro de la ecuación 3.16 y haciendo cero la velocidad v_0 queda la expresión:

$$F_{fr,coj} = \frac{2\pi \mu D_{coj}^2 \omega L_{coj}}{c \sqrt{1 - \epsilon^2}} + \frac{c \epsilon F_{coj}}{D_{coj}} \sin \varphi \quad (3.18)$$

En la ecuación anterior solo quedan dos incógnitas por averiguar. Una es la fuerza que tiene que soportar el cojinete. Este esfuerzo va a depender de la posición del cojinete dentro del motor. Al igual que otros parámetros, esta fuerza podría ser simulada mediante análisis por elementos finitos, pero es mucho más sencillo y rápido asumir que la fuerza en los cojinetes de bancada se repartirá entre los dos contiguos en la misma proporción, mientras que los cojinetes de la biela absorberán todo el esfuerzo proveniente del pistón.

La fuerza total en cada punto se puede calcular analizando la cinemática y dinámica del conjunto pistón-cigüeñal y queda recogido su cálculo en el anexo 8.1 y 8.2. En la Figura 10 se puede observar el reparto de fuerzas en un motor de cuatro cilindros:

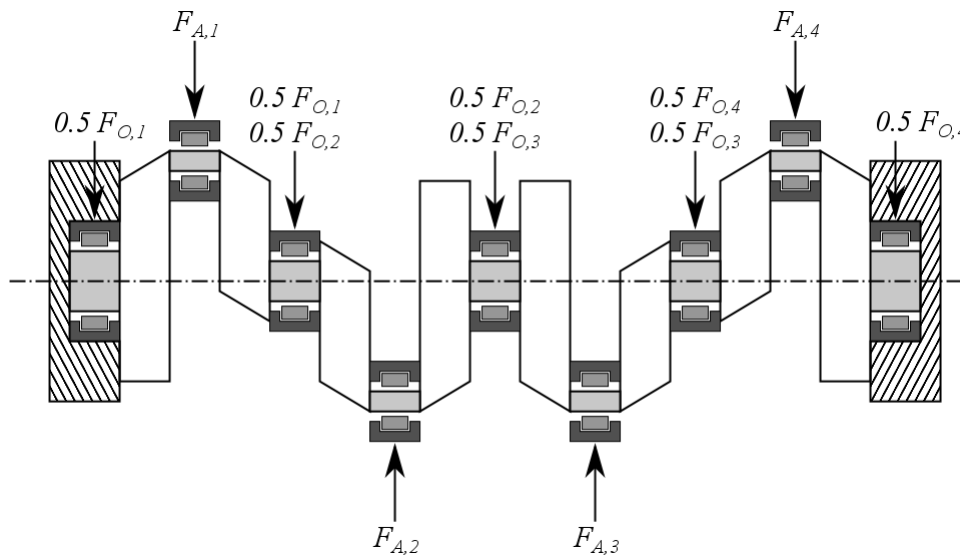


Figura 10. Esquema de fuerzas en el cigüeñal de un motor de cuatro cilindros [3]

El último parámetro que se debe obtener es el ángulo φ , que según la teoría de cojinetes cortos de Ocvirk [7] se puede obtener con la expresión:

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{\pi \sqrt{1 - \epsilon^2}}{4\epsilon} \right] \quad (3.19)$$

Se puede observar que, dado que el centro del cojinete no se va a mover, la fuerza sobre éste tendrá siempre la misma dirección y el ángulo φ será constante para todo punto del ciclo.

Una vez se ha obtenido la fuerza de fricción en un ciclo es posible transformarlo a potencia de pérdidas durante el ciclo aplicando la siguiente expresión donde NC es el número de cojinetes del conjunto:

$$N_{coj} = \sum_{i=1}^{NC} \left[\oint \frac{\omega D_{coj,i}}{2} F_{fr,coj,i}(\alpha) d\alpha \right] \quad (3.20)$$

3.3. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN DISTRIBUCIÓN

Las pérdidas por fricción dentro del sistema de distribución de gases suelen ser la fracción más baja dentro de las pérdidas totales del motor. Éstas suelen oscilar entre un 7 y un 30% del total según Payri F et al. [8]. Dada la complejidad del mecanismo de distribución, no es sencillo ni rápido analizar la fricción en todos sus elementos, por lo que se va a calcular las pérdidas en el contacto que mayor peso tiene en el conjunto de la distribución, que es el de la leva con el taqué o rodillo.

3.3.1. TAQUÉ PLANO

En la Figura 11 se puede observar un esquema del contacto entre la leva del árbol y el taqué del seguidor de la válvula de admisión/escape. Este taqué puede ser parte de un balancín que conecta el movimiento desde la leva a la válvula y formar lo que se conoce como contacto indirecto o ser directamente la parte trasera de la válvula, en cuyo caso se denomina de contacto directo.

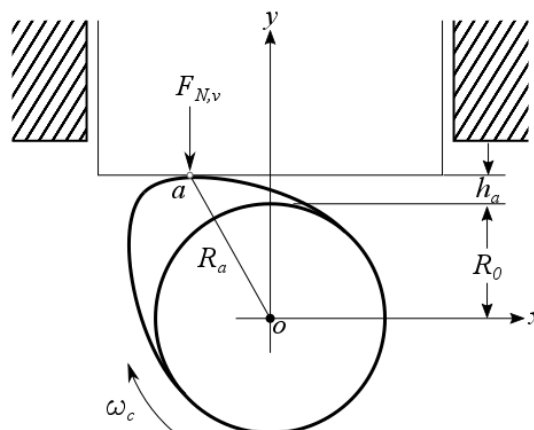


Figura 11. Contacto leva-taqué plano [3]

En la Figura 12 se muestra un análisis más detallado de las velocidades de contacto de la leva con el seguidor, cuyo conocimiento será necesario para obtener los esfuerzos dinámicos que dan pie al cálculo de la fuerza de fricción.

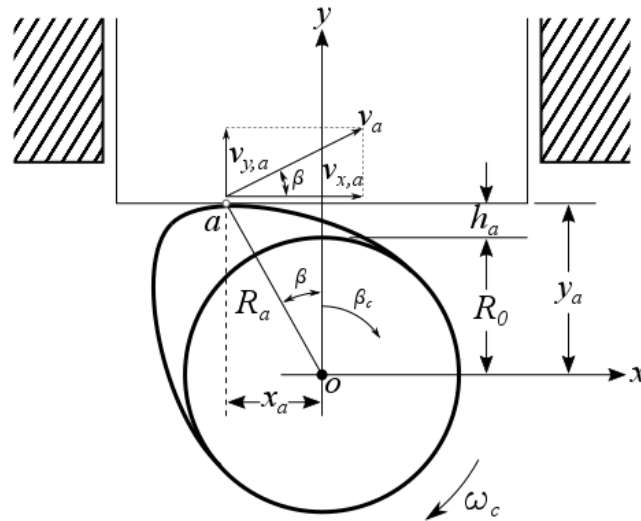


Figura 12. Esquema cinemático de la leva y el taqué plano [3]

El módulo de la velocidad de contacto entre la leva y el seguidor se calcula como el producto de la velocidad de rotación del árbol de levas y la distancia R_a , la cual varía conforme la leva gira.

$$v_a = \omega_c R_a = \sqrt{v_{x,a}^2 + v_{y,a}^2} \quad (3.21)$$

Además, esta velocidad se descompone en sus componentes $v_{x,a}$ y $v_{y,a}$ que se pueden calcular como sigue:

$$v_{x,a} = \omega_c R_a \cos \theta = \omega_c (R_0 + h_a) \quad (3.22)$$

$$v_{y,a} = \omega_c R_a \sin \theta = \omega_c x_a \quad (3.23)$$

Donde θ es el ángulo entre el segmento OA y el eje y, R_0 es el radio base de la leva, h_a es el levantamiento del taqué y R_a es el mismo que en la ecuación 3.21.

La aceleración del seguidor se puede calcular como la segunda derivada temporal del levantamiento:

$$a_v = \frac{d^2 h_a}{dt^2} = \omega_c^2 \frac{d^2 h_a}{d\beta^2} \quad (3.24)$$

Donde beta es el ángulo de rotación de la leva.

Despejando x_a de la ecuación 3.23 y sustituyendo por las definiciones de velocidad se obtiene la fórmula siguiente:

$$x_a = \frac{v_{y,a}}{\omega_c} = \frac{dh_a/dt}{d\beta/dt} = \frac{dh_a}{d\beta} \quad (3.25)$$

Y derivando x_a respecto al tiempo obtenemos la velocidad tangencial del punto de contacto del seguidor con la leva:

$$v_t = \frac{dx_a}{dt} = \omega_c \frac{dx_a}{d\beta} = \omega_c \frac{d^2 h_a}{d\beta^2} \quad (3.26)$$

La velocidad de deslizamiento V_s se define como la velocidad horizontal del punto a observado por un punto estático en el taqué, que en uno plano coincide con $v_{x,a}$. Así, la velocidad de contacto entre el seguidor y la leva se puede expresar como la suma de v_s y v_t :

$$v_c = v_s + v_t = \omega_c \left(R_0 + h_a + \frac{d^2 h_a}{d\beta^2} \right) \quad (3.27)$$

$$v_s = \omega_c (R_0 + h_a)$$

De la expresión anterior se puede extraer la definición de lo que se conoce como radio instantáneo de curvatura de la leva R_c :

$$R_c = R_0 + h_a + \frac{d^2 h_a}{d\beta^2} \quad (3.28)$$

Un último término importante para determinar las condiciones tribológicas del contacto entre las superficies es lo que se conoce como velocidad de arrastre del lubricante que se calcula como la media aritmética entre la velocidad de contacto y la velocidad tangencial:

$$v_e = \frac{v_c + v_t}{2} = \frac{\omega_c}{2} \left(R_0 + h_a + 2 \frac{d^2 h_a}{d\beta^2} \right) \quad (3.29)$$

Una vez se ha realizado el análisis cinemático del mecanismo es posible obtener la esfuerzo normal que sufre la válvula. En la Figura 13 se puede observar un esquema del balance de fuerzas, tanto en la situación de válvula abierta (a) como en el de válvula cerrada (b).

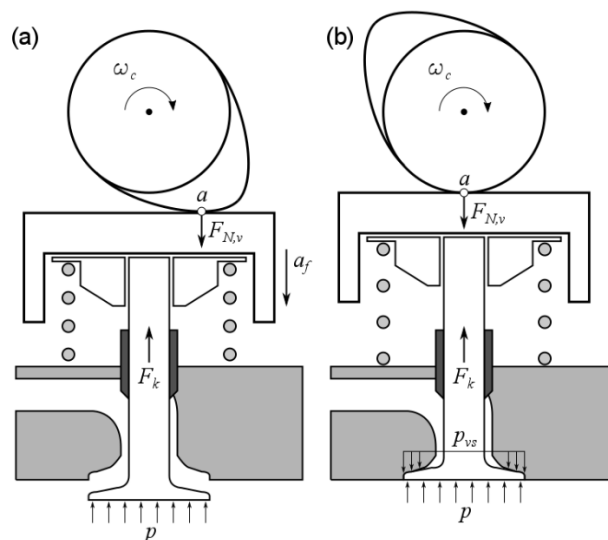


Figura 13. Esquema de la fuerza normal aplicada sobre la válvula [3]

Así la expresión que se utiliza para obtener esta fuerza normal es:

$$F_{N.valv} = A_v(p - p_{port}) + F_k - (m_v a_v + m_m a_m) \quad (3.30)$$

Como se puede observar en la expresión anterior, la fuerza normal se puede descomponer en tres subconjuntos:

- Fuerza debida a la presión del gas en el interior de la cámara en el momento del levantamiento:

$$A_v(p - p_{port}) \quad (3.31)$$

El término p_{port} hace referencia a la presión de admisión en el caso de las válvulas de entrada de aire al cilindro y a la presión de los gases de escape en el caso de las válvulas de escape. Además, si la válvula se encuentra cerrada se asume que este esfuerzo está soportado por el asiento de válvula del bloque, por lo que queda anulado hasta que comienza el levantamiento de la leva. En la Figura 14 se puede observar como varía este término en función del ángulo del cigüeñal.

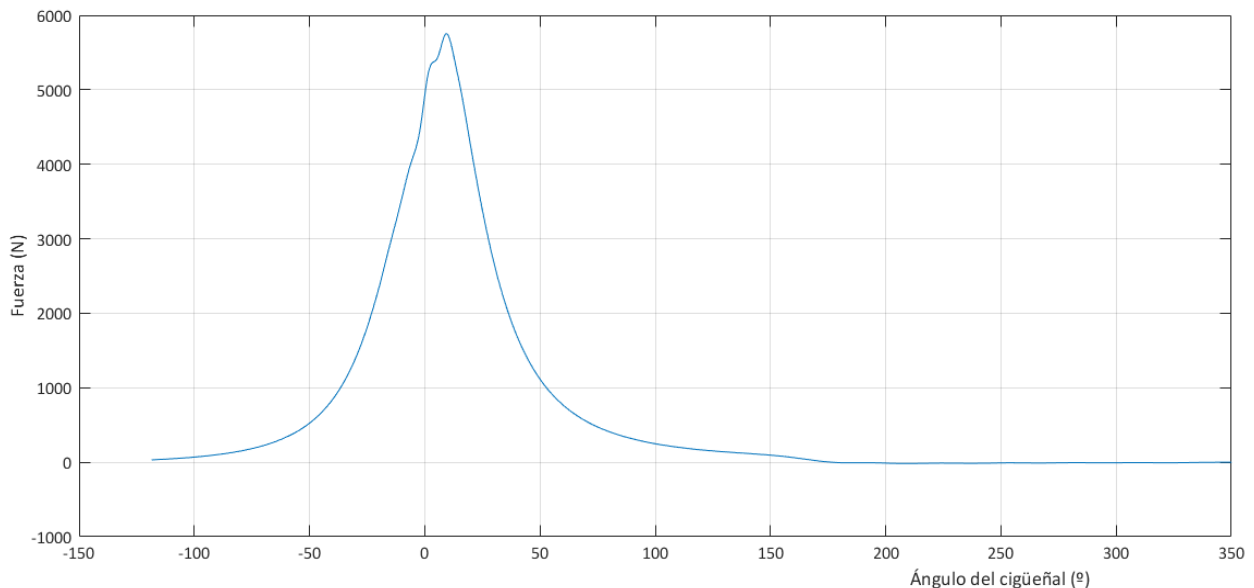


Figura 14. Fuerza normal producida por la presión del gas

- La fuerza del muelle entre el taqué y el bloque F_k .
Esta fuerza se puede descomponer en dos términos, uno debido a la precarga del muelle y otro debido a la fuerza elástica que ejerce el muelle cuando existe levantamiento. De igual manera que en el caso anterior, mientras no haya levantamiento no existirá este segundo término.
En la Figura 15 queda reflejado este comportamiento:

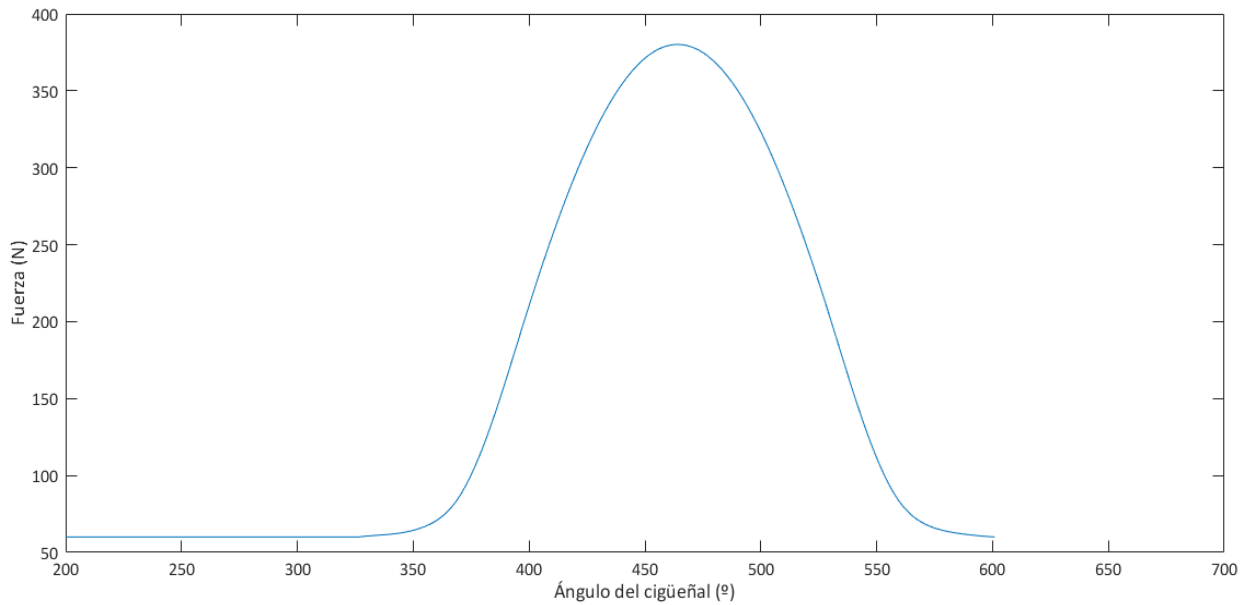


Figura 15. Fuerza producida por el muelle

- Las fuerzas inerciales de la válvula y el muelle. Estas fuerzas se obtienen aplicando la segunda ley de Newton a la válvula y al muelle:

$$F_{inercia} = m_v a_v + m_m a_m \quad (3.32)$$

Se asume que la aceleración del muelle será la mitad que la de la válvula, es decir,

$$a_m = \frac{a_v}{2}$$

En la Figura 16 se puede observar el comportamiento de estas fuerzas inerciales.

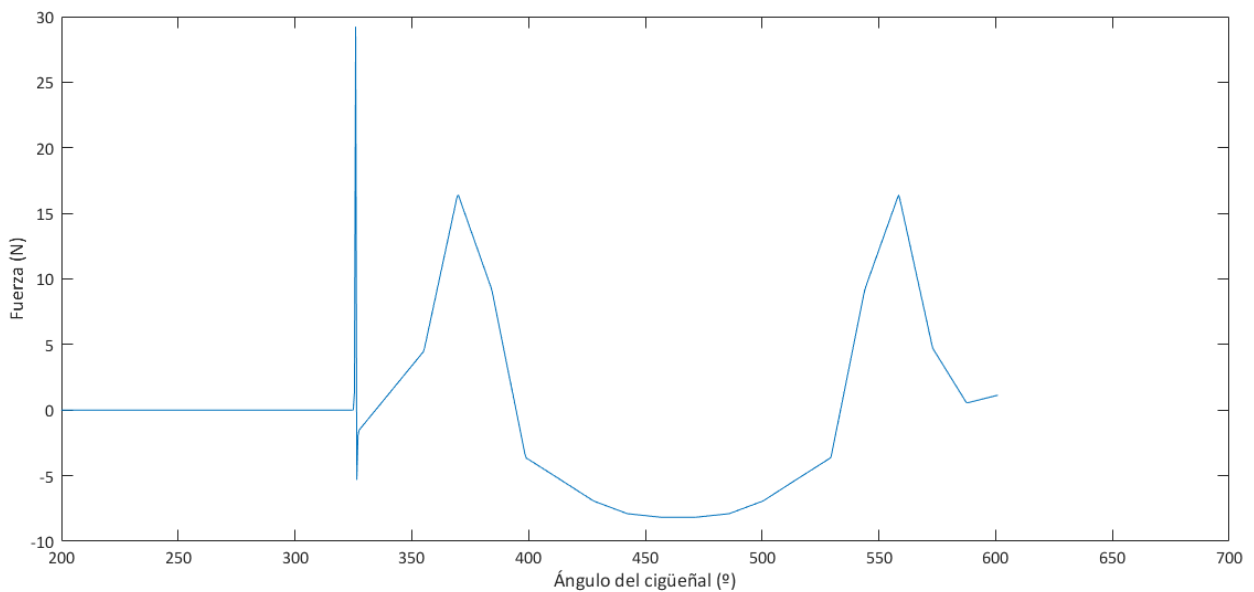


Figura 16. Fuerzas inerciales del muelle y la válvula

Una vez se ha obtenido esta fuerza normal es posible aplicar la teoría de la lubricación elastohidrodinámica para obtener los esfuerzos de rozamiento [9] [10].

Esta teoría expone que, debido a la gran carga a la que está sometida la fina capa de lubricante que se encuentra entre la leva y el seguidor, estos dos se deforman elásticamente de una manera comparable a la misma capa de lubricante.

