



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**Simulación dinámica de mecanismos con  
Autodesk Inventor Professional 2014**

**Autor:**

**Sánchez Pescador, Jaime**

**Tutor:**

**Gómez Bravo, Alfonso**

**Departamento**

**C.M./I.M./E.G.I./I.C.G.F./I.M./I.P.F**

**ÁREA INGENIERÍA MECÁNICA**

**Valladolid, Noviembre, 2015.**







## **Resumen, palabras clave**

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado de Ingeniería Mecánica es realizar una simulación dinámica de un mecanismo con el programa Autodesk Inventor 2014, en concreto, del mecanismo biela-manivela-corredora de un motor de combustión interna. Para ello, se detallan los pasos a seguir necesarios para realizar la simulación partiendo de cero, desde la fase de diseño de los componentes hasta la obtención de los resultados y su correcta interpretación comparándolos con los resultados obtenidos de un modelo teórico sencillo, para poder juzgar la validez y precisión de los mismos. Los resultados estudiados son relativos tanto a la cinemática –posición, velocidad y aceleración de los componentes– como a la dinámica del mecanismo – fuerzas y pares de torsión, tanto en los componentes como en las uniones–, por lo que también se pueden comparar con los parámetros reales del motor detallados por el fabricante.

Palabras clave: simulación, dinámica, motor, cinemática, Inventor.

## **Abstract, keywords**

The purpose of this Mechanical Engineering Final Degree Project is to perform a dynamic simulation of a mechanism with Autodesk Inventor 2014, specifically, the crank-connecting rod-slider system of an internal combustion engine. In order to do this, the required steps to perform the simulation are detailed, from the design phase to the acquisition and the right interpretation of the results by comparing them with a theoretical model, so as to verify the validity and the accuracy thereof. The analyzed results are related both to kinematics –position, speed and acceleration– and to dynamics –forces, torques, both of components and their joints–, and thus are also comparable with the real engine parameters detailed by the manufacturer.

Keywords: simulation, dynamics, engine, kinematics, Inventor.



**ÍNDICE DE CONTENIDO**

Agradecimientos.....	9
1. Introducción, justificación y objetivos.....	11
2. Ventajas de la simulación por ordenador.....	15
3. Descripción del mecanismo simulado.....	23
3.1 Elementos del mecanismo .....	23
3.1.1 Cigüeñal .....	23
3.1.2 Biela .....	25
3.1.3 Grupo pistón .....	26
3.1.4 Volante de inercia .....	29
3.2 Descripción del motor .....	29
3.2.1 Parámetros característicos del motor .....	30
3.2.2 Ciclos reales y teóricos aproximados.....	31
3.2.3 Ciclo aproximado para la simulación.....	35
4. Sobre Autodesk Inventor 2014.....	39
4.1 Diseño de los componentes del mecanismo.....	40
4.1.1 Parámetros .....	45
4.2 Composición de un ensamblaje o mecanismo .....	48
4.2.1 Restricciones en los ensamblajes .....	49
4.3 Simulación dinámica.....	51
4.3.1 Añadir uniones al mecanismo.....	53
4.3.2 Aplicación de fuerzas externas en el mecanismo.....	58
4.3.3 Configuración de la simulación.....	64
4.3.4 Visualización de los resultados.....	65
5. Dinámica de un motor monocilíndrico.....	69
5.1 Modelo cinemático.....	69
5.2 Modelo dinámico .....	72
5.2.1 Fuerzas y pares del gas. ....	72
5.2.2 Masas equivalentes.....	76
5.2.3 Fuerzas y pares de inercia y de sacudimiento.....	81
5.2.4 Par de torsión total del motor .....	85
5.2.5 Fuerzas en el pasador de un motor monocilíndrico. ....	85

5.2.6	Influencia de la variación del régimen de giro durante el ciclo..	90
6.	Configuración de la simulación dinámica.....	93
6.1	Diseño de los componentes.....	93
6.1.1	Cigüeñal.....	93
6.1.2	Biela.....	95
6.1.3	Grupo Pistón .....	95
6.1.4	Volante de inercia.....	98
6.1.5	Bloque motor o bancada.....	99
6.2	Ensamblaje de los componentes.....	100
6.3	Configuración de la simulación dinámica .....	102
6.3.1	Configuración de las propiedades de las uniones .....	102
6.3.2	Configuración de las fuerzas .....	104
6.3.3	Configuración del simulador.....	107
7.	Resultados de la simulación.....	109
7.1	Velocidad y aceleración angular del cigüeñal.....	110
7.2	Aceleración del pistón .....	113
7.3	Par motor producto de la combustión de los gases.....	115
7.4	Modelo de masas equivalentes.....	116
7.5	Fuerzas y pares de inercia y sacudimiento.....	117
7.6	Par total del motor .....	119
7.7	Fuerzas durante el ciclo .....	121
7.8	Análisis de tensión.....	123
8.	Conclusiones.....	125
9.	Bibliografía .....	129
Anexo I:	Planos de definición de los componentes simulados.....	131

**ÍNDICE DE FIGURAS**

Figura 2.1. Restricción de un boceto en Autodesk Inventor. [2].....	15
Figura 2.2. Entorno del análisis de elementos finitos en Autodesk Inventor. [3] .....	16
Figura 2.3. CAM en CATIA .....	17
Figura 2.4. Ejemplos de árboles jerarquizados. A la izquierda el de Autodesk Inventor 2014 y a la derecha el de CATIA V5.....	18
Figura 2.5. Cuadro de diálogo para modificar o añadir parámetros. La parte superior de la imagen corresponde a CATIA V5 y la inferior a Autodesk Inventor 2014.....	20
Figura 3.1. Vista frontal del cigüeñal. ....	23
Figura 3.2. Detalles de los conductos para lubricación de los apoyos del cigüeñal.....	24
Figura 3.3. Conjunto biela, bulón y pistón. ....	25
Figura 3.4. Vista lateral del pistón. Se pueden apreciar los segmentos, el bulón y la falda....	26
Figura 3.5. Detalle de la cámara de la superficie del pistón labrada para mejorar la combustión.....	27
Figura 3.6. Vista de planta inferior del pistón donde pueden verse los conductos de refrigeración y los de lubricación del bulón. ....	28
Figura 3.7. Vista lateral del pistón donde se pueden ver tanto los conductos de refrigeración como la forma de la falda del pistón. ....	28
Figura 3.8 Ciclo indicado y presión media indicada. [6 (p.59)].....	31
Figura 3.9. Diagrama comparativo de presiones de un MEC y un MEP. ....	33
Figura 3.10. Ciclo teórico de aire a V=cte. ....	34
Figura 3.11. Ciclo teórico de aire a p=cte. ....	34
Figura 3.12. Ciclo ideal de aire a presión limitada. ....	35
Figura 3.13. Diagrama presión frente a volumen del ciclo a presión constante utilizado para la simulación dinámica. ....	36
Figura 4.1. Localización del botón 'Proyectos' en la barra de herramientas de Inventor .....	40
Figura 4.2. Ventana de Proyectos (1) en Autodesk Inventor 2014.....	40
Figura 4.3. Asistente configuración de proyectos (1) de Inventor. ....	41
Figura 4.4. Asistente configuración de proyectos (2) de Inventor. ....	41
Figura 4.5. Asistente configuración de proyectos (3) de Inventor. ....	42
Figura 4.6. Ventana de Proyectos (1) en Autodesk Inventor 2014.....	42
Figura 4.7. Ventana de selección del tipo de archivo nuevo (1). ....	43
Figura 4.8. Barra de herramientas con las opciones para la generación de sólidos 3D.....	43
Figura 4.9. Barra de herramientas con las opciones para la creación de bocetos. ....	44
Figura 4.10. Ejemplo de boceto sin restringir (izquierda) y restringido (derecha). ....	44
Figura 4.11. Opciones para la generación de sólidos 3D localizadas en la pestaña 'Crear' ...	45
Figura 4.12. Botón de acceso a los parámetros en la barra de herramientas de Inventor. ....	45
Figura 4.13. Ejemplo de parámetros utilizados en el diseño del pistón. ....	46
Figura 4.14. Localización de la opción 'iProperties'. ....	47
Figura 4.15. Pestaña propiedades físicas de la ventana 'iProperties'. ....	47
Figura 4.16. Ventana de selección del tipo de archivo nuevo (2).....	48
Figura 4.17. Botón 'Insertar' en la barra de herramientas del entorno 'Ensamblar'. ....	48
Figura 4.18. Ventana del contenido normalizado disponible en las bibliotecas activas.....	49
Figura 4.19. Opción 'Restringir' en la barra de herramientas del entorno 'Ensamblar'.....	49
Figura 4.20. Ventana 'Añadir restricciones'. ....	50
Figura 4.21. Botón de acceso a la simulación dinámica en la pestaña 'Entornos'. ....	51
Figura 4.22. Grados de libertad de un componente sin restricciones y no fijo en el entorno de ensamblaje. ....	51