Para obtener los esfuerzos de fricción es de vital importancia saber la capa de lubricante mínima que existe en cada momento, y para obtenerla se utilizará la propuesta de Dowson e Higginson para el contacto entre dos cilindros lubricados, en la que dicen que el espesor mínimo de la película de aceite h_0 es igual al producto del radio de curvatura R_c (obtenido mediante la expresión 3.28) por H , que es el espesor de película adimensional:

$$H = \frac{h_0}{R_c} = 2.65 U^{0.7} G^{0.54} W^{-0.13} \quad (3.33)$$

Donde U , G y W son parámetros adimensionales que se obtienen mediante las expresiones:

$$U = \frac{\mu v_e}{E_c R_c} \quad (3.34)$$

$$G = \alpha_c E_c \quad (3.35)$$

$$W = \frac{F_{N, valv}}{E_c R_c L_{leva}} \quad (3.36)$$

En las expresiones anteriores v_e es la velocidad de arrastre del lubricante obtenida en el análisis cinemático (expresión 3.29), $F_{N, valv}$ es la fuerza normal obtenida con el procedimiento explicado anteriormente, α_c es un coeficiente de viscosidad debida a la presión que viene dado como dato, L_{leva} es la anchura de la leva y E_c es el módulo de elasticidad del acero, que en caso de estar fabricada la leva y el seguidor de distinto material se tendrá que utilizar un módulo de elasticidad equivalente obtenido mediante la fórmula 3.37, donde E_{leva} , $E_{seguidor}$, ν_{leva} , $\nu_{seguidor}$ son los módulos de elasticidad y los coeficientes de Poisson de leva y seguidor respectivamente.

$$\frac{1}{E_c} = 0.5 \left[\frac{1 - \nu_{leva}^2}{E_{leva}} + \frac{1 - \nu_{seguidor}^2}{E_{seguidor}} \right] \quad (3.37)$$

Según la teoría elastohidrodinámica, la fuerza de rozamiento en la válvula se puede obtener como la suma de una componente de fricción de contorno por aspereza y otra debida a la tensión de corte del lubricante.

$$F_{fr, valv} = F_{c, valv} + F_{v, valv} \quad (3.38)$$

La fuerza debida a las asperezas del contacto $F_{c, valv}$ se obtiene siguiendo el modelo de Greenwood y Tripp [ref49]:

$$F_{c, valv} = \tau_0 A_a + k_m P_a \quad (3.39)$$

Donde τ_0 es la tensión cortante de Eyring, A_a es el área donde las asperezas del contacto tienen mayor impacto, k_m es un coeficiente de presión y P_a es la presión que han de soportar las asperezas. Para obtener el área de aspereza y la presión asociada a ellas se utilizan las expresiones:

$$A_a = \pi^2 (\rho \zeta \sigma)^2 A F_2 \quad (3.40)$$

$$P_a = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\rho \zeta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\zeta}} E_c A F_{5/2} \quad (3.41)$$

Donde ρ es la densidad de asperezas, ζ es el radio de curvatura de las asperezas, σ es un parámetro de rugosidad superficial y A es el área de contacto Herziano que también puede ser calculado con la expresión siguiente:

$$A = 2 b L_{leva} \quad (3.42)$$

Donde b es la semianchura del contacto Herziano y se calcula como:

$$b = \sqrt{\frac{8 F_{N, valv} R_c}{\pi E_c}} \quad (3.43)$$

En las expresiones anteriores se observa también la presencia de F_2 y $F_{5/2}$. Estas son funciones estadísticas que se definen en función de un parámetro de separación λ igual a la relación entre el espesor mínimo de película y el parámetro de rugosidad superficial σ

La expresión matemática para obtener esta función estadística es la siguiente:

$$F_n(\lambda) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\lambda}^{\infty} (s - \lambda)^n e^{-\frac{s^2}{2}} ds \quad (3.44)$$

No obstante se simplifica el cálculo si aproximamos el resultado a las siguientes funciones [10]

$$F_2 = 1.47 e^{-\lambda} + 0.0117\lambda^3 - 0.143\lambda^2 + 0.61\lambda - 0.93 \quad (3.45)$$

$$F_{5/2} = 2.26 e^{-\lambda} + 0.03\lambda^3 - 0.31\lambda^2 + 1.172\lambda - 1.64 \quad (3.46)$$

El segundo componente de la fuerza de fricción según la teoría elastohidrodinámica es debido a la viscosidad del lubricante y se puede determinar mediante la expresión siguiente:

$$F_{v, valv} = \tau (A - A_a) \quad (3.47)$$

Donde tau es la tensión tangencial o de corte del lubricante la cual depende de si el comportamiento del aceite es de líquido newtoniano o no newtoniano. Este comportamiento se puede determinar comparando la tensión actual con la de Eyring según la expresión condicional siguiente:

$$\tau = \frac{\mu_c v_s}{h_0} \quad \text{si } \tau \leq \tau_0 \quad (3.48)$$

$$\tau = \tau_0 + \kappa p_c \quad \text{si } \tau > \tau_0 \quad (3.49)$$

Siendo v_s la velocidad de deslizamiento obtenida en al desarrollo cinemático (Ecuación 3.27), κ es una relación entre la tensión tangencial y la presión, p_c es la presión de la película de aceite en el contacto y μ_c la viscosidad del aceite.

La presión de la película de aceite p_c se calcula con la expresión siguiente [ref50]:

$$p_c = \frac{F_{N, valv} - P_a}{A - A_a} \quad (3.50)$$

Y μ_c se obtiene mediante la expresión [ref51]:

$$\mu_c = \mu e^{\alpha_c p_c} \quad (3.51)$$

Una vez ya se han obtenido todos los parámetros anteriores el cálculo de las pérdidas por fricción en las válvulas es inmediato si se aplica la ecuación siguiente:

$$N_{fr.valv} = N_{ADM} \left[\oint F_{fr, valv}^{ADM}(\alpha) v_c^{ADM}(\alpha) d\alpha \right] + N_{ESC} \left[\oint F_{fr, valv}^{ESC}(\alpha) v_c^{ESC}(\alpha) d\alpha \right] \quad (3.52)$$

Donde v_c es la velocidad de contacto obtenida con la expresión 3.27 y N_{ADM} y N_{ESC} son el número de válvulas de admisión y de escape respectivamente que tiene el motor.

3.3.2. RODILLO

En muchas ocasiones es preferible utilizar un rodillo como seguidor en lugar de un taqué plano ya que un rodillo disminuye mucho las pérdidas de potencia por fricción en el sistema de distribución de gases. En la Figura 17 se tiene un esquema cinemático del contacto entre una leva y un seguidor de rodillo.

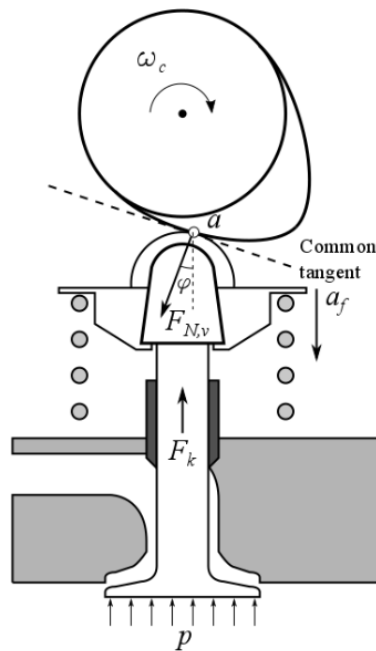


Figura 17. Esquema de contacto entre una leva y seguidor de rodillo [3]

En primer lugar se puede observar que el cálculo cinemático se va a volver algo más complicado en el caso del rodillo, sobre todo porque la velocidad de contacto entre la leva y el seguidor ya no va a ser tangente a la superficie del segundo, si no que su dirección va a variar en función del ángulo del cigüeñal.

El módulo de la velocidad de contacto entre la leva y el seguidor se calcula como el producto de la velocidad de rotación del rodillo y la distancia R_s , la cual varía conforme la leva gira.

$$v_c = \omega_s R_s \quad (3.52)$$

La velocidad de contacto se puede expresar también desde el punto de vista de la leva como el producto de la velocidad de rotación de la leva y la distancia \overline{ab} que, como se puede observar, va a ser variable.

$$v_c = \omega_{leva} \overline{ab} \quad (3.53)$$

La obtención de \overline{ab} tampoco es trivial, pero se puede obtener a través de la relación geométrica $\overline{ab} = \overline{ab'} - \overline{bb'}$, donde $\overline{ab'}$ se puede hallar analizando el triángulo $o_s - b' - b''$ como sigue:

$$\overline{ab'} = \frac{h_{o_s,0} + h_a}{\cos \varphi} - R_s \quad (3.54)$$

Donde h_0 es la altura mínima entre los centros de la leva y el rodillo cuando la válvula está cerrada, h_a es el levantamiento de la válvula y φ es lo que se conoce como ángulo de presión.

La distancia $\overline{bb'}$ se obtiene con el triángulo $o_c - b - b'$ y el $o_f - b' - b''$:

$$\overline{bb'} = \overline{o_c b} \tan \varphi \quad (3.55)$$

$$\overline{o_c b} = \overline{o_c b'} \cos \varphi \quad (3.56)$$

$$\overline{o_c b'} = e + \overline{b'b''} = e + (h_{o_s,0} + h_a) \tan \varphi \quad (3.57)$$

$$\overline{o_c b} = [e + (h_{o_s,0} + h_a) \tan \varphi] \cos \varphi = e \cos \varphi + (h_{o_s,0} + h_a) \sin \varphi \quad (3.58)$$

$$\overline{bb'} = e \sin \varphi + (h_{o_s,0} + h_a) \sin \varphi \tan \varphi \quad (3.59)$$

Y, por lo tanto, la distancia ab se puede obtener con la expresión siguiente:

$$\overline{ab} = \frac{(h_{o_s,0} + h_a)}{\cos \varphi} - R_s - e \sin \varphi - (h_{o_s,0} + h_a) \sin \varphi \tan \varphi \quad (3.60)$$

No obstante aún queda la incógnita del ángulo de presión. Para obtenerlo es necesario darse cuenta que la línea ab intersecta al eje x en el punto b' y que este no es otro que el centro instantáneo de rotación entre la leva y el rodillo. Dado que el movimiento del rodillo es únicamente vertical, es posible obtener una velocidad de levantamiento del punto b' :

$$v_{b'} = \omega_c \overline{o_c b'} \quad (3.61)$$

Reordenando la expresión anterior y utilizando las definiciones de velocidad lineal y angular es posible obtener la siguiente relación:

$$\overline{o_c b'} = \frac{v_{b'}}{\omega_c} = \frac{dh_a/dt}{d\beta/dt} = \frac{dh_a}{d\beta} \quad (3.62)$$

Combinando la ecuación anterior con la 3.59:

$$\frac{dh_a}{d\beta} = e + (h_{o_s,0} + h_a) \tan \varphi \quad (3.63)$$

De donde se puede obtener el ángulo de presión:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{dh_a}{d\beta} - e}{h_{o_s,0} + h_a} \right) \quad (3.64)$$

De igual manera que en el caso del taqué plano, es necesario obtener la velocidad de arrastre del lubricante v_e . En el caso del sistema de rodillo, si asumimos que no hay deslizamiento entre la superficie del rodillo y de la leva queda la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} v_e &= 0.5 (v_c + v_s) \\ v_e &= v_c \end{aligned} \quad (3.65)$$

Una vez se ha realizado el análisis cinemático del mecanismo de nuevo se puede obtener la fuerza normal que se ejerce en la válvula.

La expresión que se utiliza para obtener esta fuerza normal es:

$$F_{N, valv} = \frac{1}{\cos \varphi} [A_v (p - p_{port}) + F_k - (m_v a_v + m_m a_m)] \quad (3.66)$$

Como se puede observar en la expresión anterior, los parámetros son prácticamente idénticos al cálculo de la fuerza normal en el caso de un taqué plano. La única observación a realizar es que, como en este caso la velocidad de contacto entre leva y seguidor no es tangente al rodillo en todo momento, es necesario tener en cuenta este efecto mediante el coseno del ángulo de presión.

Una vez se ha obtenido esta fuerza normal es posible aplicar de nuevo la teoría de la lubricación elastohidrodinámica para obtener los esfuerzos de rozamiento tal y como se hizo para el taqué plano [9] [10].

De igual manera que en el caso del seguidor plano, la fuerza de fricción de la válvula puede ser descompuesta en dos, por un lado una componente de fricción de contorno ($F_{c, valv}$) y otra de fricción viscosa ($F_{v, valv}$).

$$F_{fr, valv} = F_{c, valv} + F_{v, valv} \quad (3.67)$$

La componente de contorno se calcula prácticamente con las mismas expresiones que en el caso anterior:

$$F_{c, valv} = \tau_0 A_a + k_m P_a \quad (3.68)$$

$$A_a = \pi^2 (\varrho \zeta \sigma)^2 A F_2 \quad (3.69)$$

$$P_a = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\varrho \zeta \sigma)^2 \sqrt{\frac{\sigma}{\zeta}} E_c A F_{5/2} \quad (3.70)$$

$$A = 2 b L_{leva} \quad (3.71)$$

$$b = \sqrt{\frac{8 F_{N, valv} R_c'}{\pi E_c}} \quad (3.72)$$

La única salvedad del cálculo reside en la expresión 3.72, donde se puede observar que no se tiene en cuenta el radio de curvatura de la leva si no que se debe calcular un radio de curvatura combinado entre la leva y el rodillo. La expresión para obtener dicho radio de curvatura es la siguiente:

$$\frac{1}{R'_c} = \frac{1}{R_c} + \frac{1}{R_s} \quad (3.73)$$

En cuanto a la componente viscosa de la fuerza de fricción ($F_{v, valv}$), el cálculo de ésta sí que difiere de la del caso del taqué plano. Se debe utilizar la expresión propuesta por Goksem y Hargreaves:

$$F_{v, valv} = \frac{4.318}{\alpha_c} (G U)^{0.658} W^{0.0126} R'_c L_{leva} \quad (3.74)$$

Donde se puede observar que también aparece el radio de curvatura combinado y los parámetros adimensionales U, G y W cuyo cálculo es idéntico al caso del taqué plano:

$$U = \frac{\mu v_e}{E_c R'_c} \quad (3.75)$$

$$G = \alpha_c E_c \quad (3.76)$$

$$W = \frac{F_{N, valv}}{E_c R'_c L_{leva}} \quad (3.77)$$

Una vez ya se han obtenido todos los parámetros anteriores el cálculo de las pérdidas por fricción en las válvulas es inmediato si se aplica la ecuación siguiente:

$$N_{fr, valv} = N_{ADM} \left[\oint F_{fr, valv}^{ADM}(\alpha) v_c^{ADM}(\alpha) d\alpha \right] + N_{ESC} \left[\oint F_{fr, valv}^{ESC}(\alpha) v_c^{ESC}(\alpha) d\alpha \right] \quad (3.78)$$

Donde v_c es la velocidad de contacto obtenida con la expresión 3.52 y N_{ADM} y N_{ESC} son el número de válvulas de admisión y de escape respectivamente que tiene el motor.

3.4. PÉRDIDAS EN ELEMENTOS AUXILIARES

Los elementos o sistemas auxiliares de un motor son aquellos que su funcionamiento es debido al arrastre del motor. Esto quiere decir, que son accionados a través del motor mediante sistemas de transmisión de potencia como correas dentadas y sistemas de poleas. Por tanto, su funcionamiento acarrea una pérdida de potencia al motor, que en lugar de ser utilizada para producir trabajo efectivo, se utiliza para mover estos sistemas auxiliares.

En el modelo utilizado en este Trabajo Final de Máster se van a parametrizar tan solo tres de los sistemas auxiliares que tiene un motor estándar, que aunque si bien son los más importantes a nivel de pérdidas de potencia, aún faltarían por contabilizar otros sistemas como el de presión para el líquidos de frenos u otros de confort como el accionamiento del aire acondicionado.

Así pues, los sistemas a analizar son tres: el sistema de recirculación de aceite para la lubricación del motor, el sistema de refrigeración del motor y el sistema de inyección de combustible.

3.4.1. BOMBA DE REFRIGERANTE

En un motor estándar la bomba del sistema de refrigeración suele ser centrífuga de álabes rectos, por lo que su potencia depende de su caudal, el salto de presión y la eficiencia de la bomba de acuerdo a la expresión:

$$N_{ref} = \frac{Q_{ref} \Delta P_{ref}}{\eta_{ref}} \quad (3.79)$$

El problema que reside con la aplicación de la fórmula anterior es que normalmente no existen sensores que puedan suministrar información sobre el incremento de presión del refrigerante o sobre el caudal que trasiega la bomba. Para resolver este inconveniente se aplica una correlación experimental del caudal y la presión con la velocidad de giro de la bomba, que es igual a la velocidad de giro del cigüeñal.

Por tanto se puede obtener el caudal de la bomba mediante la siguiente expresión:

$$Q_{ref} = k_{2ref} n \quad (3.80)$$

Y una vez obtenido el caudal se puede calcular el salto de presión mediante la expresión:

$$\Delta P_{ref} = k_{1ref} Q_{ref}^2 \quad (3.81)$$

Si sustituimos las expresiones 3.80 y 3.81 en la fórmula de la potencia 3.79 es posible relacionar las pérdidas del motor con la velocidad de giro del mismo:

$$N_{ref} = k_{0ref} \frac{k_{1ref} k_{2ref}^3 n^3}{\eta_{ref}} \quad (3.82)$$

En la expresión anterior se ha introducido un nuevo factor de corrección k_{0ref} que normalmente será igual a 1 a no ser que se estime necesario modificar su valor para ajustar las pérdidas de la bomba de refrigeración.

3.4.2. BOMBA DE FUEL

La bomba de combustible suele ser de tipo pistón y es el elemento auxiliar que mayor pérdidas provoca en un motor diésel dada la alta presión a la que debe someterse el combustible para que la atomización que se produce en el inyector sea adecuada y se pueda quemar la mayor cantidad de fuel posible en cada ciclo.

Para calcular la potencia perdida en la bomba de combustible se utiliza la misma expresión que para la bomba de refrigeración:

$$N_{fuel} = \frac{Q_{fuel} \Delta P_{fuel}}{\eta_{fuel}} \quad (3.83)$$

Dadas las altas presiones a las que la bomba tiene que impulsar al fuel se considera que ΔP_{fuel} es igual a la presión del common-rail, que es un valor accesible experimentalmente. Por otro lado, el caudal de fuel se obtiene a partir de la expresión siguiente:

$$Q_{fuel} = k_{1fuel} \dot{m}_{fuel}^{k_{2fuel}} \quad (3.84)$$

Siendo \dot{m}_{fuel} el gasto másico de combustible, que de nuevo es un valor que se puede obtener a partir de ensayos experimentales, y k_{1fuel} y k_{2fuel} son constantes de la bomba que se deben obtener de manera experimental antes de aplicar el modelo.

Sustituyendo en la expresión de la potencia de la bomba 3.83 obtenemos la siguiente fórmula:

$$N_{fuel} = k_{0fuel} \frac{k_{1fuel} \dot{m}_{fuel}^{k_{2fuel}} P_{rail}}{\eta_{fuel}} \quad (3.85)$$

De igual manera que en el caso de la bomba de refrigerante, se ha añadido una constante de ajuste k_{0fuel} que será igual a 1 siempre que no sea necesario realizar un ajuste posterior.

3.4.3. BOMBA DE ACEITE

La bomba de aceite suele ser de tipo volumétrico de engranajes o de lóbulos, de las cuáles es posible obtener el valor de su potencia a partir de datos geométricos. No obstante es difícil obtener dichos datos por lo que se ha realizado un nuevo análisis paramétrico que permita obtener las pérdidas sin tener que recurrir a la geometría de la bomba.

Hay tres hipótesis que se tienen en cuenta a la hora del cálculo:

- El lubricante se considera un fluido incompresible, por lo que su densidad no va a variar con la presión.
- El caudal no va a variar con la presión, es decir, se consideran nulas las recirculaciones de aceite dentro de la bomba y se asume que el caudal variará únicamente con el régimen de giro.
- La pérdida de carga del fluido depende del cuadrado del caudal de aceite y también depende de la viscosidad del aceite a la temperatura de trabajo.
- Se utiliza una constante

Aplicando las hipótesis descritas anteriormente se determina el siguiente modelo:

$$P_{lubr} = k_{1,lubr} Q_{lubr}^2 \left(\frac{\mu_{lubr}}{Q_{lubr}} \right)^{k_{3lubr}} \quad (3.86)$$

$$Q_{lubr} = k_{2,lubr} n \quad (3.87)$$

$$N_{lubr} = k_{0lubr} \frac{Q_{lubr} P_{lubr}}{\eta_{lubr}} \quad (3.88)$$

Las constantes $k_{1,lubr}$ y $k_{2,lubr}$ se pueden obtener experimentalmente a partir de datos suministrados por el fabricante de la bomba, y la constante k_{0lubr} se utiliza para ajustar el modelo en caso de ser necesario.

4. MEJORAS DEL MODELO DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

4.1. BLOW-BY

El modelo Blow-By predice cómo va a ser la fuga de gas desde la cámara del cilindro hacia el cárter cuando el pistón está en su carrera ascendente. Tal y como se dijo en el apartado 3.1 estas fugas de gas son debidas a las tolerancias geométricas existentes entre los segmentos del pistón y la camisa del cilindro y refinan el modelo de pérdidas de fricción del pistón.

La ecuación 3.2 es la expresión que determina la fuerza normal que ejerce el gas sobre el pistón y en dicha expresión aparece el término P_{ranura} , que determina la presión del gas en el volumen definido. El modelo Blow-by es el que define qué volúmenes son y cómo es el gasto másico de gas entre dichos volúmenes que hacen subir o bajar la presión del mismo.

Es necesario definir unas hipótesis iniciales que condicionan al modelo:

- No existe movimiento relativo entre los segmentos del pistón, así como ningún tipo de deformación en los mismos, por lo que se trata de cuerpos rígidos pegados totalmente a la cara inferior de la muesca que los contiene. Esto implica que los volúmenes de las ranuras son constantes.
- Las fugas de gas ocurren única y exclusivamente a través del hueco entre el segmento y la camisa del cilindro, permitiendo su modelado como si de una tobera se tratara.
- El proceso de transferencia de masa entre un volumen y otro ocurre tan rápido que se asume que no hay transferencia de calor, es decir, se va a tratar de un proceso adiabático y la tobera será isentrópica.
- Los volúmenes de las ranuras se consideran sistemas isotermos y la temperatura del gas se asumirá como la media entre la temperatura del cilindro y la del pistón [11]

En la imagen siguiente se puede observar un esquema de los volúmenes que se van a tener en cuenta, y se define la terminología que se va a utilizar en el modelo.

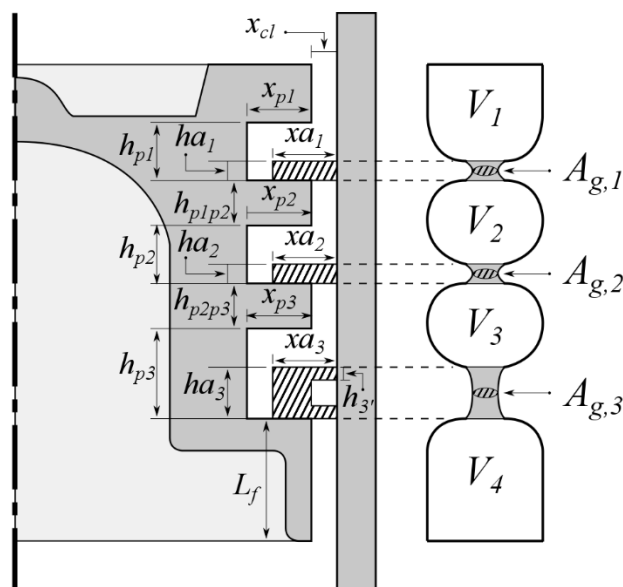


Figura 18. Volúmenes de Blow-By

Como se puede observar, el modelo está compuesto por 4 volúmenes. El primero corresponde a la cámara de combustión, el primer hueco entre el pistón y la camisa y el espacio que sobra entre el segmento y su alojamiento. El segundo y tercer volumen corresponden a los huecos entre los segmentos segundo y tercero y sus alojamientos respectivamente. El último volumen corresponde al hueco entre la falda y el pistón y el cárter del motor. Los cuatro volúmenes se comunican a través de sendas toberas cuya área de garganta queda definida en la imagen.

Como el gas en cada volumen se comporta de manera isoterma, se puede utilizar la ecuación de continuidad:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{R T_i}{V_i} (\dot{m}_{i,entrada} - \dot{m}_{i,salida}) \quad (4.1)$$

Donde R es la constante del gas, T es su temperatura, V el volumen y los valores de $\dot{m}_{entrada}$ y \dot{m}_{salida} corresponden a los gastos másicos de gas que entran o salen del volumen.

Dado que se trata de una tobera isentrópica, se puede definir el gasto másico a través de su garganta con la expresión:

$$\dot{m}_{i,j}(\alpha) = c_{bb} A_{g,i} p_u \sqrt{\frac{x_i}{R T_u}} \quad (4.2)$$

Siendo $\dot{m}_{i,j}(\alpha)$ el gasto másico desde el volumen i al volumen j a un ángulo de cigüeñal α determinado, c_{bb} es un coeficiente de descarga que debe ser ajustado experimentalmente, $A_{g,i}$ es el área de garganta de la tobera i , p_u es la presión aguas arriba de la tobera, T_u es la temperatura aguas arriba y x_i se calcula mediante la expresión:

$$x_i = \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \quad (4.3)$$

Siendo p_d la presión aguas debajo de la tobera y γ el índice adiabático.

En el caso de que la relación $\frac{p_d}{p_u}$ esté por debajo de cierto límite:

$$\frac{p_d}{p_u} < \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.4)$$

Se produce un bloqueo de gasto másico en la tobera, de dice que la tobera está en estado de choque, y entonces la presión aguas abajo es igual a la presión crítica del sistema $p_d = p_{cr}$, cuya definición es la siguiente:

$$p_{cr} = p_u \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.5)$$

El proceso de cálculo del gasto másico es iterativo debido a que se deben alcanzar condiciones estacionarias para que el valor de dicho gasto converja. Esto indica que el flujo neto de fugas entre cada volumen es el mismo y no van a haber acumulaciones de gas a lo largo del ciclo.

A continuación es necesario definir los volúmenes de estudio. En la Figura 19 se puede observar un esquema sobre cómo se realiza el cálculo de los volúmenes 2 y 3:

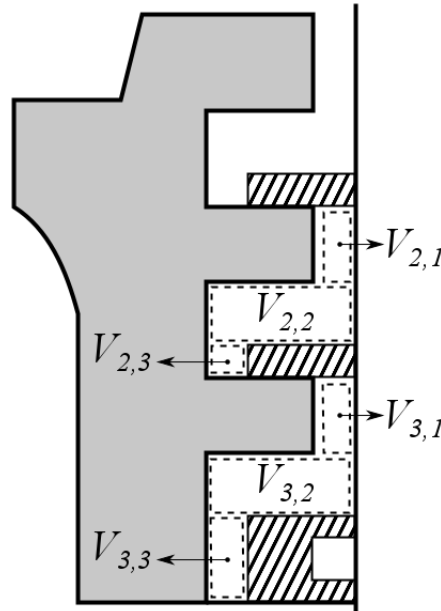


Figura 19. Esquema de volúmenes de Blow-By

Como se puede observar, los volúmenes 2 y 3 se pueden obtener como la suma de los sub-volúmenes que lo componen:

$$V_2 = V_{2,1} + V_{2,2} + V_{2,3} \quad (4.6)$$

$$V_3 = V_{3,1} + V_{3,2} + V_{3,3} \quad (4.7)$$

El cálculo de estos sub-volúmenes se realiza mediante las siguientes expresiones:

$$V_{2,1} = \frac{\pi h_{p1p2}}{4} [D^2 - (D - 2x_{cl})^2] \quad (4.8)$$

$$V_{2,2} = \frac{\pi (h_{p2} - h_{a2})}{4} [D^2 - (D - 2x_{cl} - 2x_{p2})^2] \quad (4.9)$$

$$V_{2,3} = \frac{\pi h_{a2}}{4} [(D - 2x_{a2})^2 - (D - 2x_{cl} - 2x_{p2})^2] \quad (4.10)$$

$$V_{3,1} = \frac{\pi h_{p2p3}}{4} [D^2 - (D - 2x_{cl})^2] \quad (4.11)$$

$$V_{3,2} = \frac{\pi (h_{p3} - h_{a3})}{4} [D^2 - (D - 2x_{cl} - 2x_{p3})^2] \quad (4.12)$$

$$V_{3,3} = \frac{\pi h_{a3}}{4} \left[(D - 2x_{a3})^2 - (D - 2x_{cl} - 2x_{p3})^2 \right] \quad (4.13)$$

Como se ha dicho anteriormente el cálculo del gasto másico es iterativo, por lo que es necesario establecer una serie de condiciones iniciales con las que poder iniciar el cálculo:

- El coeficiente de descarga $c_{bb,i}$ para cada tobera i va a tener un valor inicial de 1.
- Las presiones en los volúmenes 2 y 3 se inicializan mediante las siguientes expresiones:

$$p_{V2,0} = \frac{p_{cámara}}{\sqrt{p_{cámara}/p_{carter}}} \quad (4.14)$$

$$p_{V3,0} = \frac{p_{V2,0}}{\sqrt{p_{V2,0}/p_{carter}}} \quad (4.15)$$

- La presión en el volumen 4 es la presión del cárter y se asume que es la atmosférica.

$$p_{V4} = p_{carter} = p_{atm} \quad (4.16)$$

Una vez se tienen definidas las condiciones iniciales es necesario establecer cuándo se va a parar la iteración y se va a dar por correcto el resultado. Para ello se establece un máximo de un 1% de error entre los datos de masa de fugas experimental $m_{bb,exp}$ y la calculada:

$$\varepsilon_{m_{bb}} = \frac{m_{1,2} + m_{2,3} + m_{3,4}}{3 m_{bb,exp}} - 1 \quad (4.17)$$

Las presiones obtenidas en cada volumen son luego utilizadas para obtener la fuerza normal del gas, pero en el modelo no queda suficientemente definido qué presión se debe utilizar para calcular la fricción en cada segmento. Si se toma como ejemplo el cálculo de la fricción del primer segmento, la presión que soporta el segmento desde la cara superior es la de la cámara y la presión vista desde la cara inferior del mismo es la que existe en el volumen 2, que se ha calculado mediante el modelo Blow-By.

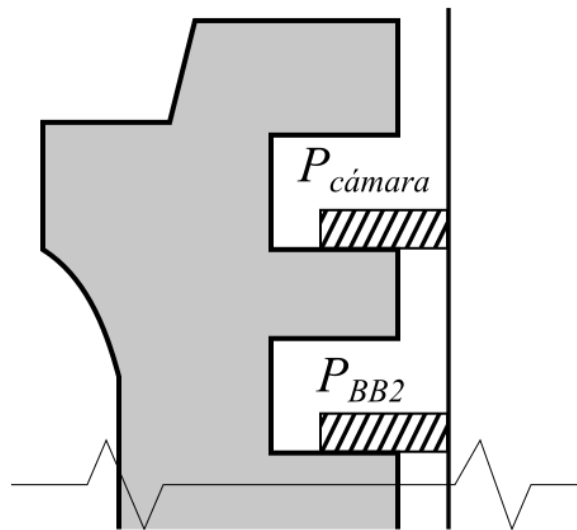


Figura 20. Detalle modelo Blow-By

En el modelo inicial se asumía que la presión de cálculo para obtener la fuerza normal de los segmentos era la inmediatamente superior. Por tanto en el caso del primer segmento se utilizaba la presión en cámara. Las fuerzas normales producidas por el gas en cada segmento seguían las expresiones siguientes:

$$F_{g,s1} = P_{cámara} \pi h_1 (D_{cil} - 2x_{a1}) \quad (4.18)$$

$$F_{g,s2} = P_{BB,2} \pi h_2 (D_{cil} - 2x_{a2}) \quad (4.19)$$

$$F_{g,s3} = P_{BB,3} \pi h_1 (D_{cil} - 2x_{a3}) \quad (4.20)$$

Con estas expresiones se pueden obtener los siguientes resultados en el motor ensayado:

- Régimen: 1000 RPM/ Carga: 50%

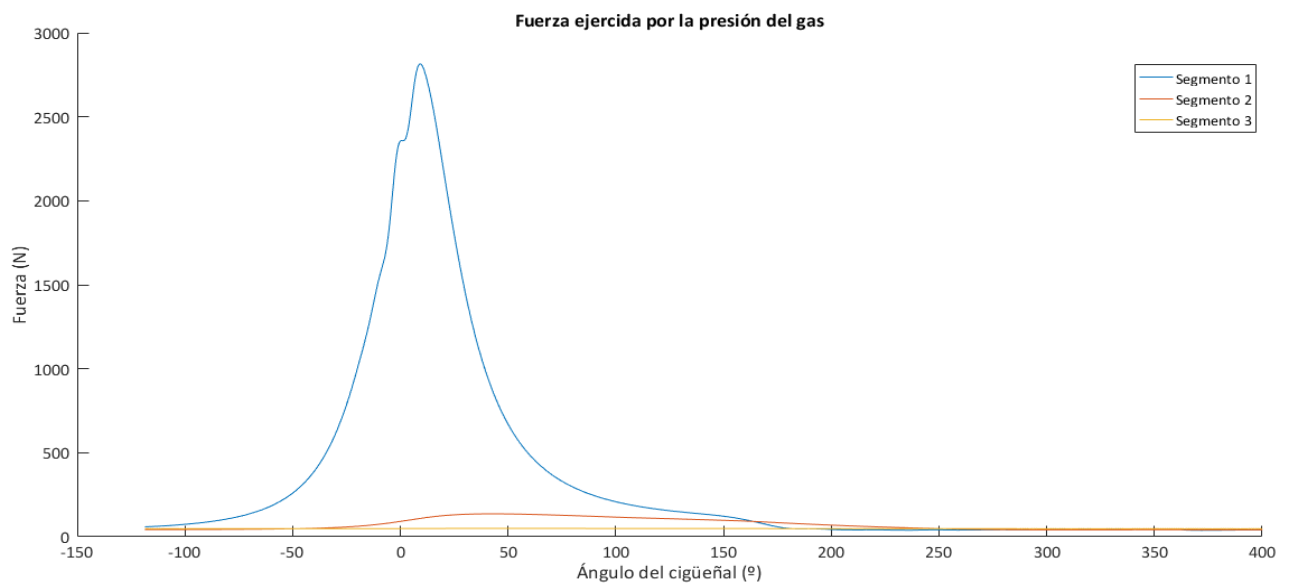


Figura 21. Fuerza del gas a 1000RPM y 50% de carga

- Régimen: 2000 RPM / Carga: 50%

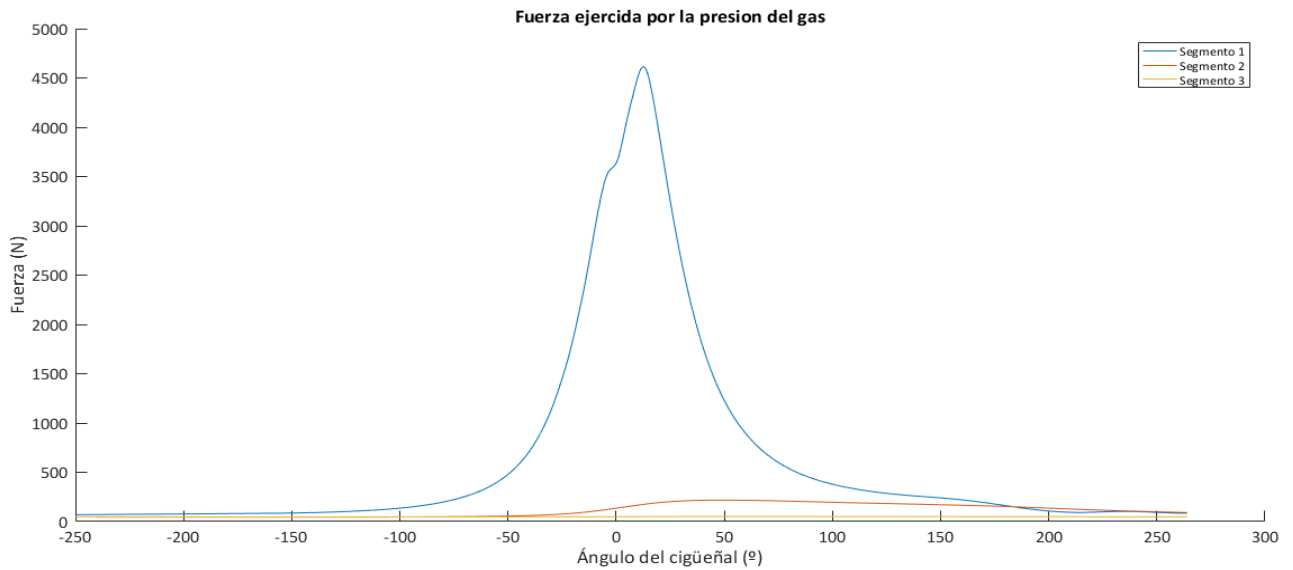


Figura 22. Fuerza del gas a 2000RPM y 50% de carga

- Régimen: 3000 RPM / Carga: 50%

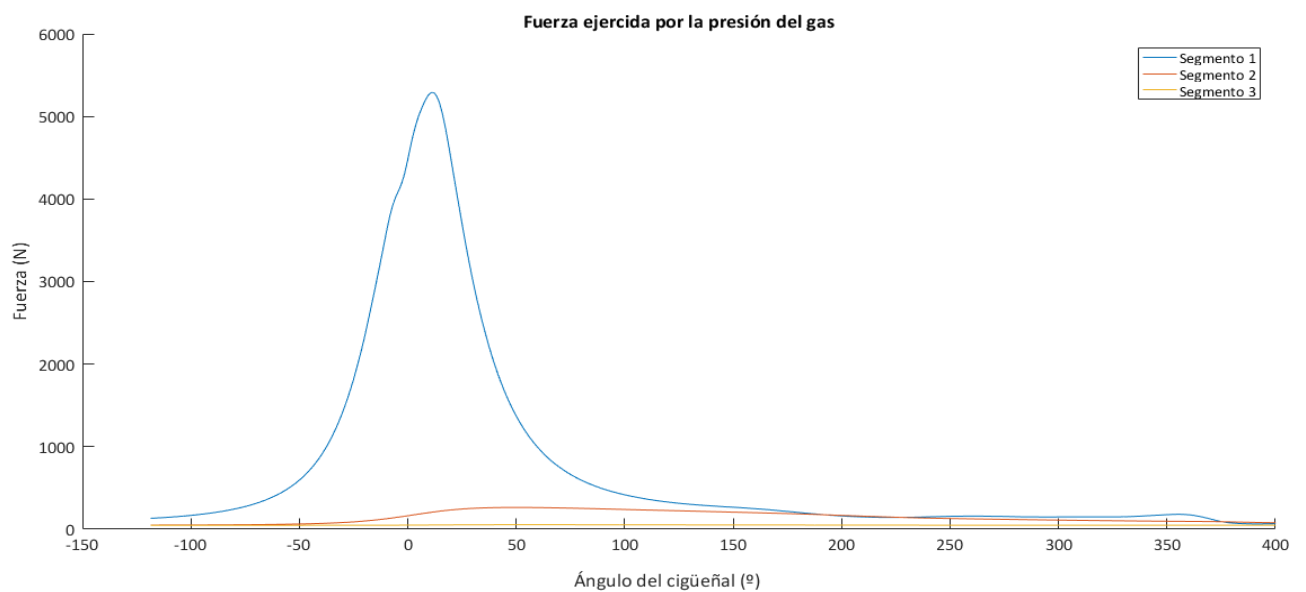


Figura 23. Fuerza del gas a 3000RPM y 50% de carga

En los tres casos se observa claramente que la fuerza en el primer segmento es muy superior al resto dada que la presión en cámara es muy superior a las presiones de los volúmenes 2 y 3 obtenidas por la metodología explicada anteriormente. En la Figura 24 se puede ver un ejemplo para dar un orden de magnitud de la diferencia tan grande entre las presiones:

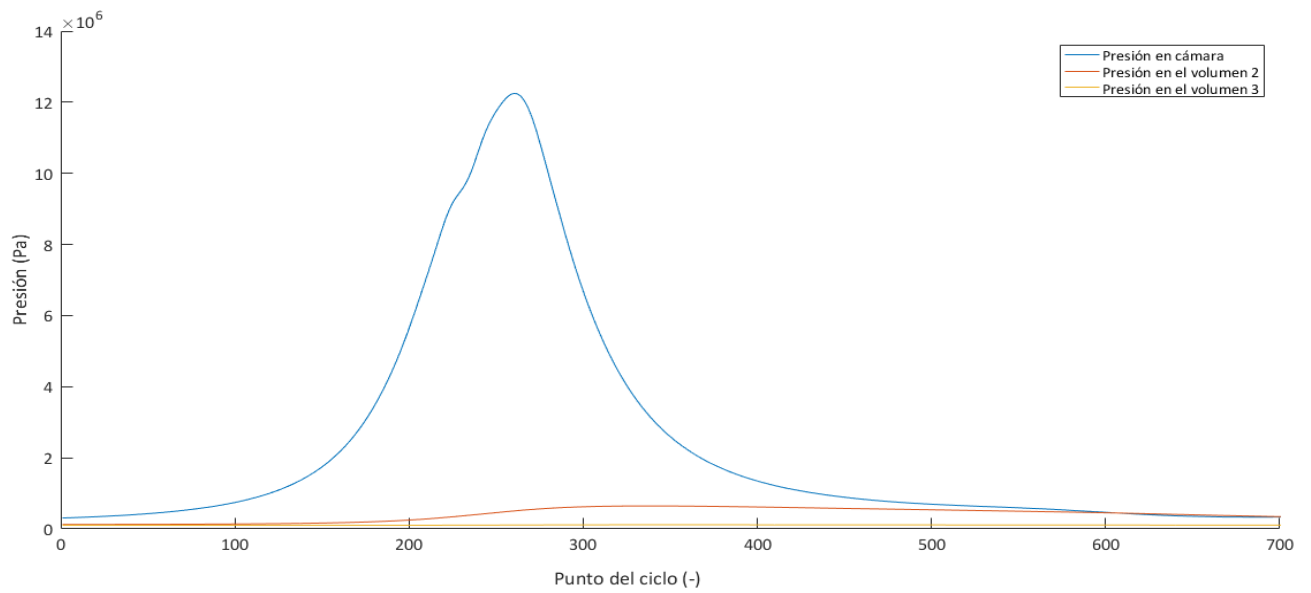


Figura 24. Presión en cámara vs presiones de Blow-By

Si se utiliza esta hipótesis y se ajusta el modelo matemático con los datos experimentales disponibles se obtiene un error cuadrático medio de 0.09. En la Figura 25 se puede ver la representación gráfica del ajuste realizado:

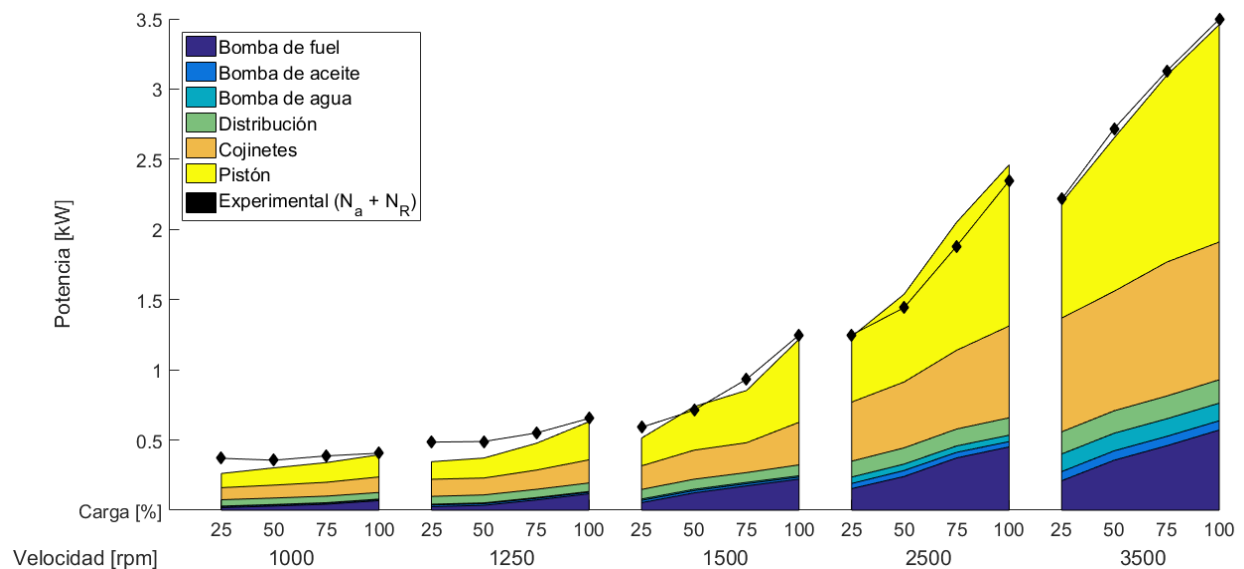


Figura 25. Ajuste RMSE 0.09

Es posible ver en la imagen que, aunque el error no es demasiado alto, el modelo no llega a seguir correctamente el comportamiento de las pérdidas en puntos de bajo régimen. Es de destacar que no solo el modelo suele subestimar las pérdidas punto a punto, si no que no consigue reproducir la tendencia del aumento de las pérdidas conforme se incrementa la carga del motor.