Figura 4.23. Componente con grados de libertad restringidos en el entorno de ensamblaje.	51
Figura 4.24. Árbol de proceso en el entorno 'Simulación dinámica'.	52
Figura 4.25. Opción 'Insertar unión' dentro del entorno de la simulación dinámica.	53
Figura 4.26. Tabla de uniones estándar.	54
Figura 4.27. Tabla de uniones giratorias.	55
Figura 4.28. Tabla de uniones deslizantes.	55
Figura 4.29. Tabla uniones de contacto 2D.	56
Figura 4.30. Tabla de uniones de fuerza.	56
Figura 4.31. Botón 'Propiedades' para modificar parámetros de una unión en el entorno 'Simulación dinámica'.	57
Figura 4.32. Ventana 'Editar fuerza/par de la unión'.	58
Figura 4.33. Botón 'Fuerza' en la barra de herramientas del entorno de 'Simulación dinámica'.	59
Figura 4.34. Botón para activar la dirección de la carga asociativa.	59
Figura 4.35. Ventana de gráfica de entrada.	60
Figura 4.36. Cambio de la forma de la curva del gráfico de entrada.	60
Figura 4.37. Transición lineal entre puntos.	61
Figura 4.38. Transición tipo spline entre puntos.	61
Figura 4.39. Transición tipo tramo cúbico entre puntos.	61
Figura 4.40. Ventana de selección de referencia.	63
Figura 4.41. Situación del simulador en la barra de herramientas.	64
Figura 4.42. Ventana del simulador.	64
Figura 4.43. Localización del botón 'Gráfico de salida'.	65
Figura 4.44. Ventana del 'Gráfico de salida de datos'.	66
Figura 4.45. Ventana de 'Nueva curva' para definir la curva.	67
Figura 4.46. Ventana 'Nueva curva' con la ecuación de la energía cinética del pistón.	67
Figura 4.47. Gráfico comparando la posición del pistón con su energía cinética.	68
Figura 5.1 Configuración del eslabonamiento del mecanismo.	69
Figura 5.2. Variación de la presión dentro del cilindro a lo largo del ciclo de un motor de 4 tiempos.	73
Figura 5.3 Diagrama de sólido libre de los eslabones del mecanismo.	74
Figura 5.4. Modelos dinámicos de masa concentrada de una biela.	77
Figura 5.5 Modelo de masa concentrada de la manivela.	80
Figura 5.6 Modelo dinámico de masa concentrada del mecanismo de manivela-corredera.	81
Figura 5.7 Diagramas de sólido libre del mecanismo con sus fuerzas correspondientes.	82
Figura 5.8 Par de torsión de inercia para unos datos dados.	85
Figura 5.9 Fuerzas sobre el pasador del pivote.	86
Figura 5.10 Diagrama de sólido libre de las fuerzas en el pasador producidas por la masa del pistón.	87
Figura 5.11 Fuerzas de inercia debidas a la masa de la biela concentradas en el pasador del pistón.	88
Figura 5.12 Diagrama de sólido libre de las fuerzas debidas a las masas en el muñón de la manivela.	88
Figura 5.13. Variación del régimen de giro del cigüeñal a lo largo del ciclo.	91
Figura 6.1. Vista de alzado del cigüeñal.	94
Figura 6.2. Vista en planta del cigüeñal.	94
Figura 6.3. Vista de perfil del cigüeñal.	94
Figura 6.4. Vista en perspectiva de la biela.	95
Figura 6.5. Vista en perspectiva del pistón.	96
Figura 6.6. Vista frontal del pistón.	96
Figura 6.7. Vista lateral del pistón.	97

Figura 6.8. Vista de planta del pistón. ....	97
Figura 6.9. Vista de planta inferior del pistón. ....	97
Figura 6.10. Vista en perspectiva del bulón del pistón. ....	98
Figura 6.11. Vista en perspectiva del volante de inercia (izquierda) y detalle del ensamblaje del volante. ....	99
Figura 6.12. Vista en perspectiva de la bancada. ....	99
Figura 6.13. Icono de componente 'Fijo' en un ensamblaje. ....	100
Figura 6.14. Cambio de apariencia de un sólido. ....	101
Figura 6.15. Ensamblaje del cigüeñal en la bancada translúcida. ....	101
Figura 6.16. Vista del ensamblaje completamente ensamblado. ....	102
Figura 6.17. Gráfica con los valores típicos de lubricación y fricción en un MCIA. [6 (p.127)] .....	103
Figura 6.18. Posición inicial del mecanismo ideal para comenzar la simulación. ....	104
Figura 6.19. Selección de la posición del cigüeñal respecto de la bancada como referencia. .....	105
Figura 6.20 Curva de la fuerza aplicada frente al ángulo girado por el cigüeñal. ....	105
Figura 7.1. Gráfico de la posición del pistón y velocidad angular del cigüeñal a lo largo de un ciclo. ....	110
Figura 7.2. Gráfica de la velocidad angular experimental del motor MINSEL M380. ....	111
Figura 7.3. Gráfica de la velocidad angular del cigüeñal sin volante de inercia. ....	112
Figura 7.4. Gráfica de la aceleración angular del cigüeñal a lo largo de un ciclo. ....	112
Figura 7.5. Gráfica de la aceleración angular del cigüeñal sin volante de inercia. ....	113
Figura 7.6. Gráfica comparativa de la aceleración del pistón teórica y la obtenida en la simulación dinámica. ....	114
Figura 7.7. Gráfica comparativa del par de torsión producto de la combustión de los gases en el cilindro teórico y obtenido en la simulación dinámica. ....	115
Figura 7.8. Gráfica con las fuerzas de sacudimiento teóricas y simuladas. ....	117
Figura 7.9. Gráfica del par de sacudimiento teórico y simulado. ....	118
Figura 7.10. Gráfica del par motor total teórico y simulado. ....	119
Figura 7.11. Gráfica de la fuerza del pistón sobre el cilindro teórica y simulada. ....	121
Figura 7.12. Diagrama polar de fuerzas sobre la bancada simulado (izquierda) y proporcionado por el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica (derecha). ....	122
Figura 7.13. Detalles del punto de tensión máxima de Von Mises en el cigüeñal. ....	124
Figura 7.14. Detalle de la zona redondeada para evitar la concentración de tensiones en el cigüeñal real. ....	124



## **Agradecimientos**

*Antes de nada, me gustaría mostrar mis agradecimientos a varias personas. Para comenzar, a Alfonso, mi tutor. Gracias por orientarme hacia el buen camino, en este complejo e interesante mundo de la simulación. Es necesario mencionar también al departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica, en especial a Blanca y Andrés, quienes me han proporcionado tanto material como resultados para realizar la simulación, de manera totalmente desinteresada. No puedo obviar la especial importancia de mi familia, en especial mis padres y mi hermano, quienes me han mostrado su apoyo incondicional y sus ganas de luchar no sólo durante este Trabajo de Fin de Grado, sino también a lo largo de toda mi vida; y también hay que decirlo, por aguantarme, que no siempre es fácil. Por último, también me gustaría agradecer a Teresa y a mis amigos y compañeros, por su apoyo mostrado en los momentos más complicados, ayudándome a desconectar cuando era necesario.*

*A todos ellos, ¡gracias!*



## **1. Introducción, justificación y objetivos**

Este Trabajo de Fin de Grado tiene como objetivo realizar una simulación dinámica de un mecanismo con el programa Autodesk Inventor 2014, software desarrollado por el grupo Autodesk basado en el modelado paramétrico de sólidos 3D. Una vez realizada la simulación dinámica, la idea fundamental es comparar los resultados obtenidos con modelos teóricos sencillos y fiables y, si es posible, con la realidad; para cuantificar la fiabilidad del módulo de simulación dinámica de dicho programa.