El modelo tiene mayor sensibilidad con la carga a bajo régimen que lo que se tiene en la realidad. El elemento más sensible al incremento de carga es el pistón puesto que a mayor carga las

presiones en cámara son cada vez más grandes. Es por tanto en este elemento donde se tiene que realizar una corrección del modelo.

Como se ha explicado anteriormente, la presión que se tiene en cuenta para el cálculo de la fuerza ejercida por el gas en cada segmento es la que ve su cara superior. Esta hipótesis de presión ha sido revisada durante este Trabajo Final de Máster y se ha llegado a la conclusión de que no tiene porqué ser cierta para todo régimen, si no que la sensibilidad de las pérdidas mecánicas con la carga varía a lo largo del campo de velocidades de giro del motor.

En primer lugar se evaluó una hipótesis en la que la presión que se tenía en cuenta para el cálculo de la fuerza del gas era la media aritmética de la presión aguas arriba y aguas debajo de cada segmento:

$$F_{g,s1} = \frac{P_{cámara} + P_{BB,2}}{2} \pi h_1 (D_{cil} - 2x_{a1}) \quad (4.21)$$

$$F_{g,s2} = \frac{P_{BB,2} + P_{BB,3}}{2} \pi h_2 (D_{cil} - 2x_{a2}) \quad (4.22)$$

$$F_{g,s3} = \frac{P_{BB,3} + P_{carter}}{2} \pi h_1 (D_{cil} - 2x_{a3}) \quad (4.23)$$

Esta hipótesis mejora el comportamiento a bajo régimen, pero también empeora a alto régimen a su misma medida, por lo que se ha llegado a la conclusión de que esta solución no es adecuada.

La hipótesis de presión que finalmente se ha adoptado tiene un coeficiente variable con el régimen, siendo máximo a bajo régimen para que el modelo pueda compensar su sensibilidad en esas velocidades. La expresión de dicho coeficiente es:

$$\begin{aligned} \text{Peso} &= 1 && \text{si } n < 900 \\ \text{Peso} &= -1.67 \cdot 10^{-11}n^3 + 2.5 \cdot 10^{-7}n^2 - 1.05 \cdot 10^{-3}n + 1.8125 && \text{si } n \in [900,3500] \\ \text{Peso} &= 0.462 && \text{si } n > 3500 \end{aligned} \quad (4.24)$$

Siendo n la velocidad de giro del cigüeñal en revoluciones por minuto.



Figura 26. Evolución del Peso en función del régimen de giro

Al mismo tiempo se ha modificado la asignación de presiones en cada volumen de tal manera que la fuerza ejercida por el gas se obtiene a partir de las expresiones siguientes:

$$F_{g,s1} = (Peso (P_{cámara} + P_{BB,2}) - P_{atm}) \pi h_1 (D_{cil} - 2x_{a1}) \quad (4.25)$$

$$F_{g,s2} = (Peso (P_{BB,2} + P_{BB,3}) - P_{atm}) \pi h_2 (D_{cil} - 2x_{a2}) \quad (4.26)$$

$$F_{g,s3} = (Peso (P_{BB,3} + P_{cárter}) - P_{atm}) \pi h_3 (D_{cil} - 2x_{a3}) \quad (4.27)$$

Nótese que, además de la corrección con el peso asignado, se ha descontado la presión atmosférica para trabajar con presiones relativas. Esta modificación del modelo asigna un peso variable según el régimen, lo que permite ajustarlo un poco más a la realidad. La mejora queda reflejada en la disminución del error cuadrático medio tras el ajuste del modelo, que ha descendido a 0.06. En la Figura 27 se puede ver cómo queda el ajuste tras esta modificación:

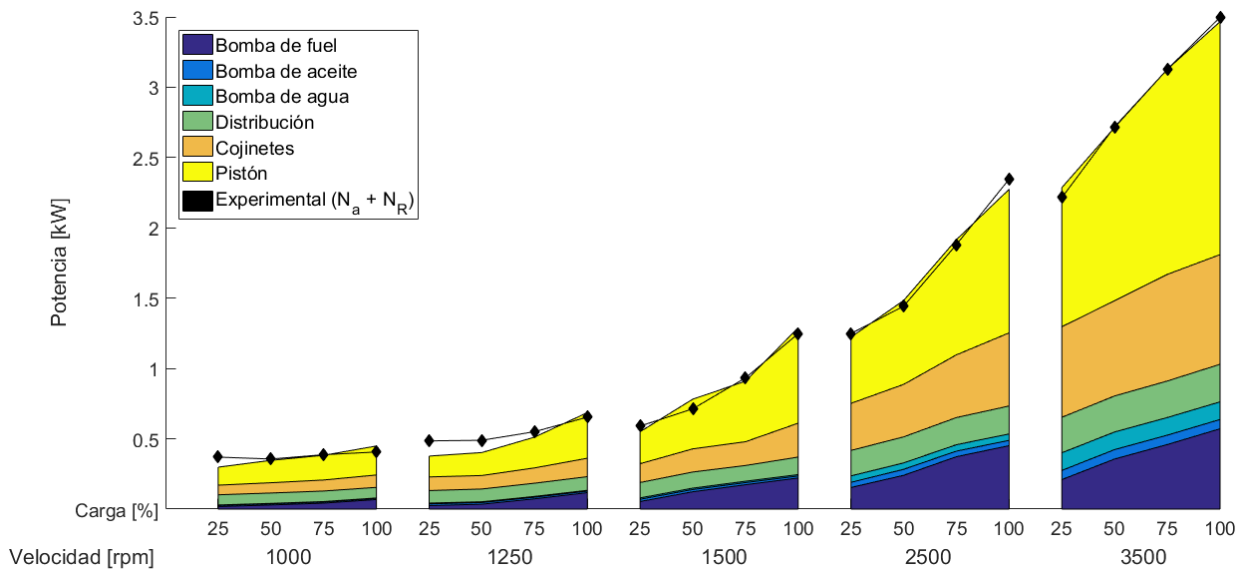


Figura 27. Ajuste RMSE 0.06

Se puede observar en la gráfica de la Figura 27 como el modelo ajusta mejor tanto los puntos de alto como de bajo régimen, aunque sigue sin corregir la diferencia de sensibilidades entre el modelo y el experimental. Para corregir dicha sensibilidad habría que introducir otros coeficientes correctores variables tanto con el régimen como con la carga a un nivel más interno del modelo. Esto es posible pero, además de aumentar la carga computacional del modelo, se ha de tener en cuenta que las medidas experimentales también tienen un error asociado o incertidumbre que puede variar de un experimento a otro. Por ello se decide incluir en el modelo la modificación del peso al nivel expuesto anteriormente.

4.2. OPTIMIZACIÓN MULTIVARIABLE DEL AJUSTE

Una vez se han modelado las pérdidas según el modelo expuesto en este trabajo es necesario realizar un ajuste final que consigue minimizar el error entre el modelo y la realidad. Para realizar el

ajuste es óptimo disponer de las medidas experimentales de un mapeo del motor. Esto quiere decir, que se haya hecho un barrido de regímenes y cargas tomando datos de cada punto al menos tres veces. Así se dispondría de datos experimentales para cualquier situación del motor que el modelo toma como valores de entrada para la parametrización de las pérdidas mecánicas en cada elemento.

Una vez se han obtenido las pérdidas en todo el mapa del motor es posible realizar un ajuste comparando el valor de presión media de pérdidas mecánicas experimental $PM_{pm}(i)$ con el valor modelado mediante la siguiente expresión:

$$PM_{pm}(i) = K_{pis}(i)PM_{pis}(i) + K_{coj}PM_{coj}(i) + K_{distr}PM_{distr}(i) + K_{aux}PM_{aux}(i) \quad (4.28)$$

Donde $K_{pis}(i)$ es la constante de ajuste del pistón para el ensayo i , K_{coj} es la constante de ajuste de los cojinetes, K_{distr} es la constante de ajuste del sistema de distribución de gases, K_{aux} es la constante de ajuste de los sistemas auxiliares y $PM_x(i)$ son las presiones medias de pérdidas mecánicas de cada elemento en el ensayo i .

Es necesario realizar tres consideraciones sobre estas constantes de ajuste:

- La constante de ajuste del pistón $K_{pis}(i)$ varía ensayo a ensayo según el régimen del mismo de acuerdo a la expresión:

$$K_{pis}(i) = K_{1,pis} + K_{2,pis} \omega(i) \quad (4.29)$$

Donde $K_{1,pis}$ y $K_{2,pis}$ son constantes de ajuste del pistón y $\omega(i)$ es la velocidad de giro del motor en el ensayo i . Esta expresión permite variar cómo se comporta el modelo del pistón conforme aumenta el régimen de giro del motor.

- Las constantes de cojinetes y distribución son invariables con el régimen.
- La constante de ajuste de los sistemas auxiliares tiene un valor de 1 ya que las pérdidas en estos elementos se obtiene mediante modelos conocidos más robustos y se tiene menos incertidumbre en el resultado arrojado por el mismo.

Para realizar el ajuste se va a minimizar el error cuadrático medio entre las presiones medias de pérdidas mecánicas obtenidas mediante los datos experimentales y las calculadas por el modelo. En el modelo de ajuste inicial se daba un valor a las constantes de cojinetes y distribución y se ajustaba la constante del pistón. Luego se comprobaba si los pesos de las pérdidas de cada elemento tenía sentido según la bibliografía consultada. Durante la realización de este Trabajo Final de Máster se ha diseñado una hoja de cálculo en Excel donde se permite un ajuste mucho más fino y fácil de ejecutar.

Una vez se ha ejecutado el código del modelo implementado en Matlab es posible exportar los resultados obtenidos a una hoja Excel con el siguiente formato:

	A	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
4				Volumen total	0,0004										
5	Velocidad motor (rpm)	PM _{exp} EXPERIMENTAL (bar)	Potencia EXPERIMENTAL (kW)	PM _m MODELADA (bar)	Potencia MODELADA (kW)	K _{viscos}		Potencia EXPERIMENTAL _m (k/w)		Potencia MODELADA _m (kW)		PMPF _{pistón} (bar)	PMPF _{cojinetes} (bar)	PMPF _{distribución} (bar)	PMP _{auxiliares} (bar)
6	999,8	1,134	0,378	0,883	0,234	1,856		0,370		0,238		0,2255	0,0412	0,0059	0,0884
7	1000,2	1,050	0,350	0,321	0,307	1,856		0,356		0,347		0,2478	0,0415	0,0059	0,0879
8	1000,2	1,144	0,381	0,881	0,293	1,856		0,387		0,383		0,2229	0,0418	0,0059	0,0883
9	999,7	1,085	0,361	1,010	0,336	1,856		0,406		0,449		0,2703	0,0443	0,0060	0,1220
10	1000,0	1,048	0,343	1,056	0,352	1,856		0,485		0,377		0,2381	0,0443	0,0060	0,1218
11	999,9	1,076	0,358	1,057	0,352	1,856		0,489		0,402		0,2380	0,0445	0,0060	0,1219
12	1000,7	1,152	0,384	1,153	0,384	1,856		0,550		0,512		0,3212	0,0476	0,0061	0,1609
13	1000,0	1,188	0,396	1,144	0,381	1,856		0,654		0,686		0,3158	0,0476	0,0061	0,1610
14	1000,4	1,142	0,381	1,147	0,382	1,856		0,590		0,550		0,3181	0,0475	0,0061	0,1607
15	1000,2	1,225	0,408	1,304	0,435	1,856		0,713		0,782		0,3476	0,0538	0,0062	0,2367
16	1000,0	1,237	0,402	1,365	0,455	1,856		0,833		0,908		0,3859	0,0533	0,0062	0,2367
17	999,8	1,226	0,408	1,370	0,456	1,856		1,248		1,290		0,3879	0,0530	0,0062	0,2385
18	1250,0	1,171	0,488	0,833	0,372	1,783		1,248		1,223		0,1936	0,0468	0,0058	0,1028
19	1249,9	1,162	0,484	0,929	0,387	1,783		1,443		1,484		0,2121	0,0472	0,0058	0,1028
20	1250,1	1,162	0,484	0,894	0,372	1,783		1,881		1,916		0,1931	0,0473	0,0058	0,1029
21	1250,1	1,175	0,489	0,963	0,401	1,783		2,347		2,274		0,2199	0,0460	0,0060	0,1247
22	1250,0	1,174	0,489	0,965	0,402	1,783		2,215		2,286		0,2198	0,0465	0,0059	0,1250
23	1250,0	1,176	0,490	0,969	0,404	1,783		2,719		2,714		0,2209	0,0469	0,0059	0,1261
24	1250,0	1,344	0,560	1,228	0,511	1,783		3,128		3,128		0,2343	0,0528	0,0062	0,2185
25	1249,9	1,309	0,545	1,230	0,512	1,783		3,497		3,466		0,2351	0,0529	0,0062	0,2164
26	1249,9	1,312	0,546	1,229	0,512	1,783						0,2341	0,0530	0,0062	0,2168
27	1250,0	1,594	0,660	1,674	0,697	1,783						0,4516	0,0637	0,0064	0,3204
28	1249,8	1,598	0,661	1,676	0,698	1,783						0,4525	0,0637	0,0064	0,3203
29	1250,1	1,539	0,641	1,595	0,664	1,783						0,4083	0,0635	0,0063	0,3202
30	1499,8	1,169	0,584	1,100	0,550	1,910						0,2383	0,0538	0,0060	0,1593
31	1500,5	1,180	0,590	1,100	0,550	1,910						0,2382	0,0539	0,0060	0,1591
32	1500,5	1,193	0,596	1,101	0,550	1,910						0,2381	0,0541	0,0060	0,1590
33	1500,3	1,398	0,699	1,565	0,782	1,910						0,3714	0,0663	0,0063	0,2381
34	1499,6	1,445	0,722	1,564	0,782	1,910						0,3702	0,0666	0,0063	0,2384
35	1500,1	1,437	0,718	1,564	0,782	1,910						0,3696	0,0668	0,0063	0,2383
36	1501,0	1,866	0,933	1,327	0,864	1,910						0,2753	0,0429	0,0052	0,3964
37	1500,1	1,887	0,943	2,067	1,033	1,910						0,5385	0,0814	0,0065	0,3969
38	1502,0	1,845	0,923	2,062	1,032	1,911						0,5373	0,0809	0,0065	0,3958
39	1496,9	2,369	1,181	2,595	1,269	1,908						0,7144	0,0977	0,0068	0,4904
40	1501,6	2,580	1,281	2,573	1,287	1,911						0,7056	0,0977	0,0068	0,4911
41	1501,6	2,580	1,281	2,588	1,295	1,911						0,7151	0,0974	0,0068	0,4911

Figura 28. Inserción de datos en hoja Excel de ajuste

Como puede verse en color verde en la imagen, desde MatLab se exportan las velocidades de giro del motor, los datos de presiones medias de pérdidas mecánicas experimentales y su potencia equivalente, el volumen de la cilindrada del motor y las presiones medias de pérdidas por fricción de los elementos básicos pistón, cojinetes, distribución y auxiliares. Las columnas marcadas en naranja son cálculos que se realizan en la misma hoja a partir de la información contenida en las celdas que continúan la misma hoja hacia la derecha y que pueden verse en la siguiente imagen:

	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	AB	
1									PESOS MEDIOS					CONDICIONES (TARAZA)			
2				K1pistón	K2pistón	K3cojinetes	K4cojinetes	K5cojinetes							MÍNIMO	MÁXIMO	
3				5,08E-04	4,9489	36,8474	1		PISTÓN	COJINETES	DISTRIBUCIÓN	AUXILIARES			30,000000	55,000000	
4									44,2874	22,7478	15,0000	17,9647			COJINETES	15,000000	30,000000
5				PMPF _{pistón} (bar)	PMPF _{cojinetes} (bar)	PMPF _{distribución} (bar)	PMP _{auxiliares} (bar)								VÁLVULAS	4,000000	15,000000
6				0,2255	0,0412	0,0059	0,0884								AUXILIARES	15,000000	40,000000
7				0,2478	0,0415	0,0059	0,0879										
8				0,2229	0,0418	0,0059	0,0883										
9				0,2703	0,0443	0,0060	0,1220										
10				0,2381	0,0443	0,0060	0,1218										
11				0,2380	0,0445	0,0060	0,1219										
12				0,3212	0,0476	0,0061	0,1609										
13				0,3158	0,0476	0,0061	0,1610										
14				0,3181	0,0475	0,0061	0,1607										
15				0,3476	0,0538	0,0062	0,2367										
16				0,3859	0,0533	0,0062	0,2367										
17				0,3879	0,0530	0,0062	0,2385										
18				0,1936	0,0468	0,0058	0,1028										
19				0,2121	0,0472	0,0058	0,1028										
20				0,1931	0,0473	0,0058	0,1029										
21				0,2199	0,0460	0,0060	0,1247										
22				0,2198	0,0465	0,0059	0,1250										
23				0,2209	0,0469	0,0059	0,1261										
24				0,2343	0,0528	0,0062	0,2185										
25				0,2351	0,0529	0,0062	0,2164										
26				0,2341	0,0530	0,0062	0,2168										
27				0,4516	0,0637	0,0064	0,3204										
28				0,4525	0,0637	0,0064	0,3203										
29				0,4083	0,0635	0,0063	0,3202										
30				0,2383	0,0538	0,0060	0,1593										
31				0,2382	0,0539	0,0060	0,1591										
32				0,2381	0,0541	0,0060	0,1590										
33				0,3714	0,0663	0,0063	0,2381										
34				0,3702	0,0666	0,0063	0,2384										
35				0,3696	0,0668	0,0063	0,2383										
36				0,2753	0,0429	0,0052	0,3964										
37				0,5385	0,0814	0,0065	0,3969										
38				0,5373	0,0809	0,0065	0,3958										
39				0,7144	0,0977	0,0068	0,4904										
40				0,7056	0,0977	0,0068	0,4911										
41				0,7151	0,0974	0,0068	0,4911										

Figura 29. Inserción de condiciones y cálculos de constantes

Para el cálculo de la constante del pistón se utilizan las constantes K1pistón y K2pistón que

introducen en el rango de celdas AA4:AB7. Estos pesos se utilizan como condicionantes para que el Solver de Excel pueda obtener una solución válida y dentro de lo esperado físicamente.

Así pues, para el ajuste de las pérdidas mecánicas solo es necesario ejecutar el Solver activando el método de resolución GRG Nonlinear, estableciendo como objetivo la minimización del error cuadrático medio (RMSE) de la celda S11, variando las celdas que contienen las constantes de ajuste y con las condiciones que se pueden ver en la Figura 30, que no son otras que los límites solicitados para los pesos de pérdidas de cada elemento.

Parámetros de Solver

Establecer objetivo:

Para: Máx Min Valor de:

Cambiando las celdas de variables:

Sujeto a las restricciones:

- $SU4 \leq SA54$
- $SU4 \geq AA4$
- $SV4 \leq AB5$
- $SV4 \geq AA5$
- $SW4 \leq AB6$
- $SW4 \geq AA6$
- $SX4 \leq AB7$
- $SX4 \geq AA7$

Convertir variables sin restricciones en no negativas

Método de resolución:

Método de resolución
Seleccione el motor GRG Nonlinear para problemas de Solver no lineales suavizados. Seleccione el motor LP Simplex para problemas de Solver lineales, y seleccione el motor Evolutionary para problemas de Solver no suavizados.

Ayuda Resolver Cerrar

Figura 30. Ventana de Solver

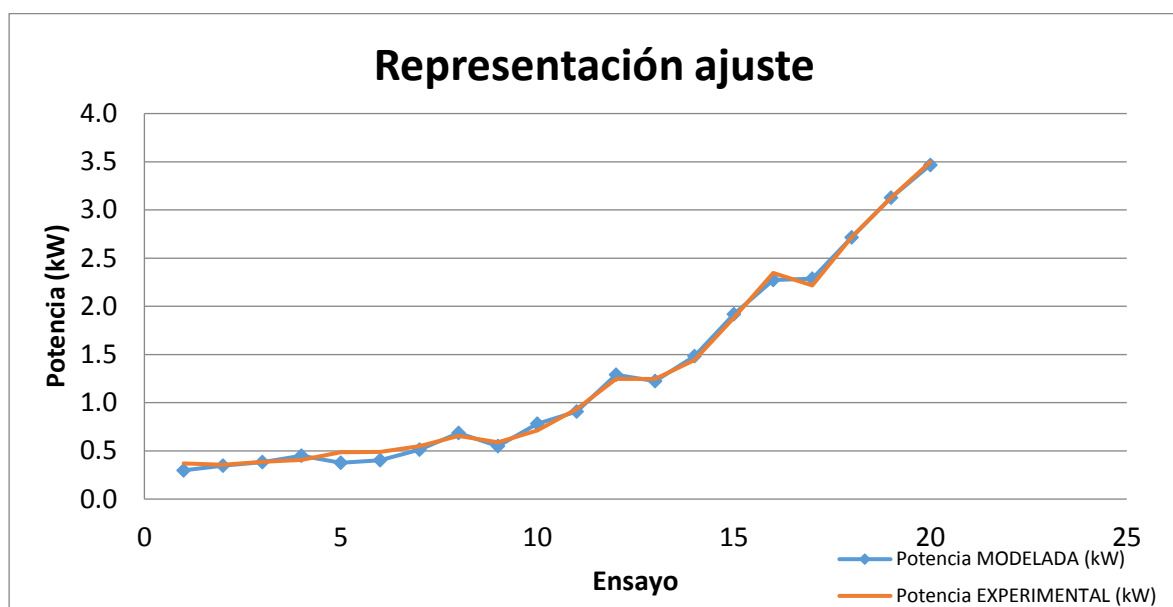


Figura 31. Representación del ajuste



Con los resultados obtenidos tras el cálculo es posible representar los resultados como se ve en la Figura 31.

La herramienta muestra también el cálculo actualizado del peso medio que tienen las pérdidas de cada elemento dentro del conjunto general. Este dato es muy importante ya que da información acerca de cómo se está realizando el ajuste y de si éste tiene sentido o no. En el caso de un motor cuyo sistema de distribución sea de rodillo en lugar de taqué plano se tendrá un peso en las pérdidas de este sistema bastante inferior.

El ajuste de pérdidas mecánicas es muy variable. Depende de muchos más factores que los que se tienen en cuenta en los modelos tales como el mismo proceso de producción del motor, que introduce nuevas incertidumbres en el modelo que son inviables tener en cuenta para cada caso. Por ello, esta herramienta ofrece la posibilidad de cambiar los ajustes de una manera mucho más rápida que mediante el código implementado en MatLab y con un coste computacional muy inferior.

5. RESULTADOS

En el siguiente apartado de la memoria se va a describir diferentes estudios que se realizaron durante el transcurso del Trabajo Final de Máster. Una vez listo el modelo se puso a prueba el mismo modificando varios datos de entrada tales como la temperatura del aceite del motor. A partir de los resultados obtenidos se han podido extraer algunas conclusiones interesantes para el estudio posterior de las pérdidas mecánicas.

También se ha podido extraer información acerca de los diferentes parámetros que arroja el modelo tras su ejecución en un motor policilíndrico. Para ello se han utilizado dos motores conocidos de 1600 cm³ y 4 cilindros pero de fabricantes distintos, que se denominarán como **Motor 1** y **Motor 2**.

Otro avance en la prueba del modelo ha sido su implementación en un simulador del motor completo donde el modelo tenía que irse ejecutando durante la duración completa de un ciclo de homologación WLTC.

5.1. ANÁLISIS DE LAS PÉRDIDAS EN EL MOTOR 2

En este apartado se va a mostrar cómo se ejecuta el modelo y cómo se realiza el ajuste de sus pérdidas mecánicas utilizando los datos experimentales del **Motor 2**, estudiado ampliamente durante la realización de este Trabajo Final de Máster.

El modelo de pérdidas mecánicas fue diseñado utilizando como base un motor distinto por lo que lanzarlo y depurarlo tomando como base un motor distinto no ha hecho sino reforzar el modelo y mostrar con mayor intensidad tanto sus fortalezas como sus debilidades.

En primer lugar el modelo carga los datos geométricos que se disponen. Estos datos son imprescindibles para que se ejecute correctamente. Muchos de ellos están disponibles si se consulta al fabricante del motor. En el caso de que no se disponga de algún dato existen aproximaciones en función del diámetro del cilindro. También se carga la información acerca del perfil del levantamiento de válvulas y los valores de las constantes utilizadas para los modelos de elementos auxiliares (bomba de combustible, de refrigerante y de lubricante) que se puede ver en el apartado 3.4.

También se cargan los valores medios de temperaturas y presiones ambiente, de admisión y de escape; presiones indicadas, presiones efectivas y de bombeo; datos de inyección como el gasto másico de combustible o la presión del common-rail; el caudal de Blow-By y su coeficiente de descarga calculado por la herramienta Calmec; temperaturas de cilindro, pistón y culata y velocidad de giro del motor. Se carga para cada uno de los cilindros del motor ya que aunque hay valores iguales como la presión de admisión o la de escape, hay otros que pueden ser diferentes para cada uno como el caudal de Blow-By.

La última fuente de datos que utiliza el modelo es la del perfil de presiones instantáneas en cámara durante el ciclo completo y la de temperatura en cámara instantánea durante el ciclo cerrado. Estos valores se encuentran dentro de ficheros independientes y hay un par de cada uno por cilindro y ensayo.

Antes de empezar con el cálculo del modelo el código realiza una serie de adecuaciones de datos para que se pueda utilizar el modelo en el mayor número de situaciones posible. Por ejemplo, se ha introducido un algoritmo que reordena el vector de presiones en cámara con el fin de que

siempre se pueda encontrar los puntos de Retraso de Cierre de Admisión (RCA) y el de Avance de Apertura de Escape (AAE) aunque se haya iniciado la medición en un ángulo distinto a 0° . Tras tener todos los datos a punto el modelo empieza con el cálculo propiamente dicho.

El primer submodelo que se aborda es el de Blow-By, donde se calculan las presiones en los volúmenes 2 y 3 tal y como se ha explicado en el apartado 4.

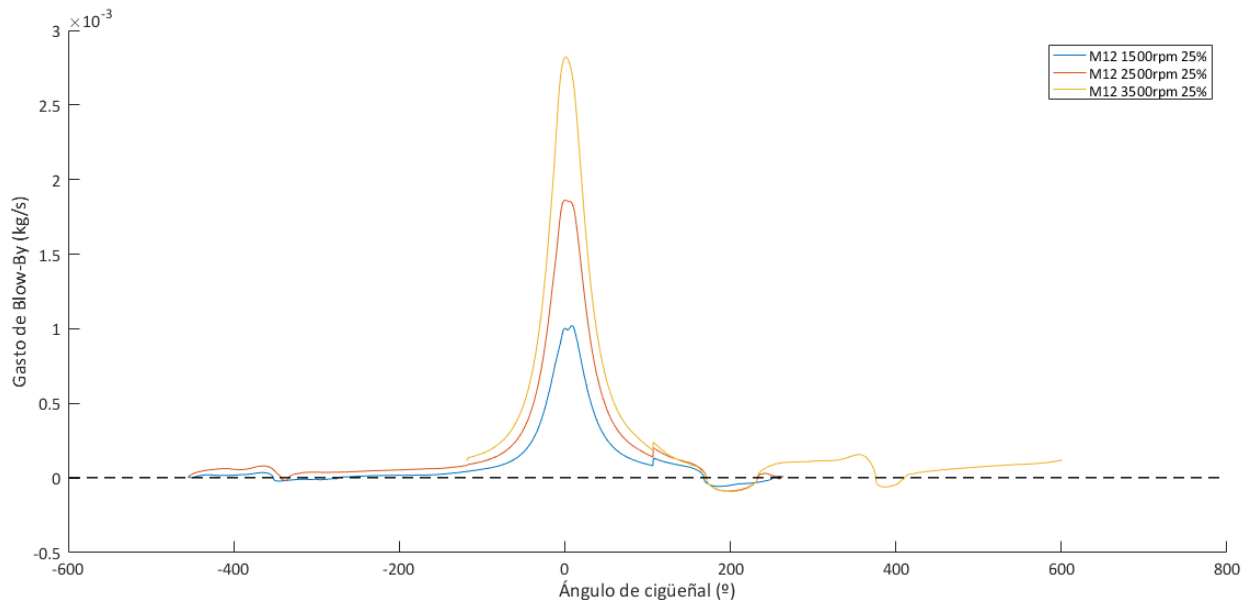


Figura 32. Gasto de Blow-By desde la cámara al primer volumen

En la Figura 32 se puede observar el perfil del gasto de Blow-By de gas que fuga desde la cámara al primer volumen del modelo. Queda a la vista que el mayor gasto se sitúa en el punto muerto superior y que el gasto aumenta conforme la velocidad del motor es mayor, lo cual entra dentro de lo previsible. La gráfica muestra un área en la que el gasto se hace negativo; es lo que se conoce como Blow-Back, y se define como una fuga en el sentido opuesto al explicado, es decir, en este caso el gas vuelve desde el volumen 1 hasta la cámara de combustión. Este fenómeno se da en un porcentaje muy bajo del ciclo, pero también se tiene en cuenta en el modelo para el cálculo de pérdidas.

El modelo pasa a continuación a realizar tanto los cálculos cinemáticos como los dinámicos de los submodelos, ya sea el modelo cinemático del pistón y la biela o el cálculo de fuerzas en muñequillas y bulones de biela del cigüeñal. El cálculo detallado se explica en el ANEXO 8.2.

PISTÓN

Una vez se disponen de todos los datos geométricos, de variables medias e instantáneas, cinemáticos y dinámicos y se ha calculado todo lo referente al Blow-By, se ejecuta el submodelo correspondiente a las pérdidas en el pistón. Este submodelo analiza en qué modo de fricción se encuentra el contacto entre los segmentos y la falda con la camisa del cilindro, asignando un valor de factor de fricción que se utilizará para el cálculo de las pérdidas tal y como se explica en el apartado 3.1.

En el **Motor 2** se obtiene unas pérdidas que siguen el perfil de la Figura 33. Es posible identificar los diversos puntos del ciclo de combustión, sobre todo el punto muerto superior donde las pérdidas se hacen 0 al estar el pistón parado y pasan a ser máximas al alcanzar el pistón la velocidad máxima en tan solo 20° de giro del cigüeñal. Es posible incluso detectar en qué punto del ciclo cerrado se abren válvulas ya que la tendencia de las pérdidas cambia bruscamente sobre todo cuando el modelo se encuentra en el punto de 3500 RPM, tanto en la carrera de compresión como en la de expansión.

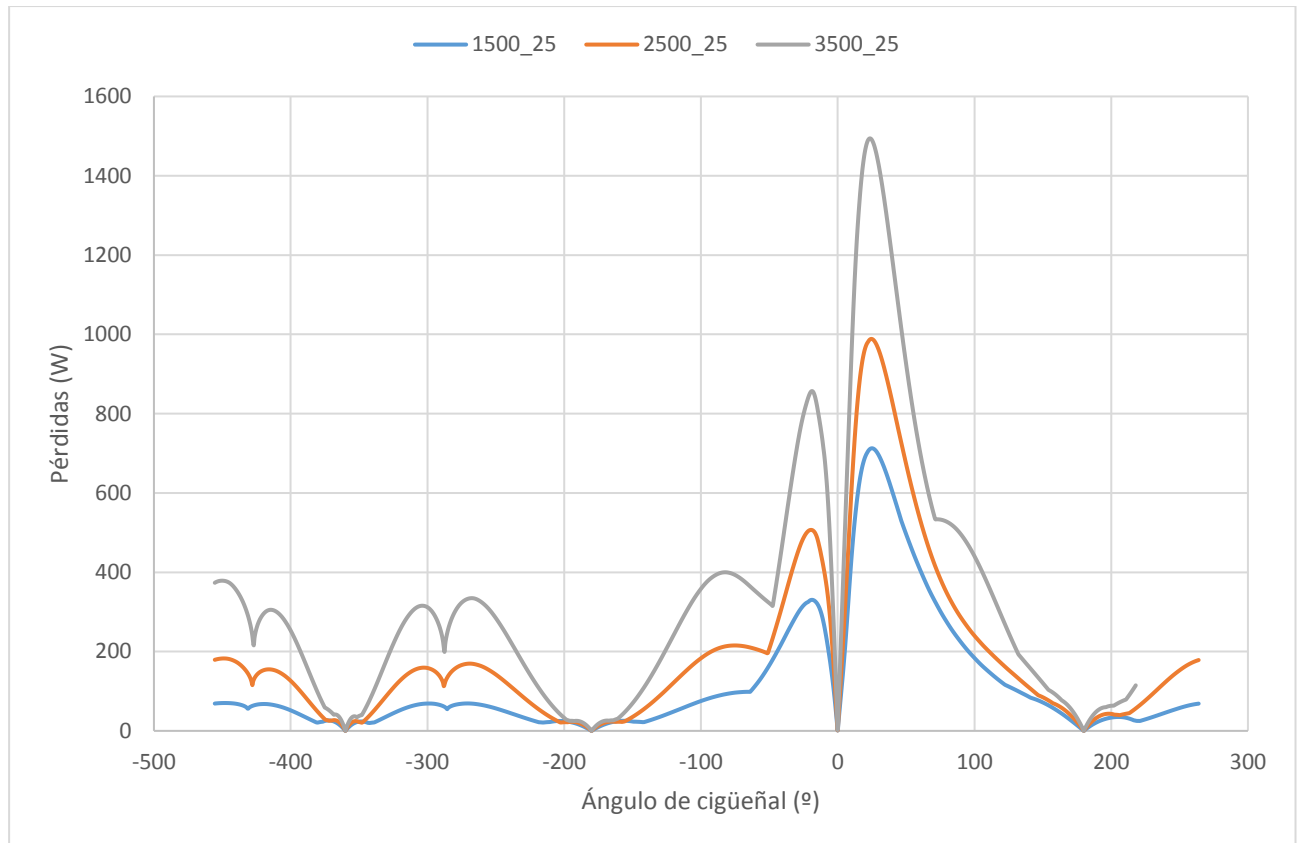


Figura 33. Pérdidas en pistón

COJINETES

El cálculo de las pérdidas en los cojinetes es el siguiente en ser ejecutado tras el pistón. En este caso el cálculo se realiza diferenciando los cojinetes del bulón de la biela con los de bancada ya que suelen tener dimensiones distintas.

En los resultados arrojados por el modelo para el **Motor 2** es posible comprobar, en la Figura 34, como las pérdidas se hacen máximas cuatro veces por ciclo como corresponde a un motor de cuatro cilindros, donde cada uno alcanza su esfuerzo máximo en un momento determinado.

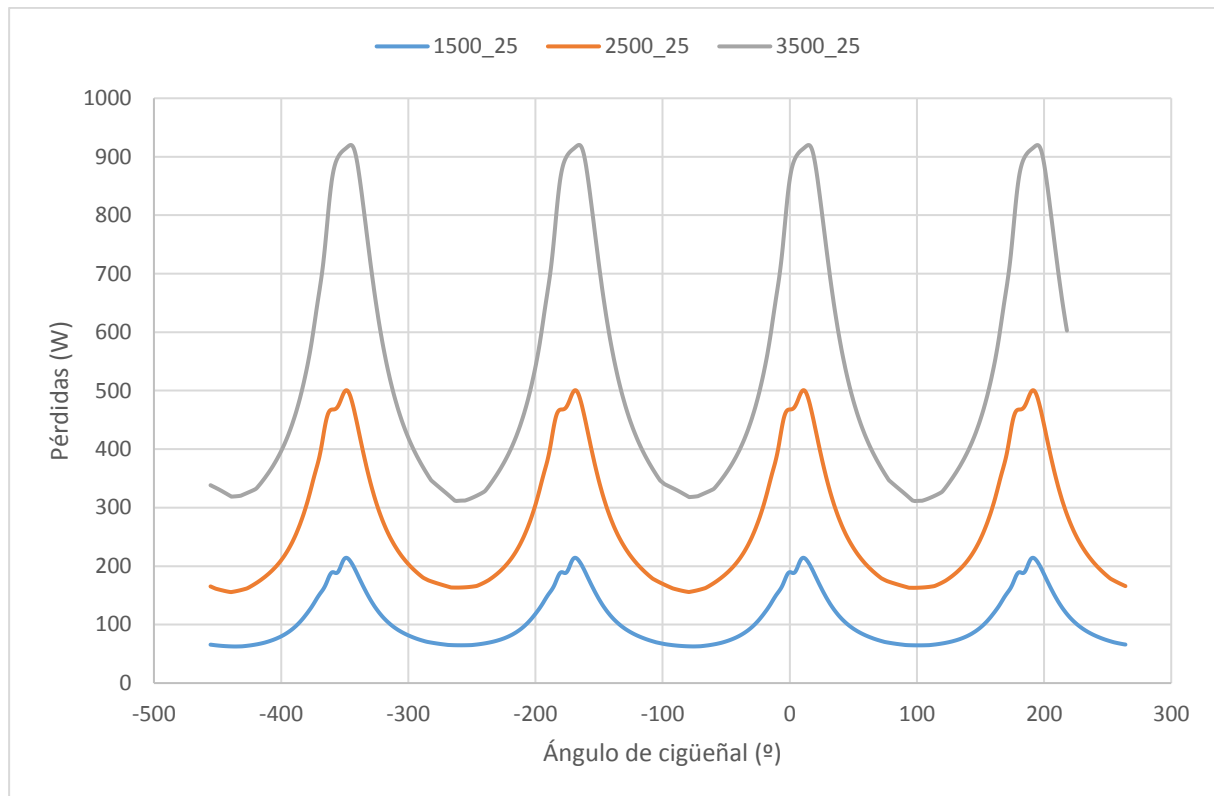


Figura 34. Pérdidas en cojinetes

Aunque el cálculo se realiza por cilindro, el código calcula las pérdidas de los cojinetes de los cuatro cilindros a la vez, de ahí que en la Figura 44 se vean cuatro máximos. Para mejoras futuras sería necesario independizar el cálculo de los cojinetes del cálculo de cada cilindro. Esta modificación se ha adoptado en la versión del modelo adaptada para funcionar como submodelo del simulador VEMOD, del cual se hablará en el apartado 5.3.

DISTRIBUCIÓN

En primer lugar es necesario mencionar que el **Motor 2** tiene una distribución con seguidor de tipo rodillo. Este detalle es importante a la hora de asignar pesos a la hora del ajuste ya que un sistema de leva-rodillo siempre va a tener pérdidas menores que un taqué plano.

El cálculo del submodelo de la distribución de gases comprende tres fases. En la primera se utiliza los datos del levantamiento de las válvulas para obtener sus derivadas primera y segunda que se utilizarán después para resolver el problema cinemático. En la Figura 35 se tiene la representación del perfil de levantamiento de válvulas y en la Figura 46 la de sus derivadas

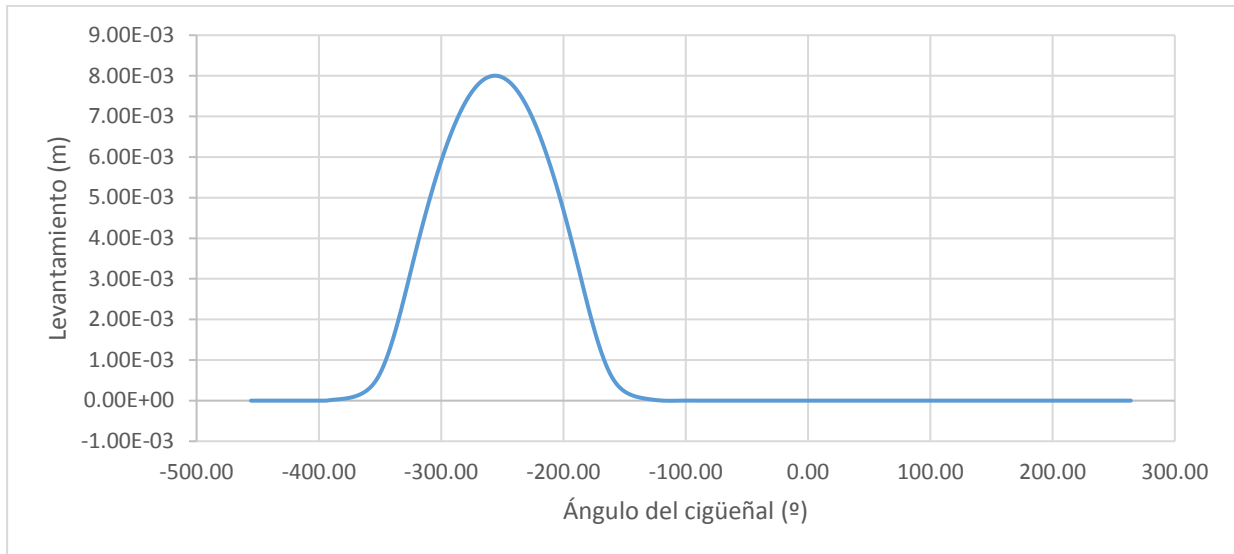


Figura 35. Levantamiento de válvula de admisión



Figura 36. Derivadas del levantamiento de la válvula de admisión

En la Figura 36 se puede ver como la segunda derivada tiene una desviación muy pronunciada en el inicio del levantamiento. Estos puntos anormales aparecen debido al cálculo numérico de la derivada, que utiliza los resultados de la primera derivada para obtener la segunda. Los valores que comprenden la primera derivada tienen pequeñas desviaciones que provocan divergencias locales en la segunda. Este ha sido uno de los problemas que se han solucionado en la adaptación del modelo final, suavizando el cálculo.