Durante el desarrollo de este Trabajo de Fin de Grado, se trata de explicar con el grado de detalle requerido en cada momento, los pasos necesarios para realizar una simulación dinámica con el programa Autodesk Inventor 2014, partiendo desde el proceso de diseño de los componentes que forman el mecanismo y el proyecto en global, hasta la obtención y correcta interpretación de los resultados obtenidos de la simulación; por lo que este trabajo también puede servir como una pequeña guía para quien quiera profundizar en el conocimiento de Autodesk Inventor en el ámbito de la simulación. La simulación es uno de los pilares fundamentales de la disciplina CAE (del inglés '*Computer Aided Engineering*' o Ingeniería Asistida por Ordenador), ámbito cada vez más demandado y utilizado en el mundo de la ingeniería, tanto a nivel de investigación como a nivel industrial.

El mecanismo elegido para realizar la simulación dinámica es el compuesto por el cigüeñal, la biela, el grupo pistón y el volante de inercia de un motor de combustión interna alternativo. La elección de este mecanismo se basa en un deseo de profundizar en los conocimientos adquiridos durante el Grado en materias de Mecánica de Mecanismos y de Motores Térmicos. En cuanto al motor seleccionado para realizar la simulación dinámica, es un motor diesel de cuatro tiempos del fabricante Minsel, modelo M380, siendo éste el motor con el que se realizan algunos de los ensayos en el laboratorio de Motores Térmicos de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid, lo que facilita la comprobación de los resultados obtenidos en la simulación, además de poder disponer de los mismos elementos reales para realizar las mediciones necesarias en la fase de diseño.

En cuanto al modelo teórico con el que se van a comparar los resultados obtenidos de la simulación es un modelo de velocidad angular del cigüeñal constante, cuyo desarrollo está disponible en numerosos libros de texto de mecánica de mecanismos. En concreto, la comparación de los resultados obtenidos en la simulación a lo largo de este trabajo se ha hecho en relación al modelo desarrollado en el libro de texto a continuación citado: Robert L. Norton. (2009). Capítulo 13: Dinámica de motores. En Robert L. Norton,

*DISEÑO DE MAQUINARIA. Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*, (pp. 569-609) (4ª Edición). México: McGraw-Hill. (Original en inglés, 2008).

La estructura de cómo se organiza el contenido de este Trabajo de Fin de Grado se expone a continuación.

Para comenzar, a lo largo del capítulo 2. *Ventajas de la simulación por ordenador*, se habla sobre las numerosas ventajas que la tecnología CAE (*Computer Aided Engineering*), aporta al mundo de la ingeniería, desde las tecnologías CAM (*Computer Aided Manufacturing*), CAD (*Computer Aided Design*) hasta métodos de simulación más específicos como el método de los elementos finitos (o FEM, *Finite Element Method*) o la simulación dinámica. En especial, se trata en mayor profundidad la tecnología CAD, ya que Autodesk Inventor 2014 está basado en dicha tecnología y el método de la simulación dinámica se expone más a fondo en el capítulo 4. *Sobre Autodesk Inventor 2014*.

Durante el capítulo 3. *Descripción del mecanismo simulado*, se realiza una explicación detallada de los elementos que componen el mecanismo y de los parámetros característicos del motor simulado (motor de combustión interna alternativo de cuatro tiempos modelo Minsel M380, destinado a la generación de electricidad). Además, se expone la aproximación realizada del ciclo termodinámico producto de la combustión de los gases en el interior del cilindro.

En el capítulo 4. *Sobre Autodesk Inventor 2014*, se comienza explicando algunas de las características de este programa respecto a su competencia en el ámbito de las tecnologías CAE. En el resto del capítulo se detallan las características más destacadas del programa, a modo de guía básica o tutorial de iniciación en Autodesk Inventor, para poder seguir el proceso de diseño de sólidos 3D, ensamblarlos, conseguir realizar una correcta simulación dinámica y extraer los resultados de forma satisfactoria.

A lo largo del capítulo 5. *Dinámica de un motor monocilíndrico*, se desarrollan los modelos cinemático y dinámico con los que se van a comparar los resultados obtenidos en la simulación dinámica. En concreto, se trata de un modelo teórico sencillo de velocidad angular del cigüeñal constante, extraído del capítulo 13 del libro *DISEÑO DE MAQUINARIA. Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*, de Robert L. Norton.

En el capítulo 6. *Configuración de la simulación dinámica*, se detallan las características más destacadas acerca de los parámetros y la configuración necesarios para realizar con éxito la simulación dinámica objetivo de este Trabajo de Fin de Grado. Primero, se expone el proceso de diseño de los componentes del mecanismo, después se indica la realización

del ensamblaje de los componentes anteriormente diseñados, para finalizar con la configuración detallada del entorno de la simulación dinámica.

Durante el capítulo 7. *Resultados de la simulación* se exponen los resultados obtenidos en de la simulación dinámica configurada tal y como se detalla en el capítulo 6. *Configuración de la simulación dinámica*. Los resultados obtenidos de la simulación dinámica se comparan con el modelo teórico desarrollado en el capítulo 5. *Dinámica de un motor monocilíndrico* y, siempre que sea posible, con parámetros reales del motor (bien aportados por el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica o bien por el propio fabricante), con el fin de comprobar la veracidad y fiabilidad de la simulación dinámica.

Por último, en el capítulo 8. *Conclusiones* se indican y explican las principales conclusiones de este Trabajo de Fin de Grado, comprobando iniciales propuestos del Trabajo de Fin de Grado.

Al final del trabajo, se puede encontrar tanto la bibliografía (capítulo 9. *Bibliografía*), como los planos de definición de los componentes del mecanismo (en el *Anexo I: Planos de definición de los componentes simulados*).



## 2. Ventajas de la simulación por ordenador

La simulación por ordenador ha supuesto una revolución en el mundo de la ingeniería mediante la tecnología conocida como CAE (*Computer Aided Engineering*), que incluye las tareas de análisis, evaluación, simulación y optimización desarrolladas a lo largo del ciclo de vida del producto; ahorrando tiempo de diseño y de ensayos a la hora de confeccionar un producto.

La tecnología CAE abarca diferentes dimensiones a lo largo del ciclo de vida del producto [1]:

- CAD (*Computer Aided Design*). Las herramientas basadas en CAD abarcan desde el proceso de modelado geométrico hasta aplicaciones especiales para el análisis y/u optimización de un producto específico. Entre ambos extremos se dispone de herramientas de modelado y análisis de tolerancias, cálculo de propiedades físicas (masa, volumen, momentos, etc.), modelado y análisis de elementos finitos, ensamblado, generación de documentación gráfica, etc. La principal función de estas herramientas es la completa definición de la geometría del diseño (pieza mecánica, arquitectura, circuito electrónico, etc.) ya que la geometría es esencial para las actividades posteriores en las que se realizan tareas de ingeniería y fabricación.

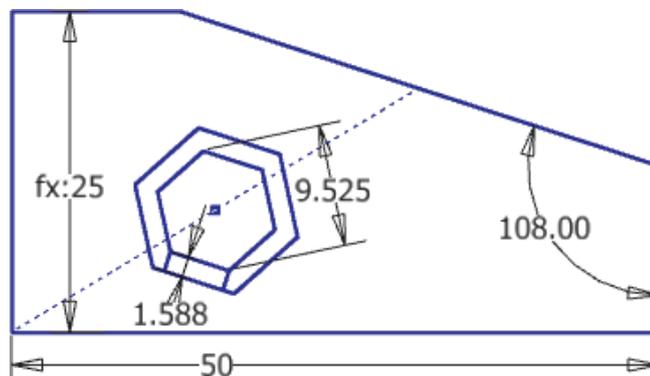


Figura 2.1. Restricción de un boceto en Autodesk Inventor. [2]

De hecho, éste es el mayor de los beneficios de la tecnología CAD, la posibilidad de reutilización de la información del modelo, creada en la etapa de síntesis, en las etapas de análisis (por ejemplo mediante el método de los elementos finitos, o FEM) y también en el posterior proceso de fabricación asistido por Ordenador o *Computer Aided Manufacturing* (CAM).

- Uno de los métodos de análisis por ordenador más usado en el campo de la ingeniería es el conocido como el método de elementos finitos o FEM (del inglés *Finite Element Method*). Se utiliza para determinar

tensiones, deformaciones, transmisión de calor, distribución de campos magnéticos, flujo de fluidos (*Computational Fluid Dynamics*) y cualquier otro problema de campos continuos que serían prácticamente imposibles de resolver utilizando otros métodos. Básicamente, en el método de los elementos finitos, la estructura se representa por un modelo de análisis constituido de elementos interconectados que dividen el problema en elementos manejables por el ordenador (mallado).

El método de elementos finitos requiere algo más que la propia geometría del diseño, un modelo abstracto de descomposición espacial (mallas). De hecho, es frecuente eliminar los detalles innecesarios de la geometría, e incluso reducir el número de dimensiones, pasando a modelos bidimensionales e incluso unidimensionales. Por ejemplo, un objeto tridimensional de poco espesor se puede convertir en un objeto bidimensional cuando se hace la conversión al modelo de análisis; e incluso en algunos análisis de elementos de barras interconectadas se aproxima a un modelo unidimensional donde la única dimensión a tener en cuenta es la longitud de la propia barra. Por tanto, es necesario generar el modelo abstracto de forma interactiva o automática para poder aplicar el método. Una vez creado dicho modelo, se genera la. Después de realizar el análisis correspondiente a cada elemento, el ordenador ensambla los resultados y los visualiza con una escala de colores. Las regiones con mayor sollicitación de tensión se destacan, por ejemplo, mostrándose en color rojo; y las menos sollicitadas en azul.

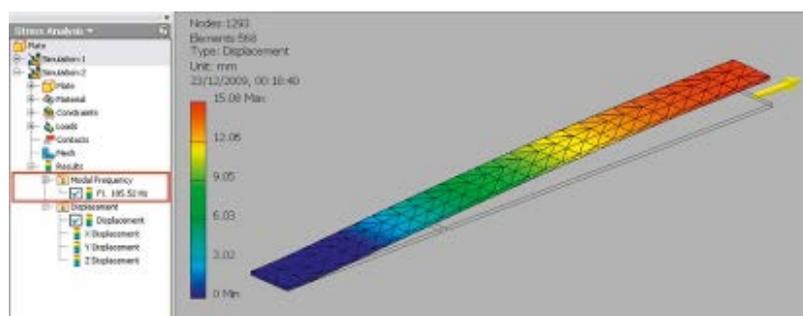


Figura 2.2. Entorno del análisis de elementos finitos en Autodesk Inventor. [3]

Existen también numerosas herramientas para la optimización de diseños. La ventaja del análisis y optimización de diseños es que permite a los ingenieros determinar el comportamiento del diseño y eliminar errores sin la necesidad gastar tiempo y dinero construyendo y evaluando prototipos reales. Ya que el coste de reingeniería crece exponencialmente en las últimas etapas del desarrollo de un producto y en la producción, la optimización temprana que permiten las

herramientas CAE supone un gran ahorro de tiempo y una notable disminución de costes.

- CAM (*Computer Aided Manufacturing*). Los sistemas CAM son utilizados para conseguir la automatización del proceso de fabricación, incluyendo la planificación y control del proceso, así como del control de maquinas herramientas (pudiendo incluir en el análisis la duración de las herramientas para obtener más precisión en la simulación y en el tiempo total de fabricación). El uso de sistemas CAM está más extendido en procesos de fabricación en cadena, en los que se realizan gran número de tareas mecánicas susceptibles de ser automatizadas. Los sistemas CAM se diseñan para hacer uso de la base de datos del diseño.



Figura 2.3. CAM en CATIA

Entrando más en detalle en las herramientas CAD, se encuentran las herramientas de diseño parametrizado. El modelado paramétrico proporciona una gran flexibilidad a la hora de realizar un diseño funcional, ya que se obtienen fácilmente objetos tridimensionales a partir de bocetos simples.

El gran éxito de los programas de CAD en el ámbito de la Ingeniería es innegable, especialmente en el campo del Diseño. Las principales razones de su asentamiento son:

- Las herramientas CAD han sustituido de manera muy eficaz a la instrumentación de dibujo tradicional, facilitando la labor del diseñador al evitar en gran medida los inconvenientes de delinear a mano como pueden ser la precisión insuficiente, la limpieza, etc.
- Los entornos CAD tienden a racionalizar y a estructurar de forma adecuada los diseños, aumentando la productividad cuando éstos son empleados.

- Al ser un formato electrónico y digital, facilita la posible actualización y/o mejora futura de los componentes y de su correspondiente documentación gráfica, haciendo más duradero su ciclo de vida.
- Gracias a las Tecnologías de la Información, en especial Internet, las herramientas CAD permiten una más fácil y mayor difusión e intercambio de la información gráfica de los proyectos en los que se usan dichas herramientas, posibilitando el trabajo conjunto de departamentos aunque se encuentren dispersos geográficamente.

El diseño paramétrico es una de las grandes claves del éxito de las herramientas CAD, y está basado en las siguientes características:

- El diseño de los objetos se afronta de forma tridimensional, con un interface gráfico intuitivo y flexible.
- Los objetos tridimensionales se van generando mediante la adicción sucesiva de características o primitivas 3D que se relacionan entre sí mediante operaciones booleanas (unión, intersección y diferencia). Lo más común es que estas características nazcan a partir de bocetos bidimensionales creados por el usuario, tratando de representar las formas más significativas de las piezas a modelar. Posteriormente, se añaden restricciones para limitar el tamaño y la forma de los bocetos, de forma que cumplan con las especificaciones requeridas.
- Mediante el modelado paramétrico se puede acceder de forma aislada a cada una de las características u operaciones del modelo en cualquier punto del proceso de diseño, pues las éstas se ordenan de forma jerárquica en un árbol editable en cualquier momento del proceso de modelado.

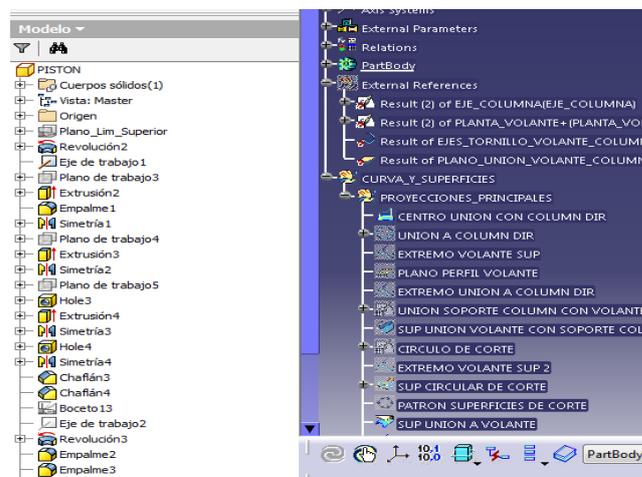


Figura 2.4. Ejemplos de árboles jerarquizados. A la izquierda el de Autodesk Inventor 2014 y a la derecha el de CATIA V5

- Puesto que se modelan sólidos, se pueden relacionar los modelos con propiedades físicas (masa, inercias, densidad...), por lo que es posible realizar una simulación del comportamiento resistente y dinámico ante un estado de cargas externas.
- El proceso de diseño con herramientas CAD/CAM mediante modelado paramétrico reduce en gran medida la necesidad de generar maquetas o prototipos reales, lo cual supone una reducción de los costes de la fase de diseño del proyecto.

Es por tanto, que las ventajas de esta tecnología son las siguientes:

- Se mejora sustancialmente la visualización del diseño, al ser éste una forma 3D nativa desde su origen.
- Puesto que no se buscan trazados precisos de partida sino un bosquejo de las formas principales, la adopción de esta metodología flexibiliza en gran medida el diseño.
- A consecuencia de lo anterior, la generación de planos bidimensionales son un subproducto y no el objetivo principal del diseño; y pueden generarse de forma casi automática a partir de la información del modelo por el propio software.
- Las diferentes herramientas del modelado paramétrico están integradas de forma más íntima al ciclo de vida del producto, pues facilitan las posibles revisiones del mismo si fuese necesario.

En el diseño paramétrico, el modelo reflejado en la pantalla es producto de la resolución de las distintas ecuaciones matemáticas que definen las múltiples relaciones dimensionales, las geométricas y las obtenidas de las relaciones entre cotas. Mediante esta técnica, se permite al diseñador parametrizar un diseño con respecto a unas medidas fundamentales, siendo el resto relaciones matemáticas de éstas. Gracias a ello, cambiando alguna de las dimensiones fundamentales (también llamados parámetros fundamentales) se obtienen componentes diferentes con suma facilidad.