El siguiente paso del submodelo de la distribución es el cálculo del problema cinemático, donde se obtendrán las velocidades y aceleraciones necesarias para hallar las fuerzas de fricción tanto de contorno como de asperezas que servirán para calcular la potencia perdida.

En la Figura 47 se tiene la representación de las pérdidas en el sistema de distribución de gases. Las irregularidades que se pueden observar en la Figura 37 son debidas a la parametrización de los modelos. Este es un problema constante en el cálculo del modelo de distribución de gases, para mostrar resultados se implementa una serie de limitaciones en al modelo para evitar que los resultados salgan falseados en las zonas más problemáticas. Es importante el detalle que las válvulas de escape suelen tener mayores pérdidas debido a que la presión de los gases de escape es mayor y el rozamiento de la leva con el rodillo también es mayor.

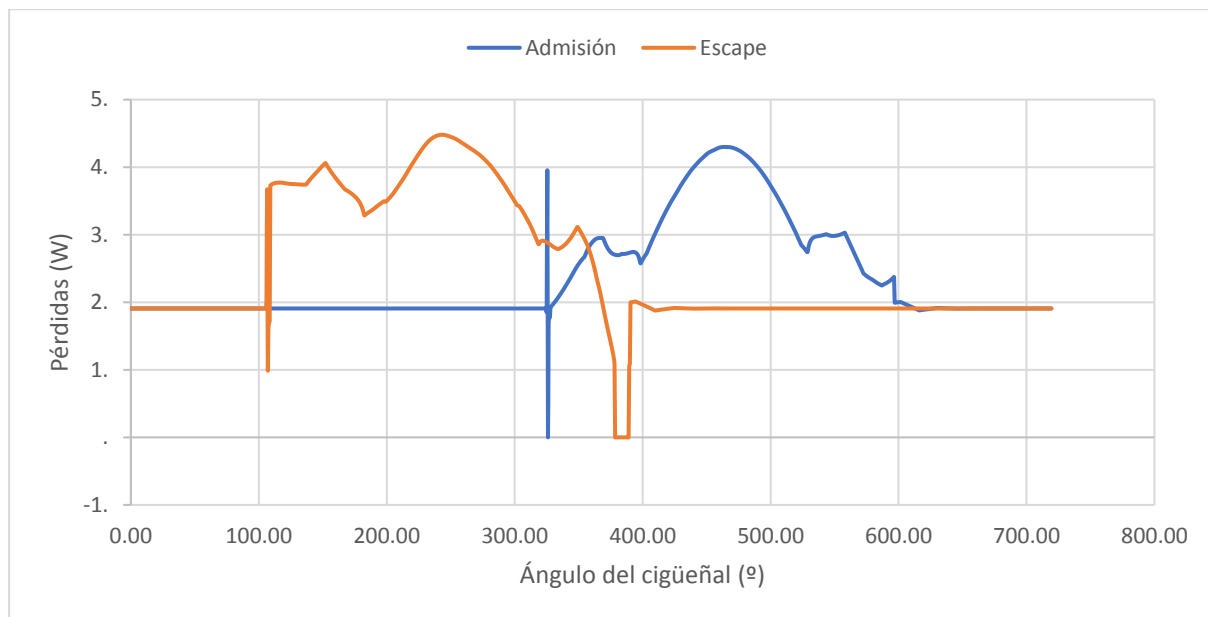


Figura 37. Pérdidas en las válvulas

AJUSTE

El cálculo del modelo de pérdidas mecánicas se realiza para cada cilindro y para todos los ensayos del mapa. Los resultados de todos los cilindros se combinan mediante la media aritmética de los mismos. Con ello se pretende suavizar las pérdidas y que el cálculo del ajuste posterior sea más sencillo.

Las pérdidas del mapa del **Motor 2** quedan reflejadas en la Figura 38. Se separan por elementos y se comparan frente a los valores obtenidos experimentalmente. Está claro que el modelo no representa más que la tendencia de las pérdidas, pero subestima enormemente las pérdidas en todos los elementos. El error cuadrático medio es de 0.929. En la Figura 39 se representa el peso que tiene cada elemento dentro de las pérdidas totales para cada ensayo. Los valores medios de pesos aparecen en la Tabla 4, donde queda en evidencia la necesidad de un ajuste total de las pérdidas que lleve los modelos lo más cerca posible de la realidad respetando los pesos que establece la bibliografía [4]

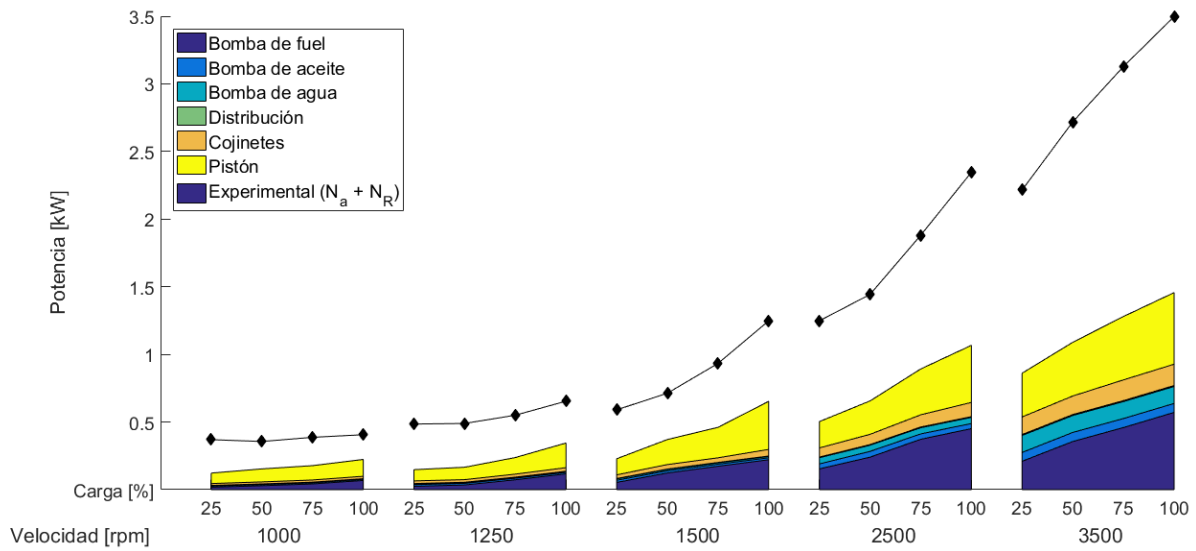


Figura 38. Pérdidas antes de ajustar R9M

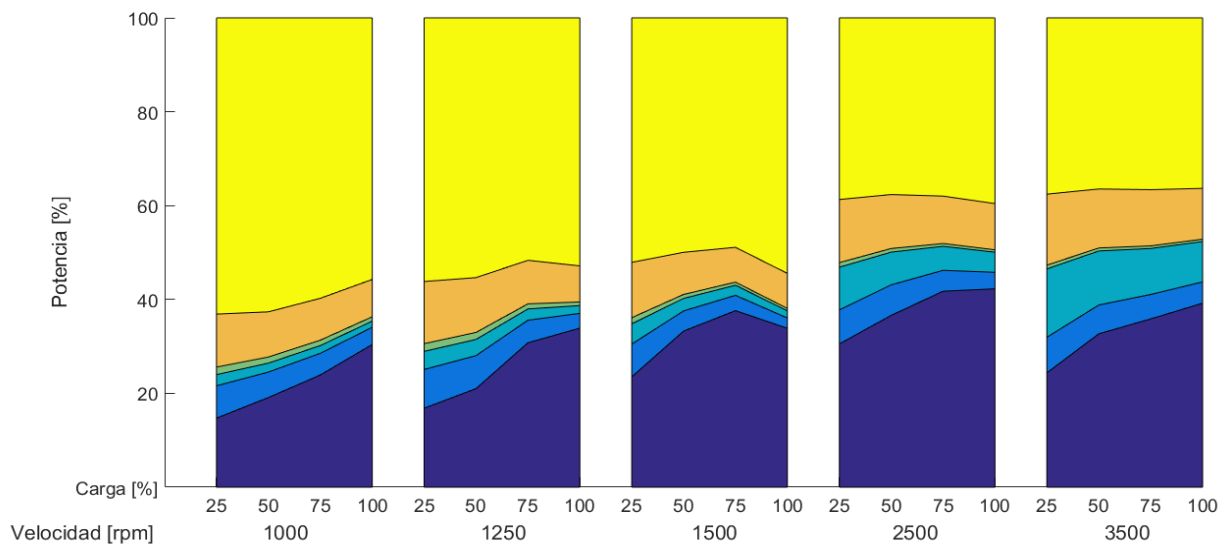


Figura 39. Pesos de cada elemento antes de ajustar

PESOS MEDIOS			
PISTÓN (%)	COJINETES (%)	DISTRIBUCIÓN (%)	AUXILIARES (%)
48.11	10.53	0.93	40.42

Tabla 3. Pesos medios antes de ajustar

Para realizar el ajuste de pérdidas mecánicas se va a utilizar la herramienta desarrollada en Excel ya que, como se explica en el apartado 4, permite al investigador mucha mayor flexibilidad a la hora de comprender y ajustar los modelos.

Las condiciones de entrada del modelo son las siguientes:

Z	AA	AB
	CONDICIONES (TARAZA)	
	MÍNIMO	MÁXIMO
PISTÓN	30.000000	55.000000
COJINETES	15.000000	30.000000
VÁLVULAS	4.000000	10.000000
AUXILIARES	15.000000	40.000000

Figura 40. Restricciones de movimiento del modelo

Los elementos con mayor posibilidad de cambio son el pistón debido a su enorme sensibilidad con la carga y a pequeñas desviaciones geométricas en su construcción; y los sistemas auxiliares que debido a la alta robustez de su modelo se puede asumir que su peso total varíe a costa de mejorar los demás; los cojinetes se podrán mover entre un 15% y un 30% del peso total ya que su modelización también es bastante más robusta que la de los demás elementos; y el ajuste del sistema de distribución (marcado como VÁLVULAS) estará entre el 4% y el 10% ya que se trata de un motor con sistema de rodillo, si se tratara de un motor de taqué plano sería más correcto que el rango de pesos estuviera más alto, entre un 10% y un 20%.

Una vez realizado todo el procedimiento descrito en el apartado 4 se lanza la herramienta Solver buscando minimizar el error cuadrático medio.

Los resultados arrojados por Solver se pueden ver en la Figura 41.

K1 pistón	K2 pistón	K3 cojinete	K4 valvular	K5 auxiliar
1.1265	5.57E-04	5.5998	23.9434	1

Figura 41. Resultados Solver

Tras lanzar la optimización multivariable se reduce el error desde 0.929 hasta 0.068

Error cuadrático medio (RMSE)	
(exp-mod) ²	RMSE
0.008316008	0.068162133

Figura 42. RMSE tras ajuste

Los valores de las constantes obtenidas se introducen en el archivo de entrada de datos del modelo de pérdidas de MatLab y los resultados que se obtienen se pueden ver en la Figura 43 y 44.

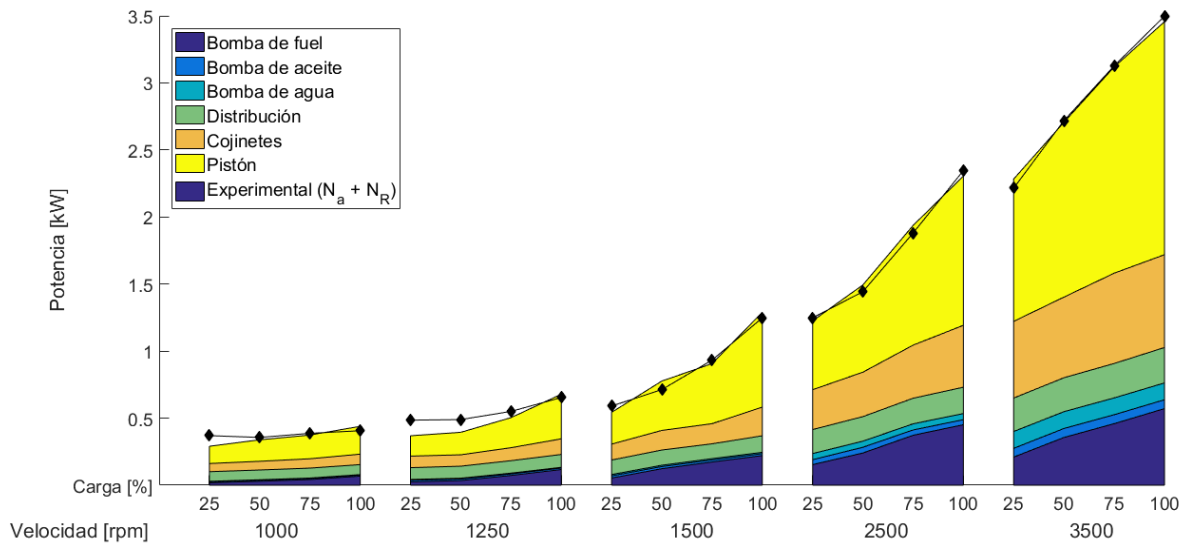


Figura 43. Pérdidas después de ajustar R9M

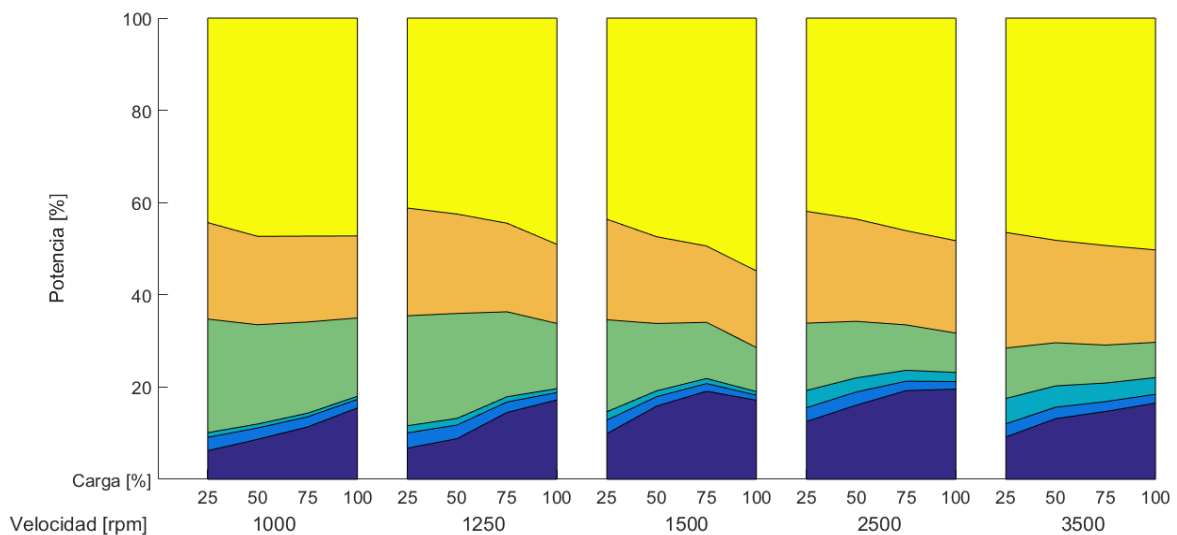


Figura 44. Pesos de cada elemento después de ajustar

Tras el ajuste se consigue que el modelo siga a los datos experimentales de una manera mucho más fiel. Además se han mejorado los pesos de cada elemento, proporcionando unos valores medios que se pueden ver en la Figura 45.

PESOS MEDIOS			
PISTÓN	COJINETES	DISTRIBUCIÓN	AUXILIARES
45.7519	26.1026	10.0000	18.1455

Figura 45. Pesos medios tras ajuste

Así se puede comprobar como el sistema de distribución está al límite de la región que se le ha acotado. Este acercamiento al límite impuesto puede indicar que las pérdidas aún son mayores, algo que evidencia algún defecto en el sistema de distribución ya sea por desgaste o mal funcionamiento.

El resto de los elementos sí que están dentro de sus rangos, por lo que se asume que el ajuste está optimizado.

5.2. ESTUDIO PARAMÉTRICO EN ESTACIONARIO

5.2.1. EFECTO DE LA TEMPERATURA DEL ACEITE

El primer efecto que se comprobó es la temperatura del aceite. Este parámetro es el que define la viscosidad que va a tener el lubricante y, por tanto, marca el esfuerzo de corte que hay que realizar para que las piezas deslicen entre sí. También es un parámetro fundamental para definir el número de Sommerfeld de acuerdo a la expresión 2.1. Este número es el que indica en qué régimen de lubricación se encuentra el contacto.

Para realizar el estudio se utilizaron datos experimentales de ensayos del **Motor 1**. Se obtuvieron las pérdidas mecánicas a la temperatura de aceite experimental y luego se volvió a lanzar el modelo sumando 20°C a la temperatura del lubricante.

En la Tabla 3 puede verse que las mayores variaciones se obtienen en los sistemas de distribución de gases y en el pistón, seguidos por los cojinetes. No obstante se da un fenómeno de cancelación de variaciones ya que, aunque la fricción en el contacto entre la leva y el taqué disminuye, en el pistón aumenta en su misma medida, teniendo al final unos valores similares de pérdidas totales.

Carga (%)		25		50		75		100	
		Toil	Toil+20	Toil	Toil+20	Toil	Toil+20	Toil	Toil+20
1000	Auxiliares	0.05	0.05	0.07	0.07	0.10	0.10	0.14	0.14
	Cojinetes	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.01
	Distribución	0.05	0.03	0.05	0.03	0.05	0.03	0.05	0.03
	Pistón	0.18	0.21	0.22	0.24	0.25	0.26	0.28	0.29
	Total	0.29	0.30	0.35	0.36	0.41	0.41	0.48	0.48
2000	Auxiliares	0.14	0.14	0.19	0.19	0.27	0.27	0.31	0.31
	Cojinetes	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04	0.03	0.04	0.04
	Distribución	0.10	0.07	0.10	0.07	0.10	0.07	0.10	0.07
	Pistón	0.39	0.43	0.50	0.54	0.63	0.66	0.71	0.74
	Total	0.65	0.66	0.82	0.83	1.04	1.04	1.16	1.15
3000	Auxiliares	0.26	0.26	0.35	0.35	0.44	0.44	0.52	0.52
	Cojinetes	0.05	0.04	0.06	0.05	0.07	0.06	0.07	0.07
	Distribución	0.20	0.13	0.20	0.14	0.20	0.13	0.18	0.12
	Pistón	0.77	0.79	0.96	0.99	1.13	1.19	1.31	1.41
	Total	1.27	1.22	1.57	1.53	1.82	1.82	2.08	2.11
4000	Auxiliares	0.40	0.40	0.48	0.48	0.60	0.60	0.68	0.68
	Cojinetes	0.08	0.07	0.09	0.08	0.10	0.09	0.10	0.10
	Distribución	0.32	0.21	0.31	0.21	0.26	0.18	0.25	0.17
	Pistón	1.40	1.35	1.59	1.58	1.83	1.97	2.04	2.24
	Total	2.20	2.03	2.47	2.35	2.79	2.83	3.07	3.18

Tabla 4. Variación de parámetros tras aumento de la temperatura del aceite

En las Figuras 46, 47 y 48 se puede comprobar las tendencias de las pérdidas mecánicas con la variación de la carga en los dos sistemas de mayor cambio:

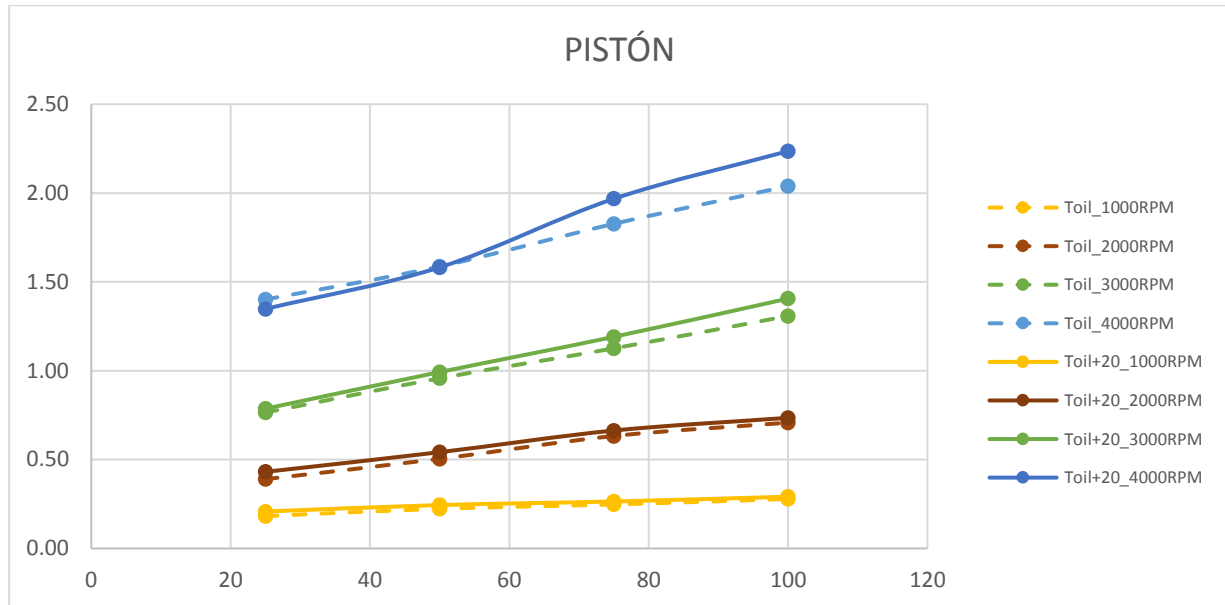


Figura 46. Variación pérdidas en pistón

El aumento de pérdidas en el pistón se explica por el aumento del coeficiente de fricción. En la Figura 3 se puede observar como el pistón suele encontrarse en la zona mixta de lubricación. Si aumenta la temperatura disminuye la viscosidad y bajara el número de Sommerfeld, lo que hará que el tipo de contacto se acerque más hacia la zona de fricción límite y, por tanto, aumente el factor de fricción y las pérdidas.