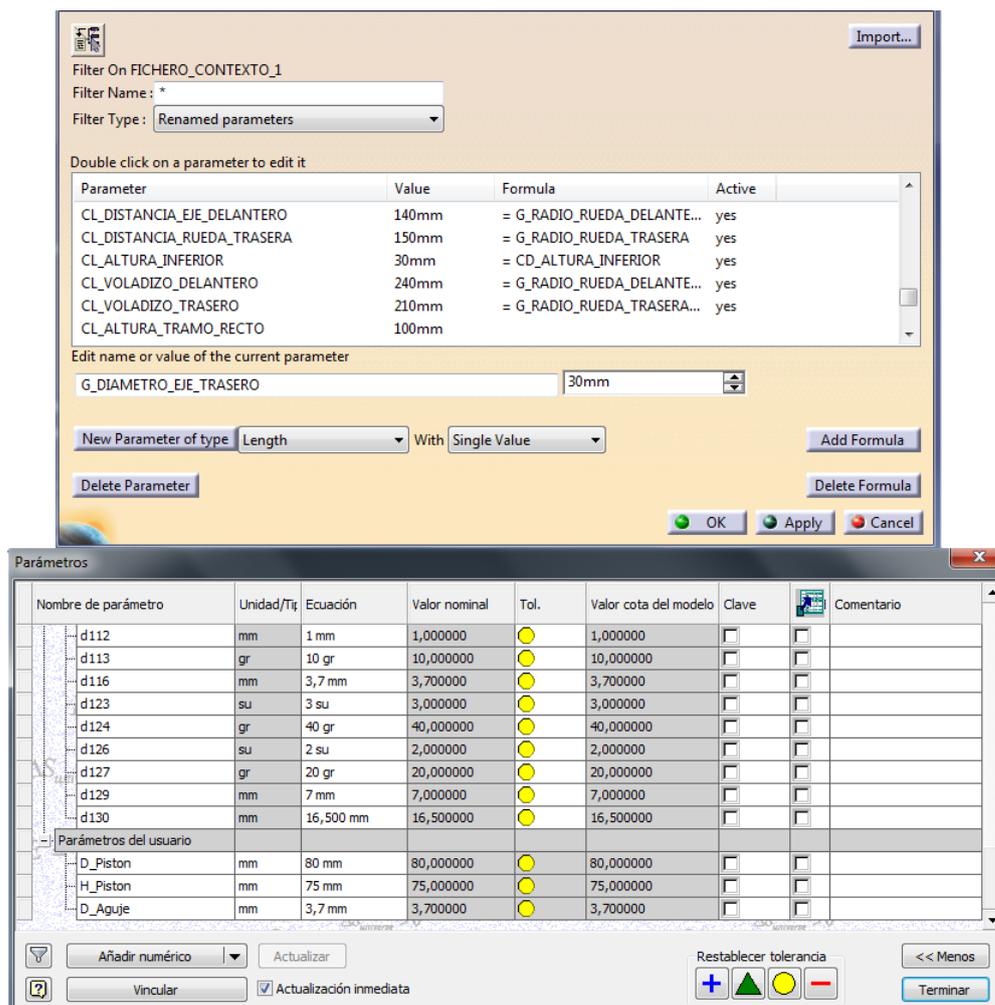


Figura 2.5. Cuadro de diálogo para modificar o añadir parámetros. La parte superior de la imagen corresponde a CATIA V5 y la inferior a Autodesk Inventor 2014

De esta forma, el diseñador posee más libertad a la hora de plantear diferentes alternativas sin tener en cuenta los detalles específicos del producto, pudiendo concentrarse más en los aspectos funcionales del diseño. [4]

En lo que concierne a este Trabajo de Fin de Grado, Simulación Dinámica de un Mecanismo con Autodesk Inventor 2014, se hace uso tanto de herramientas CAD como CAE, pero no de CAM, pues no hay necesidad de obtener la gama de fabricación de los componentes del mecanismo.

Para la realización de los sólidos en Autodesk Inventor se ha utilizado el módulo denominado Modelo 3D, que entraría dentro del entorno de herramientas CAD.

La simulación dinámica como tal, entraría dentro del entorno de herramientas CAE, siendo un método parecido al de los elementos finitos, pero diferente, pues tiene en cuenta la cinética y dinámica del mecanismo,

para poder analizar posteriormente las posiciones, velocidades, aceleraciones, fuerzas y momentos en los puntos que se deseen; pudiendo exportar estos resultados para realizar un análisis de elementos finitos (FEM) en el instante más crítico del movimiento para poder conseguir un análisis más exhaustivo del sistema.



### **3. Descripción del mecanismo simulado**

El mecanismo simulado en el este Trabajo de Fin de Grado es el mecanismo biela-manivela que forman el cigüeñal, la biela, el pasador del pistón y el pistón del motor monocilíndrico Minsel M380. El motor Minsel M380 es el motor utilizado para realizar prácticas en el banco de ensayos del laboratorio de Motores situado en el sótano de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid, perteneciente al departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica.

De todos los componentes existentes en el motor, para la simulación dinámica del mecanismo en Autodesk Inventor 2014 únicamente se ha hecho uso de cinco de ellos: cigüeñal, biela, bulón del pistón, pistón y volante de inercia (planos adjuntos en el *Anexo I: Planos de definición de los componentes simulados*).

#### **3.1 Elementos del mecanismo**

Como se ha dicho anteriormente, el mecanismo simulado consta de cinco elementos: cigüeñal, biela, volante de inercia, pistón y bulón del pistón. Los dos últimos se agrupan bajo el nombre grupo pistón.

Este mecanismo cumple la función fundamental del motor, que consiste en intercambiar la energía de los gases que reaccionan mediante una combustión en el interior del cilindro. Este proceso transforma el movimiento lineal de vaivén del pistón, debido a la presión producto de la combustión de los gases, en movimiento circular del cigüeñal. A continuación se realiza una breve descripción de los elementos y de su función en el mecanismo.

##### **3.1.1 Cigüeñal**

El cigüeñal en un motor tiene la misión de transformar el movimiento alternativo del pistón o pistones en un movimiento rotativo, para poder suministrar un par útil a la salida del eje del motor y desempeñar así un trabajo.

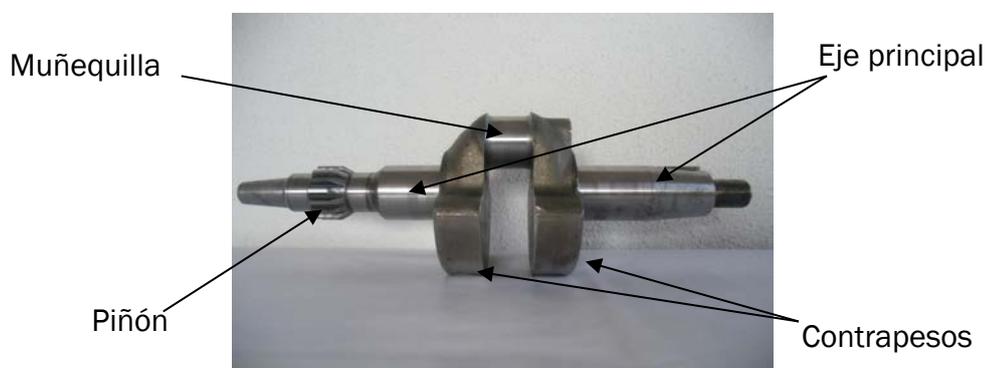


Figura 3.1. Vista frontal del cigüeñal.

En la figura 3.1 se pueden observar algunas de las principales partes del cigüeñal. Destacan el eje principal, la muñequilla, los contrapesos y el piñón.

En el eje principal se disponen los apoyos del cigüeñal sobre el bloque motor, que deben ser correctamente dimensionados para resistir los esfuerzos y lubricados para minimizar al máximo las pérdidas por fricción.

Sobre la muñequilla se apoya la biela, mediante cojinetes para reducir la fricción entre ambos. Como se pudo ver en la figura anterior (Fig 3.1), el eje de la muñequilla no coincide con el principal. Esta excentricidad es la que permite la conversión del movimiento alternativo en movimiento rotatorio.