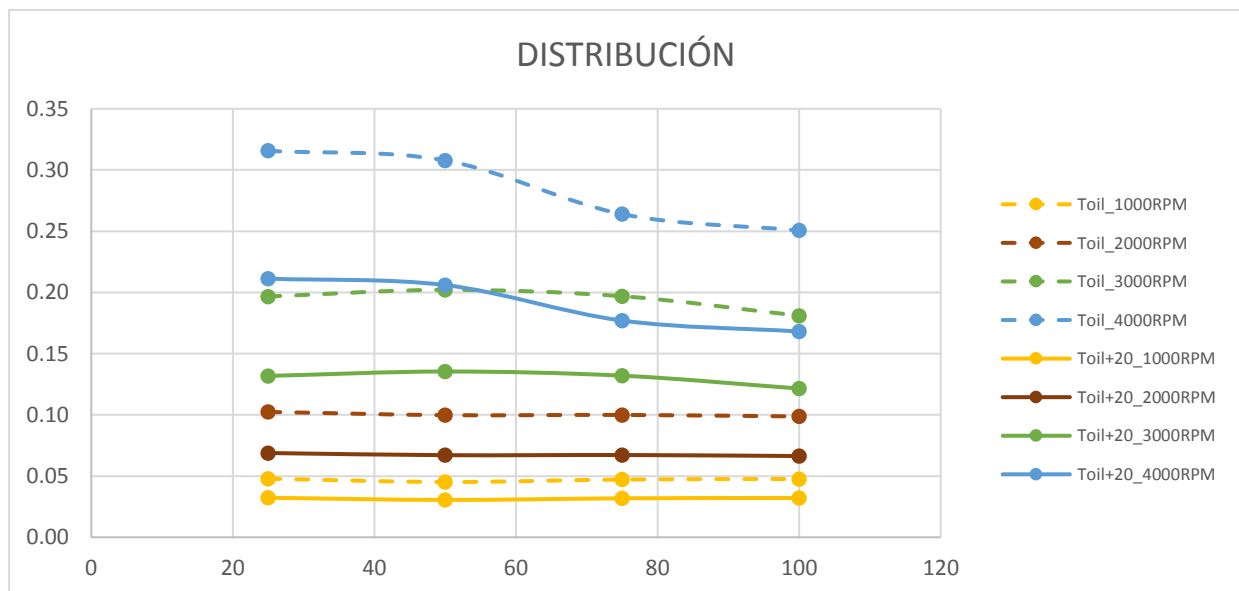


Figura 47. Variación pérdidas en distribución

En la distribución se tiene un efecto contrario, el análisis demuestra que al aumentar la temperatura disminuyen las pérdidas, por lo que aunque la fricción en el contacto entre la válvula y el taqué es de tipo elastohidrodinámico, el aumento de temperatura hace que la viscosidad acabe

bajando, y al bajar el número de Sommerfeld el contacto se mueve hacia el mínimo del coeficiente de fricción asemejándose al comportamiento hidrodinámico y, por tanto, las pérdidas disminuyen.

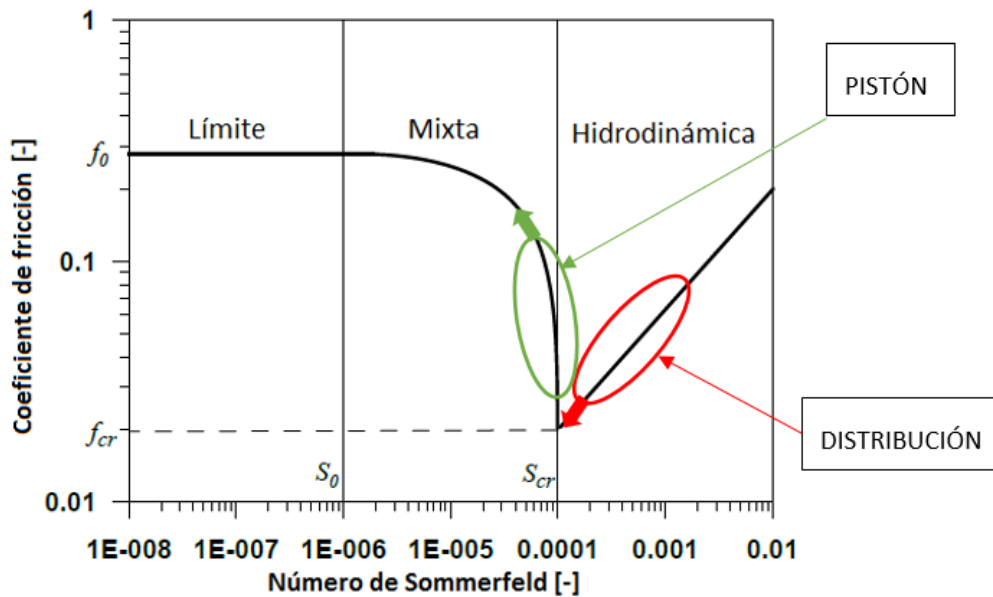


Figura 48. Variación del factor de fricción con la temperatura

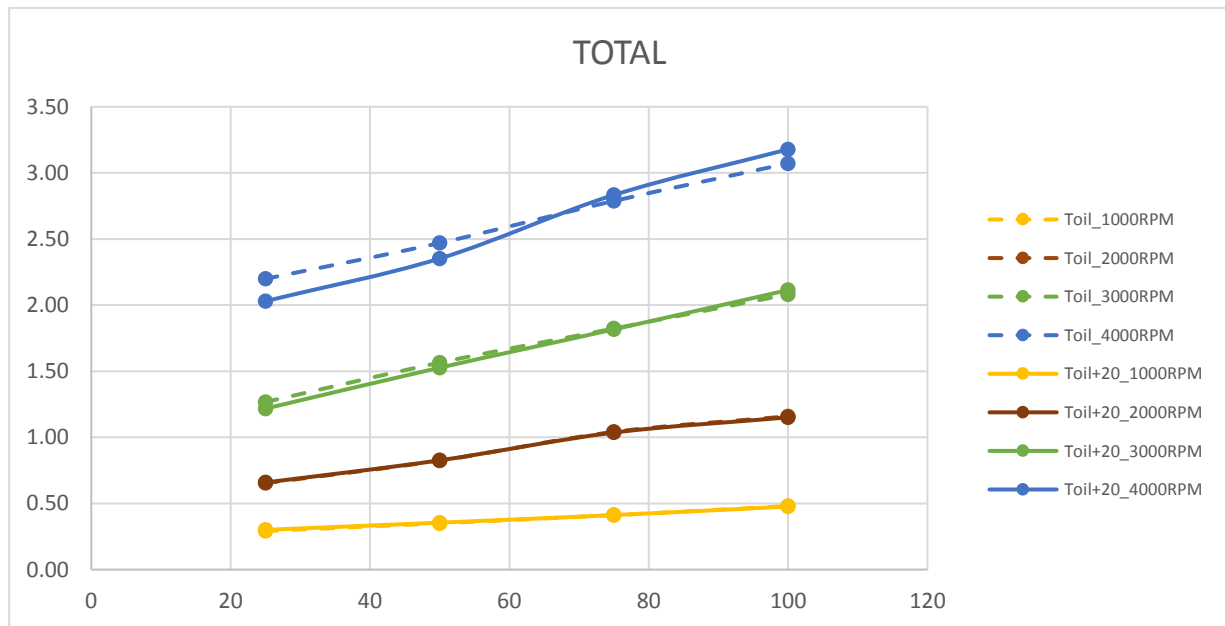


Figura 49. Variación pérdidas totales

Queda representado en la Figura 49 como la variación de pérdidas mecánicas en ambos sistemas se compensa y apenas representan un cambio significativo a bajos regímenes. Cuando el motor alcanza altas revoluciones y altas cargas el comportamiento del pistón se aleja de la linealidad cuando la temperatura del aceite es superior, pero no deja de ser un hecho que no reviste demasiada importancia ya que la variación no es demasiado grande y esos puntos del mapa motor rara vez se alcanzan en un uso normal del vehículo.

Este estudio se ha realizado de igual manera para un motor monocilíndrico obteniéndose los mismos resultados.

5.3. APLICACIÓN EN CICLOS NO ESTACIONARIOS (CICLO WLTC)

El modelo de pérdidas mecánicas analizado en este Trabajo Final de Máster fue concebido en código MatLab para resolver el problema de potencia perdida por fricción en condiciones estacionarias, es decir, los ensayos que son tomados como entrada de datos se realizan cuando el motor ha alcanzado un régimen y carga conocida y estable.

Durante la realización de este Trabajo se ha implementado el código en el seno de un simulador del motor completo, funcionando como submodelo del mismo. Este simulador, conocido por el nombre VEMOD (Virtual Engine MODel), funciona actualmente a una velocidad 10 veces inferior a la real, y va lanzando datos que el modelo de pérdidas mecánicas utiliza para ejecutarse al mismo nivel de velocidad. Para alcanzar tal fluidez de cálculo se han implementado mejoras como las siguientes:

- Se ha independizado las pérdidas de los elementos considerados dependientes del cálculo del cilindro (pistón, cojinetes de biela y distribución) con los considerados dependientes del cálculo del bloque (cojinetes de bancada)
- Se ha separado los cálculos que se pueden realizar ciclo a ciclo como la simulación de los elementos auxiliares del motor de los cálculos que se deben realizar de manera continua como las pérdidas en los elementos del cilindro o las de los cojinetes de bancada.
- El modelo de Blow-By se calcula fuera del submodelo de pérdidas mecánicas, incluyéndolo en un submodelo de gases.

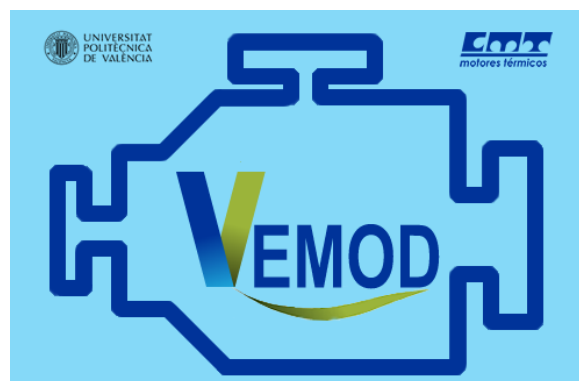


Figura 50. Logotipo de VEMOD

El modelo VEMOD, que está programado en lenguaje C++, consigue simular prácticamente todos los subsistemas del motor incluyendo combustión, circulación de gases en los tubos de admisión y escape, sistemas de EGR, turbocompresores, etc... Todo enmarcado dentro de una herramienta visual basada en la construcción del motor mediante bloques que se relacionan entre ellos mediante entradas y salidas de parámetros tal y como puede observarse en el ejemplo de la Figura 51.

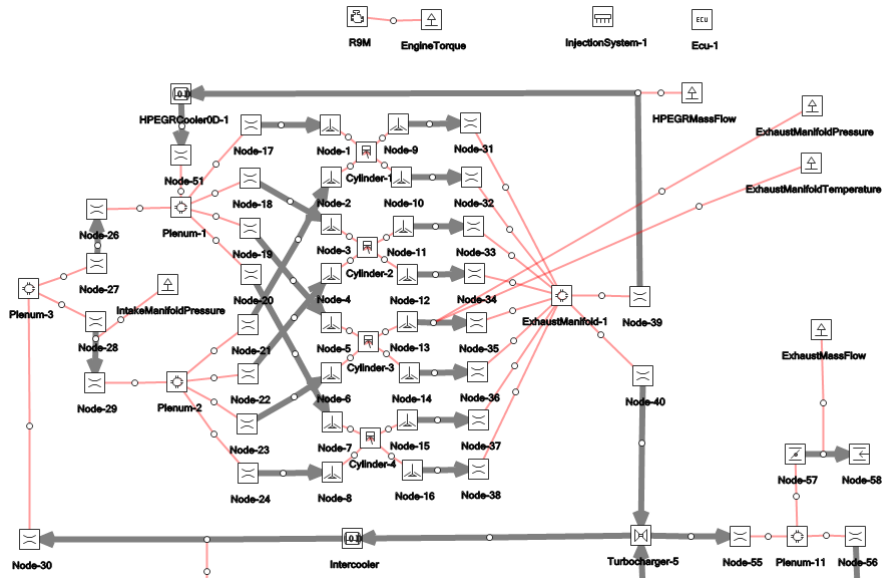


Figura 51. Modelo de motor por bloques

El programa VEMOD también fue diseñado partiendo de datos extraídos de ensayos estacionarios y reduciendo el motor policilíndrico a una versión reducida de él con un solo cilindro y sin elementos como el turbocompresor. Una vez funcionó correctamente se implementó la versión policilíndrica con todos los elementos. El modelo de pérdidas mecánicas funcionó desde el primer momento sin ningún problema, adaptándose y alcanzando una solución final al cabo de pocos ciclos tal y como muestra la Figura 52.

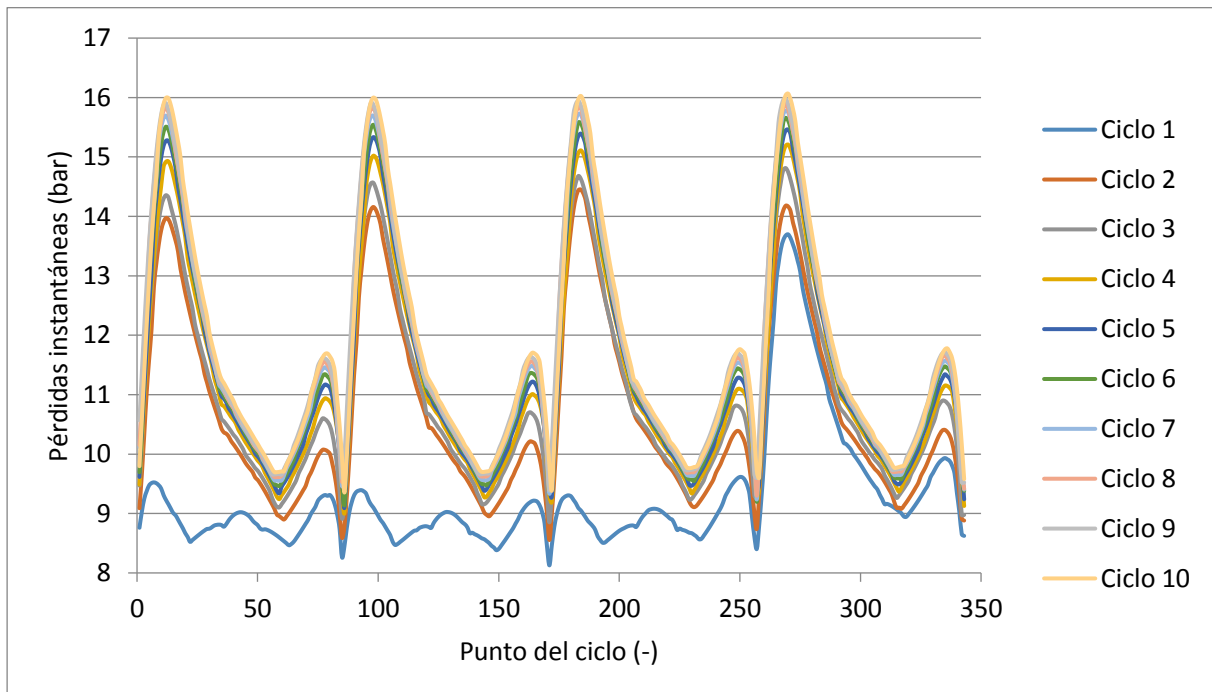


Figura 52. Evolución del cálculo de pérdidas ciclo a ciclo

No obstante, el proyecto de VEMOD busca simular el motor en cualquier situación, introduciendo cambios de régimen y carga de manera continua, es decir, simular el motor en estado transitorio. Para ello se ha utilizado el nuevo ciclo de homologación WLTC (siglas de Worldwide

harmonized Light-duty vehicles Test Cycle) como entrada al modelo. Este ciclo de homologación ofrece un abanico de estados del motor muy amplio, con aceleraciones y frenadas en diferentes condiciones de carga del motor.

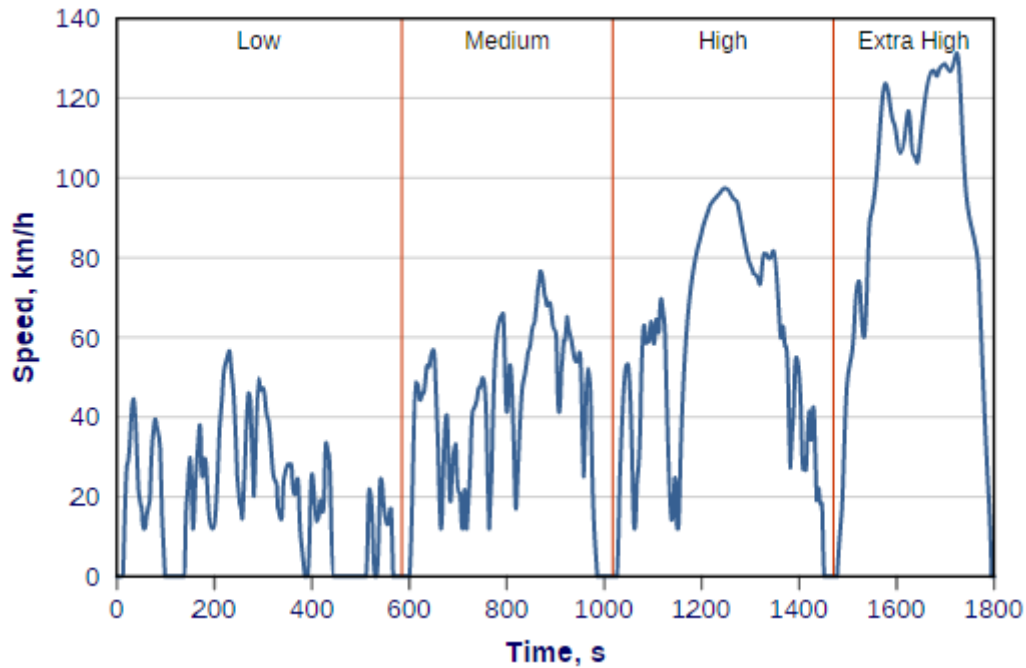


Figura 53. Ciclo WLTC [12]

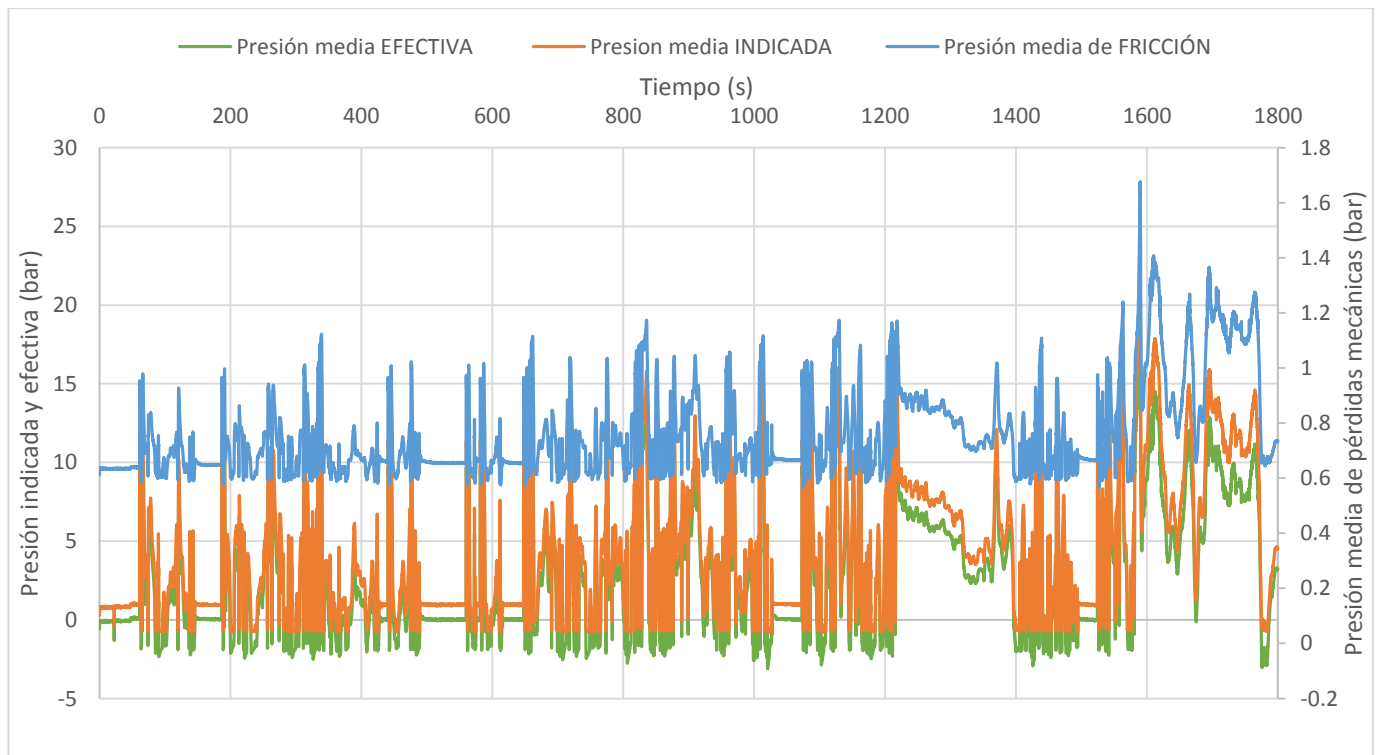


Figura 54. Simulación ciclo WLTC



Tras la implementación del modelo de pérdidas dentro de VEMOD se realizaron simulaciones del ciclo WLTC obteniéndose los resultados que se pueden ver en la Figura 54.

En la gráfica se puede comprobar como la presión media de pérdidas mecánicas sigue perfectamente tanto a los valores efectivos como a los indicados. Por tanto el modelo es capaz de responder de manera adecuada y de funcionar en transitorio.

6. CONCLUSIONES

Tras la realización de este Trabajo Final de Máster se puede afirmar que la mayor parte de los objetivos del mismo han sido satisfechos.

El desarrollo de mejoras en el ajuste dio pie al desarrollo de la minimización multivariable del error cuadrático medio, algo que no se hacía hasta ahora y que proporciona muchísima versatilidad a la hora de ajustar los modelos matemáticos ya que permite la posibilidad de variar los pesos relativos de cada elemento por separado a la vez que ajusta las cuatro constantes a la vez. Así se ha conseguido ajustar las pérdidas del motor R9M en su versión policilíndrica con solo un 6.8% de error.

Se ha estudiado la modificación de las hipótesis de presión dentro del modelo Blow-By en las pérdidas del pistón, algo que ha permitido disminuir el error en las pérdidas por fricción del R9M desde el 9% hasta el 6.8% y a la vez mejorar la sensibilidad del modelo a la carga, lo que ha hecho que la tendencia sea más similar a las de las medidas experimentales.

Con todas las mejoras que se han implementado en el código se ha podido realizar un estudio sobre cómo afecta la temperatura del lubricante a las pérdidas mecánicas obteniéndose como resultado que un aumento de 20°C en la temperatura del aceite aumenta las pérdidas en el pistón al mismo tiempo que disminuye las del sistema de distribución. Ambos efectos quedan anulados y el total de potencia perdida por fricción no varía significativamente.

Por último se ha terminado la adaptación del código de MatLab al nuevo simulador de motor VEMOD, desarrollado en C++ y con nuevas modificaciones que hacen que el código se pueda ejecutar todavía más rápido, llegando actualmente a funcionar a una velocidad 10 veces inferior a la real en un ordenador de sobremesa. Se ha probado el modelo funcionando con un ciclo WLTC como entrada y se ha visto que el comportamiento es correcto.

Como trabajos futuros se propone adaptar el código de MatLab con las modificaciones estructurales que se han adoptado para su traducción a C++. Es necesario también realizar estudios de mayor envergadura sobre la transmisión de calor y el balance energético dentro de motores de dimensiones reducidas monocilíndricos ya que el modelo que existe actualmente no cumple con las expectativas. Por último, comprobar que el modelo implementado en VEMOD devuelve valores similares a los experimentales tanto con el motor caliente como en frío.

7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] European Parliament. REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information
- [2] Payri F. and J.M. Desantes. Motores de combustión interna alternativos. Reverté, ISBN 978- 84-291-4802-2, Barcelona, 2011.
- [3] Carreño R. "A comprehensive methodology to analyse the Global Energy Balance in Reciprocating Internal Combustion Engines" Doctoral Thesis. 2016
- [4] Taraza D. and Henein N. "Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines". SAE Technical Paper 2000-01-0921, 2000.
- [5] Stanley R., Taraza D. and Henein N. "A Simplified Friction Model of the Piston Ring Assembly". SAE Technical Paper 1999-01-0974, 1999.
- [6] Taylor C.M. Engine Tribology. Elsevier, ISBN 978-0444897558, 1997.
- [7] Cameron A. Basic Lubrication Theory. Longman, ISBN 978-0470275542, New York, 1971.
- [8] Payri F., Olmeda P., Martín J. and Carreño R. "A New Tool to Perform Global Energy Balances in DI Diesel Engines". SAE Int. J. Engines, Vol. 7 no 1, pp. 43-59, 2014.
- [9] Dowson D. and Higginson G.R. "Elastohydrodynamic Lubrication", SI Edition. Pergamon press, ISBN 978-0080213026, Oxford, 1977.
- [10] Teodorescu M., Taraza D., Henein N. and Bryzik W. "Simplified Elasto-Hydrodynamic Friction Model of the Cam-Tappet Contact". SAE Technical Paper 2003-01-0985, 2003.
- [11] Furuhashi S. and Tada T. "On the Flow of Gas Through the Piston-Rings (1st Report, The Discharge Coefficient and Temperature of Leakage Gas)". Bulletin of JSME, Vol. 4 no 16, pp. 684-690, 1961.
- [12] Página web <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php> Última visita Marzo 2018.

8. ANEXOS

8.1. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL MECANISMO BIELA-PISTÓN

En este primer anexo se va a realizar el estudio del mecanismo compuesto por el pistón y la biela. Estos cálculos se realizan para todos los puntos del ciclo dentro del modelo de pérdidas mecánicas ya que hay parámetros como la velocidad de subida y bajada del pistón que son fundamentales para el cálculo de la potencia perdida por fricción.

Sea el siguiente mecanismo:

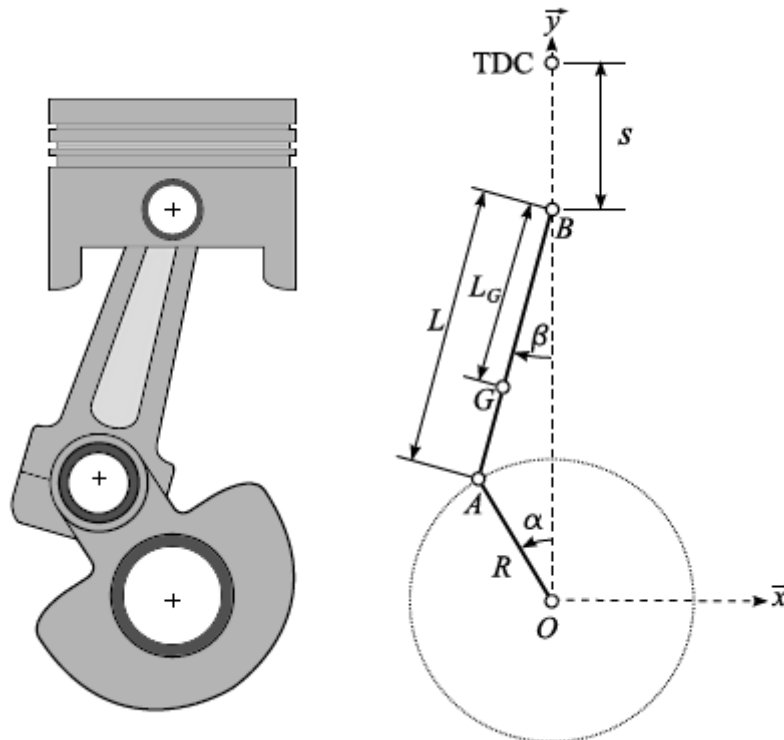


Figura 55. Esquema mecanismo pistón-biela [3]

Donde TDC es el punto muerto superior (Top Dead Centre), OA es el cigüeñal, AB la biela, B el pistón y A y O son los cojinetes. Se da la siguiente relación geométrica:

$$R \sin \alpha = L \sin \beta \quad (8.1)$$

Por lo que:

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{R}{L} \sin \alpha \right) \quad (8.2)$$

Si se supone que la velocidad angular es constante, es decir, $d^2\alpha/dt^2 = 0$; y se deriva dos veces la ecuación 8.1 se puede obtener la velocidad y aceleración angular de la biela:

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{R \cos \alpha}{L \cos \beta} \omega \quad (8.3)$$

$$\frac{d^2\beta}{dt^2} = \left[\left(\frac{d\beta}{dt} \right)^2 - \omega^2 \right] \tan \beta \quad (8.4)$$

También es posible obtener la posición, velocidad y aceleración del centro de gravedad de la biela G:

$$x_G = -L_G \sin \beta \quad (8.5)$$

$$y_G = R \cos \alpha + (L - L_G) \cos \beta \quad (8.6)$$

$$v_{x,G} = \frac{-L_G R \omega}{L} \cos \alpha \quad (8.7)$$

$$v_{y,G} = -R\omega \sin \alpha \left(1 + \frac{(L - L_G) \tan \beta}{L \tan \alpha} \right) \quad (8.8)$$

$$a_{x,G} = \frac{L_G R \omega^2}{L} \sin \alpha \quad (8.9)$$

$$a_{y,G} = -R\omega^2 \left[\cos \alpha + \frac{L - L_G}{L} \left(\frac{R \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} - \sin \alpha \tan \beta \right) \right] \quad (8.10)$$

El cigüeñal sigue un movimiento circular con centro en O por lo que:

$$x_A = -R \sin \alpha \quad (8.11)$$

$$y_A = R \cos \alpha \quad (8.12)$$

$$v_{x,A} = -R\omega \cos \alpha \quad (8.13)$$

$$v_{y,A} = -R\omega \sin \alpha \quad (8.14)$$

$$a_{x,A} = R\omega^2 \sin \alpha \quad (8.15)$$

$$a_{y,A} = -R\omega^2 \cos \alpha \quad (8.16)$$

En el esquema cinemático de la Figura 59 el pistón está representado por el punto B, y sus variables cinemáticas se representan con las siguientes expresiones:

$$x_B = 0 \quad (8.17)$$

$$y_B = R \cos \alpha + L \cos \beta \quad (8.18)$$

$$v_{x,B} = 0 \quad (8.19)$$

$$v_{y,B} = -R\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (8.20)$$

$$a_{x,B} = 0 \quad (8.21)$$

$$a_{y,B} = -R\omega^2 \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \frac{R \cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} \right] \quad (8.22)$$

8.2. ANÁLISIS DINÁMICO

A continuación se expone la manera de realizar el cálculo de las fuerzas que interesan para la obtención de las fuerzas de fricción.

Se parte del mecanismo de la Figura 60, en el que no se han considerado los pesos propios de cada elemento, si no que la única carga presente es la presión del gas.

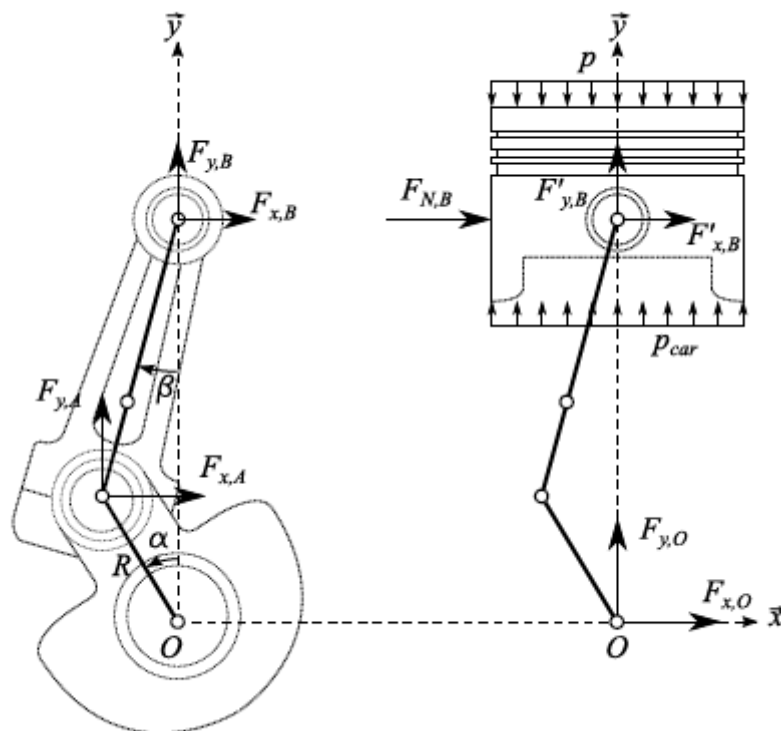


Figura 56. Esquema dinámico

Analizando las fuerzas aplicadas en la biela:

$$F_{x,A} + F_{x,B} = m_b a_{x,G} \quad (8.23)$$

$$F_{y,A} + F_{y,B} = m_b a_{y,G} \quad (8.24)$$

Donde m_b es la masa de la biela, que puede ser descompuesta en la suma de masas de los puntos A y B si se siguen las siguientes condiciones:

$$m_c = m_A + m_B \quad (8.25)$$

$$m_A(L - L_G) = m_B L_G \quad (8.26)$$

$$I_b = m_A(L - L_G)^2 + m_B L_G^2 \quad (8.27)$$

Donde I_b es el momento de inercia de la biela.

Las fuerzas ejercidas sobre el pistón se pueden expresar como:

$$F_{x,B} - F_{N,B} = 0 \quad (8.28)$$

$$F_{y,B} = -m_p a_{y,B} - \left[\frac{\pi D^2}{4} (p - p_{carter}) \right] \quad (8.29)$$

Donde $F_{N,B}$ es la fuerza normal que ejerce el pistón sobre las paredes del cilindro y p_{carter} es la presión existente en el cárter, que suele ser igual a la atmosférica.

Es necesario una tercera ecuación para resolver el sistema. Para ello se suman los momentos en el centro de masas:

$$\begin{aligned} & -(L - L_G) \cos \beta F_{x,A} + L_G \cos \beta F_{x,B} + (L - L_G) \sin \beta F_{y,A} \\ & - L_G \sin \beta F_{y,B} = I_c \left(\frac{d^2 \beta}{dt^2} \right) \end{aligned} \quad (8.30)$$

Se asume que la posición del centro de gravedad se sitúa a $L/3$ del punto A.

Finalmente si se combinan todas las ecuaciones anteriores se tiene el siguiente sistema:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ -(L - L_G) \cos \beta & (L - L_G) \sin \beta & L_G \cos \beta & -L_G \sin \beta & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{x,A} \\ F_{y,A} \\ F_{x,B} \\ F_{y,B} \\ F_{N,B} \end{bmatrix} \\ & = \begin{bmatrix} m_b a_{x,G} \\ m_b a_{y,G} \\ 0 \\ -m_p a_{y,B} - \left[\frac{\pi D^2}{4} (p - p_{carter}) \right] \\ I_b \left(\frac{d^2 \beta}{dt^2} \right) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (8.31)$$

La solución del sistema 8.31 determina el estado dinámico del mecanismo.

9. PRESUPUESTO

9.1. COSTES UNITARIOS

En este apartado se va a detallar los costes unitarios que componen el proyecto, el cual se ha dividido en cinco códigos.

Código	Unidades	Descripción de la unidad de obra	Cantidad	Precio (€)	Importe (€)
CMT.1	-	Análisis del código del programa Mechanical Losses implementado en MatLab. Incluye la corrección de errores menores.		1136.50	-
MO1	h	Ingeniero Industrial	22.50	50.00	1125.00
MM1	h	Ordenador Core 2 Duo	22.50	0.06	1.35
MM9	-	Pequeño material	1.00	10.00	10.00
%	-	Costes directos complementarios	0.02	7.28	0.15

Tabla 5. Coste unitario CMT.1

Código	Unidades	Descripción de la unidad de obra	Cantidad	Precio (€)	Importe (€)
CMT.2	-	Desarrollo de herramienta de optimización multivariable en Excel. Incluye su comprobación con modelos existentes		3526.02	-
MO1	h	Ingeniero Industrial	56.25	50.00	2812.50
MO2	h	Doctor Ingeniero Industrial	10.00	70.00	700.00
MM1	h	Ordenador Core 2 Duo	56.25	0.06	3.38
MM9	-	Pequeño material	1.00	10.00	10.00
%	-	Costes directos complementarios	0.02	7.28	0.15

Tabla 6. Coste unitario CMT.2

Código	Unidades	Descripción de la unidad de obra	Cantidad	Precio (€)	Importe (€)
CMT.3	-	Realización de estudio sobre el comportamiento de las pérdidas mecánicas con aumento de 20°C en la temperatura del aceite.		2749.67	-
MO1	h	Ingeniero Industrial	33.75	50.00	1687.50
MO2	h	Doctor Ingeniero Industrial	15.00	70.00	1050.00
MM1	h	Ordenador Core 2 Duo	33.75	0.06	2.03
MM9	-	Pequeño material	1.00	10.00	10.00
%	-	Costes directos complementarios	0.02	7.28	0.15

Tabla 7. Coste unitario CMT.3

Código	Unidades	Descripción de la unidad de obra	Cantidad	Precio (€)	Importe (€)
CMT.4	-	Traducción del código restante del programa Mechanical Losses a C++ e inclusión dentro del marco de Vemod. Incluye depuración de errores, tanto de la parte traducida como del resto del submodelo de pérdidas mecánicas.		4789.20	-
MO1	h	Ingeniero Industrial	67.50	50.00	3375.00
MO2	h	Doctor Ingeniero Industrial	20.00	70.00	1400.00
MM1	h	Ordenador Core 2 Duo	67.50	0.06	4.05
MM9	-	Pequeño material	1.00	10.00	10.00
%	-	Costes directos complementarios	0.02	7.28	0.15

Tabla 8. Coste unitario CMT.4

9.2. RESUMEN GENERAL DEL PRESUPUESTO

A continuación se muestra una tabla con un resumen del presupuesto total. Se ha añadido un 20% correspondiente a gastos generales y un 6% de beneficio industrial.

Resumen general del presupuesto		
CMT.1		1,136.50 €
CMT.2		3,526.02 €
CMT.3		2,749.67 €
CMT.4		4,789.20 €
Presupuesto de ejecución material		12,201.38 €
Gastos Generales	20%	2,440.28 €
Beneficio industrial	6%	732.08 €
Presupuesto de ejecución por contrata		15,373.74 €
IVA	21%	3,228.49 €
Presupuesto base de licitación		18,602.23 €

Tabla 9. Resumen general del presupuesto

El presupuesto base de licitación asciende a la cantidad de **DIECIOCHO MIL SEISCIENTOS DOS EUROS Y VEINTITRES CÉNTIMOS**.

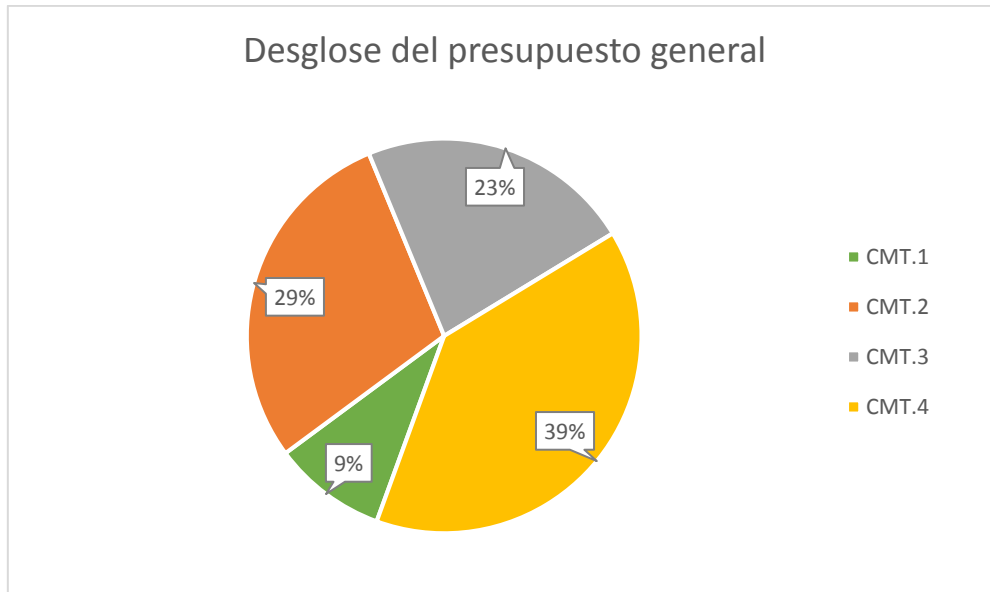


Figura 57. Reparto del presupuesto