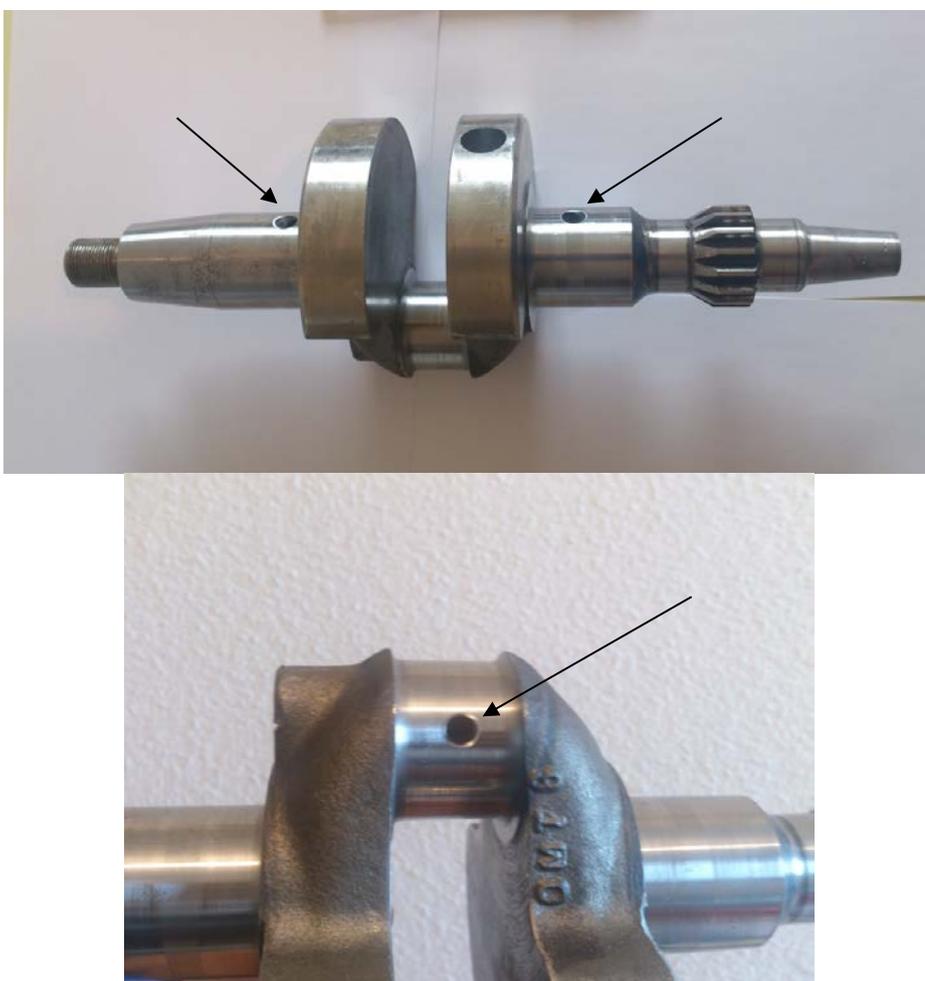


Figura 3.2. Detalles de los conductos para lubricación de los apoyos del cigüeñal.

Como se indica en la figura anterior, el cigüeñal del motor MINSEL M380 posee conductos para que la lubricación de la muñequilla con la biela y del cigüeñal con el bloque sea más efectiva. El agujero que se ve en el contrapeso no es de lubricación, sino que su función es conseguir un mejor equilibrado del cigüeñal.

Los contrapesos, situados de forma opuesta a la muñequilla tienen la función de equilibrar la rotación del cigüeñal. Los contrapesos pueden llegar a equilibrar hasta un 60% las masas rotativas del sistema. Además de equilibrar, también almacenan energía cinética de rotación, funcionando como volantes de inercia y permitiendo que el volante de inercia externo sea más ligero, reduciendo su coste.

Por último, el piñón es el encargado de transmitir el movimiento rotatorio a los sistemas auxiliares de distribución y transmisión del motor. Esta función puede hacerse por medio de engranajes conectados o por correas, dependiendo de la precisión y par de torsión que se quiera transmitir.

### 3.1.2 Biela

La misión de la biela dentro del mecanismo simulado es la de transmitir los esfuerzos generados por la presión de los gases debida a la combustión, que actúan sobre el pistón, hacia la manivela del cigüeñal y viceversa. Como se verá en sucesivos capítulos de este trabajo, también está sometido a grandes esfuerzos de inercia. Por ello, en la fase de diseño de la biela se intenta que tenga la masa más baja posible pero con la mayor rigidez, suficiente para soportar los esfuerzos a los que está sometida.

Se distinguen tres partes principales en una biela:

- Cabeza de biela: su misión es conectar con la muñequilla del cigüeñal. Suele estar dividida en dos partes para facilitar su montaje y desmontaje con tornillos.
- Cuerpo de biela: une la cabeza con el pie de biela, permitiendo la transmisión de las cargas desde el pistón hacia el cigüeñal.
- Pie de biela: su misión es conectar con el bulón del pistón.



Figura 3.3. Conjunto biela, bulón y pistón.

### 3.1.3 Grupo pistón

Como se vio al inicio de este capítulo, el grupo pistón es el conjunto formado por el pistón, los segmentos del pistón y el pasador o bulón del pistón. El grupo pistón realiza un movimiento lineal alternativo durante su trabajo. Sus funciones son:

- Transmitir los esfuerzos debidos a la presión de los gases de combustión hacia el cigüeñal por medio de la biela.
- Separar, gracias a su estanqueidad, la cámara de combustión del cárter del cigüeñal impidiendo la fuga de presión.
- Transmitir calor hacia las paredes del cilindro procedente de la combustión.

En la siguiente figura se pueden ver claramente algunas de las partes más significativas de un pistón.



Figura 3.4. Vista lateral del pistón. Se pueden apreciar los segmentos, el bulón y la falda.

La parte superior, denominada cabeza, es la zona sobre la que actúa la presión de los gases de combustión. Dependiendo del tipo de inyección que tenga el motor, directa o indirecta, la cabeza del pistón puede estar más o menos labrada, respectivamente.

Puesto que en el caso del motor MINSEL M380 la inyección es directa, el pistón está labrado en su cara superior. La cavidad resultante añade volumen a la cámara de combustión, pero su principal función es dotar de mayor turbulencia al flujo de mezcla que choca contra sus paredes, facilitando la homogeneidad de la mezcla, dando lugar a una mejor combustión de los gases. Hay que tener especial cuidado con las temperaturas alcanzadas en las cámaras de combustión labradas en el

pistón, por lo que deben diseñarse sin aristas pronunciadas e incluso con diferentes materiales que mejoren su conductividad térmica.



Figura 3.5. Detalle de la cámara de la superficie del pistón labrada para mejorar la combustión.

Continuando con el pistón, se pueden observar los tres segmentos que se disponen en este grupo pistón. Los segmentos son los encargados de asegurar la estanqueidad de la cámara de combustión para evitar fugas de la mezcla de combustible, pérdidas de presión y fugas de aceite procedente del cárter del cigüeñal, que provoquen un empeoramiento de la calidad de la combustión. También disipan una cantidad importante de calor procedente del pistón y transmitida al cilindro.

Los segmentos cumplen con su función gracias a que ejercen una fuerza elástica radial que garantiza su constante contacto con la pared del cilindro, garantizando a su vez la estanqueidad. Los nombres de los segmentos son, de superior a inferior:

- Segmento de fuego: es el primer segmento, y también el más crítico en su funcionamiento. Cumple misiones de estanqueidad de los gases y de evacuación de calor del pistón hacia el cilindro.
- Segmento de estanqueidad: es el segundo segmento, también cumple misiones de estanqueidad de los gases y de evacuación de calor del pistón hacia el cilindro, pero de menor responsabilidad que el segmento de fuego.
- Segmento rascador: es el tercer y último segmento. Su objetivo es arañar y extraer el aceite depositado en la pared del cilindro para evitar que llegue a la cámara de combustión y disminuya la calidad del proceso de combustión. También es conocido como segmento de engrase, aunque esta denominación puede ser confusa ya que la función es la contraria a lo que puede intuirse.

Si se observa el pistón desde abajo, se pueden ver unos conductos pasantes, cuya función es la de refrigerar el pistón mediante la circulación de aceite a través de sí mismos, procedente del cárter del cigüeñal. Además, el segmento rascador conduce el aceite procedente de la pared del cilindro a través de estos conductos.



Figura 3.6. Vista de planta inferior del pistón donde pueden verse los conductos de refrigeración y los de lubricación del bulón.

El bulón del pistón sirve para facilitar la transmisión de esfuerzos entre el pistón y la biela, ya sean procedentes de la presión de los gases de combustión o de las fuerzas de inercia procedentes del movimiento de los elementos del mecanismo.

Por último, la falda del pistón tiene como función el guiado del mismo y la redistribución del esfuerzo normal provocado por la oblicuidad de la biela.



Figura 3.7. Vista lateral del pistón donde se pueden ver tanto los conductos de refrigeración como la forma de la falda del pistón.

La masa del grupo pistón es un aspecto relevante en la fase de diseño, pues tiene una enorme repercusión sobre las fuerzas de inercia y las pérdidas

mecánicas. Por ello resulta crucial optimizar las dimensiones de zonas como la falda, los segmentos, la geometría interior del pistón, los conductos de refrigeración y el bulón; pues así se pueden conseguir grupos pistón ligeros pero con elevadas cualidades mecánicas.

### 3.1.4 Volante de inercia

El volante de inercia inicialmente no aparece en este mecanismo, ya que no tiene una función imprescindible para el funcionamiento del motor. Sin embargo, es un elemento presente en prácticamente la totalidad de motores, tanto de combustión como eléctricos, ya que proporciona numerosas ventajas al correcto funcionamiento del motor y, por tanto, se incluirá en la simulación.

La principal ventaja que el volante de inercia aporta al funcionamiento del mecanismo es la de estabilizar, o más bien disminuir la fluctuación del régimen de giro del motor, almacenando energía cinética procedente del cigüeñal durante la carrera de expansión para cedérsela durante las carreras de admisión, compresión y escape. Así, por ejemplo, durante la carrera de compresión, cede energía cinética para favorecer una mejor y más rápida compresión del gas en el interior del cilindro. Esto se traduce en una menor variación del régimen de giro a lo largo del ciclo, haciendo más estables el resto de variables.

Como consecuencia de lo anterior, la simulación llega al punto estacionario mucho más rápido, con un periodo transitorio muy breve. Gracias a ello, el tiempo de simulación es mucho menor.

## 3.2 Descripción del motor

Según los datos que se pueden encontrar en la página web del fabricante [5], es un motor diesel de cuatro tiempos cuyo principal uso es funcionar como generador eléctrico. Sus características principales son las siguientes:

<b>Combustible</b>	Diesel
<b>Inyección</b>	Directa
<b>Cámara de combustión</b>	Pistón labrado
<b>Diámetro del pistón [mm]</b>	80
<b>Carrera del pistón (S) [mm]</b>	75
<b>Relación de compresión (<i>r</i>)</b>	19,3:1
<b>Cilindrada [cm<sup>3</sup>]</b>	377
<b>Potencia N (DIN70020) [kW/HP]</b>	6/8,2
<b>Rev/min [RPM]</b>	3000
<b>Par motor máximo (M<sub>e</sub>)[N·m/RPM]</b>	21/2100

Tabla 3.1 Características principales del motor MINSEL M380.

### 3.2.1 Parámetros característicos del motor

Algunos de los parámetros básicos que se pueden obtener de los datos de la tabla anterior se deducen a continuación [6 (p.44-70)].

El volumen de la cámara de combustión  $V_c$ : es el volumen que existe en el cilindro cuando el pistón se encuentra en punto muerto superior (PMS).

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c} = \frac{A_p S + V_c}{V_c} \quad \text{Ec.1}$$

donde  $r$  es la relación de compresión,  $V_{max}$  y  $V_{min}$  el volumen máximo y mínimo, respectivamente, en el cilindro,  $A_p$  es el área útil del pistón,  $S$  la carrera del pistón y  $V_c$  el volumen de la cámara de combustión.

Despejando  $V_c$  de la ecuación anterior obtenemos la expresión para calcular el volumen de la cámara de combustión:

$$V_c = \frac{V_D}{r - 1} = \frac{A_p S}{r - 1} \quad \text{Ec.2}$$

Obteniendo un volumen de la cámara de combustión de  $V_c = 2,060 \times 10^{-5} \text{ m}^3 = 20,6 \text{ cm}^3$ .

Suponiendo que los parámetros de par y potencia suministrados por el fabricante son parámetros efectivos (relativos al eje del motor) y no indicados (relativos al proceso de combustión en el interior del cilindro), podemos obtener la presión media efectiva del motor ( $p_{me}$ ) con la siguiente expresión:

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{i n V_T} = \frac{M_e \omega}{i n V_T} = \frac{M_e 2\pi n}{i n V_T} \quad \text{Ec.3}$$

donde  $W_e$  es el trabajo efectivo desarrollado por el motor en un ciclo,  $V_T$  es el volumen total del motor,  $N_e$  es la potencia efectiva,  $i$  es un parámetro de tiempo de ciclo (siendo  $i = 1$  en motores de dos tiempos mientras que en motores de cuatro tiempos  $i = 1/2$ ),  $n$  es el régimen de giro en rpm y  $M_e$  es el par efectivo suministrado por el motor.

Sustituyendo los valores de aportados por el fabricante en la ecuación anterior (Ec.3):

$$p_{me} = \frac{N_e}{i n V_T} = \frac{21 \cdot 2\pi \cdot 2100}{1/2 \cdot 2100 \cdot 0,000377} \cong 7 \text{ bar} \quad \text{Ec.4}$$

La presión media efectiva representa una presión constante durante la carrera de expansión del ciclo termodinámico del motor que produce un trabajo igual al trabajo efectivo. Además es un parámetro fundamental a la hora de cuantificar el rendimiento del motor, ya que nos permite conocer (mediante el rendimiento mecánico) la presión media efectiva ( $p_{mi}$ ) y con ésta

poder caracterizar el ciclo de aire representativo del proceso real de combustión para obtener la presión del gas en el cilindro sobre el pistón en cada instante de tiempo. Una vez obtenida la presión en cada instante de tiempo ( $P_g$ ), para poder realizar la simulación dinámica con Autodesk Inventor 2014 es necesario obtener la fuerza ( $F_g$ ), multiplicando la presión por el área del pistón ( $A_p$ ).

Tomando un valor común del rendimiento mecánico para un motor de encendido por compresión de aspiración natural [6 (p.152)], es decir, rendimiento manométrico de  $\eta_m=85\%$ , se puede obtener la presión media indicada (pmi) a partir de la expresión:

$$\eta_m = \frac{pme}{pmi} \quad \text{Ec.5}$$

De la ecuación anterior se obtiene un valor de presión media indicada  $pmi=8,2352$  bar.

### 3.2.2 Ciclos reales y teóricos aproximados

A partir del valor de la presión media indicada, se puede caracterizar el ciclo termodinámico que tiene lugar en el cilindro, pues representa una presión constante durante toda la carrera de expansión que produce un trabajo igual al trabajo indicado del ciclo, como se ve en la figura siguiente.

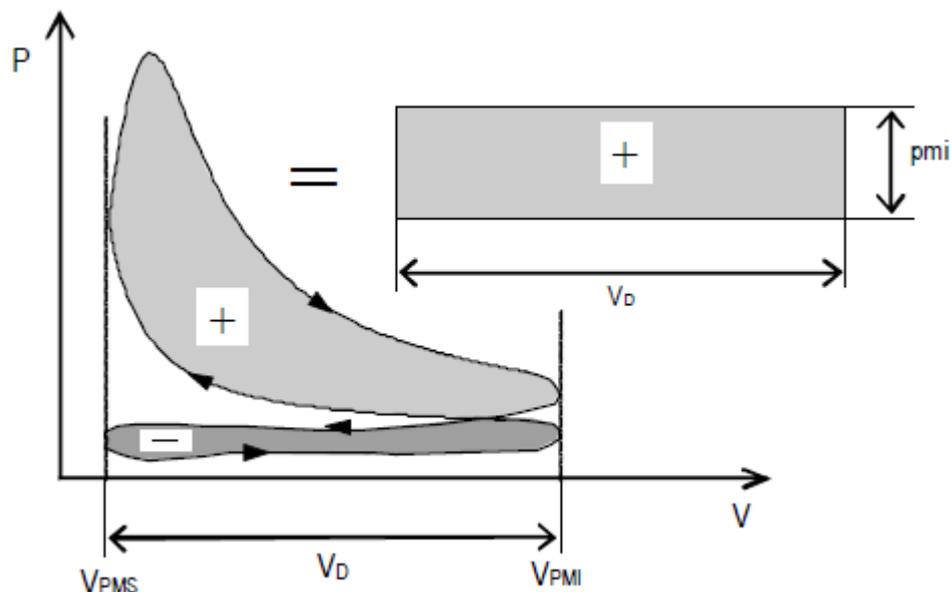


Figura 3.8 Ciclo indicado y presión media indicada. [6 (p.59)]

Para poder aproximar el proceso termodinámico que ocurre en el cilindro por un ciclo teórico ideal de aire hay que asumir ciertas hipótesis, a pesar de que algunas no sean del todo próximas al proceso real [6 (p.72-90)]:

- No existen fugas de presión.

- El aporte de calor del ciclo teórico es el correspondiente a una combustión completa del combustible inyectado en cada ciclo.
- No existen pérdidas de calor a través de las paredes de los elementos que forman el volumen que encierra el gas.
- No existen pérdidas de escape.
- Las evoluciones son mecánicamente reversibles.
- El fluido que evoluciona en el interior del cilindro es aire, que mantiene sus propiedades constantes.
- No se producen pérdidas de tiempo, es decir, la combustión es instantánea y no progresiva.
- El proceso de renovación de la carga del cilindro se sustituye por una cesión de calor al exterior a volumen constante.
- Los procesos que ocurren en el ciclo deben ser los mismos y en el mismo orden (admisión, compresión, expansión y escape).
- La relación de compresión volumétrica  $r$  debe ser la misma.
- La misma cantidad de energía aportada por unidad de masa que en el ciclo real.
- La misma presión y temperatura en un punto de referencia de la línea de compresión.
- La misma presión máxima de combustión, si el ciclo representativo del proceso es un ciclo de presión limitada.
- Las carreras de compresión y expansión son adiabáticas y reversibles.

Una vez asumidas las hipótesis anteriores, hay que elegir cuál de los posibles ciclos teóricos ideales de aire es más representativo del proceso que ocurre en el cilindro. En la siguiente figura (Fig. 3.9) se puede apreciar la diferencia existente en un diagrama  $P-v$  entre un motor de encendido provocado (MEP) y uno de encendido por compresión (MEC):

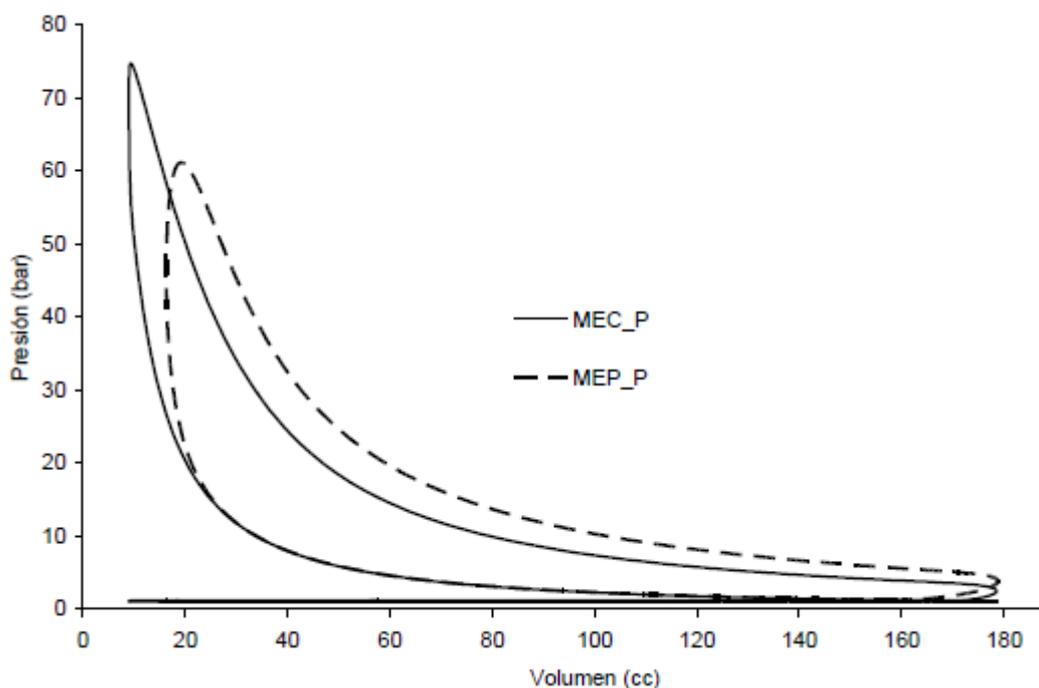


Figura 3.9. Diagrama comparativo de presiones de un MEC y un MEP.

Como se puede observar, en la presión alcanzada por el fluido en el MEC es mucho mayor que la del MEP, debido a la mayor relación de compresión existente en este tipo de motores para provocar la combustión sin necesidad de un foco externo y poder garantizar el arranque en frío del motor. Debido a estos dos factores, los motores de encendido por compresión son más robustos y resistentes a esfuerzos mecánicos que los motores de encendido provocado.

Los principales ciclos teóricos ideales de aire por los que se puede aproximar el proceso termodinámico que tiene lugar en el interior del cilindro son:

- Ciclo ideal de aire a volumen constante o ciclo Otto

El ciclo ideal de aire a volumen constante se caracteriza por:

- Dos procesos isentrópicos: compresión (1→2) y expansión (3→4).
- Dos procesos a volumen constante: aporte de calor (2→3) y cesión de calor (4→1).

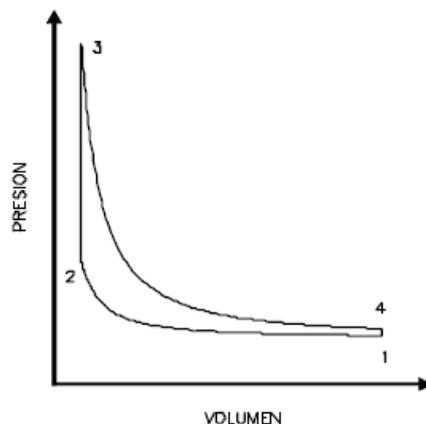


Figura 3.10. Ciclo teórico de aire a  $V=cte$ .

En este ciclo, la aportación de calor al fluido se hace de forma instantánea en el punto muerto superior al final de la carrera de compresión ( $2 \rightarrow 3$ ).

El ciclo ideal de aire a volumen constante o ciclo Otto suele ser más representativo del funcionamiento de los motores de encendido provocado que de los de encendido por compresión.

- **Ciclo ideal de aire a presión constante o ciclo Diesel:**

El ciclo ideal de aire a presión constante se caracteriza por:

- Dos procesos isentrópicos: compresión ( $1 \rightarrow 2$ ) y expansión ( $3 \rightarrow 4$ ).
- Un proceso a presión constante correspondiente al aporte de calor ( $2 \rightarrow 3$ ).
- Un proceso a volumen constante correspondiente a la cesión de calor ( $4 \rightarrow 1$ ).

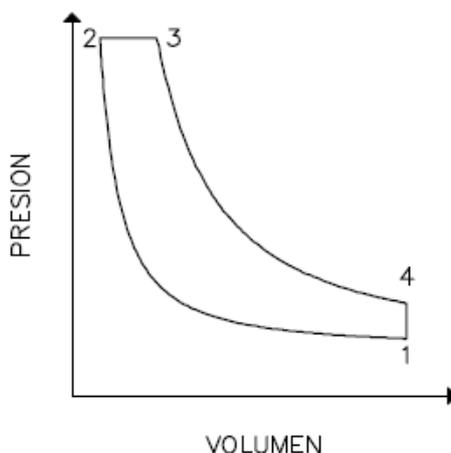


Figura 3.11. Ciclo teórico de aire a  $p=cte$ .

En este ciclo, la aportación de calor al fluido a presión constante ( $2 \rightarrow 3$ ) representa de una forma idealizada la combustión típica de un motor Diesel lento, controlando la combustión mediante el proceso de inyección del combustible.

- Ciclo ideal de aire a presión limitada o ciclo Sabathé:

El ciclo ideal de aire a presión limitada se caracteriza por:

- Dos procesos isentrópicos: compresión ( $1 \rightarrow 2$ ) y expansión ( $3^a \rightarrow 4$ ).
- Un proceso a  $V = cte.$  correspondiente al aporte de calor hasta alcanzar la presión límite ( $2 \rightarrow 3$ ).
- Un proceso a presión constante correspondiente al aporte de calor ( $3 \rightarrow 3^a$ ).
- Un proceso a  $V = cte.$  correspondiente a la cesión de calor ( $4 \rightarrow 1$ ).

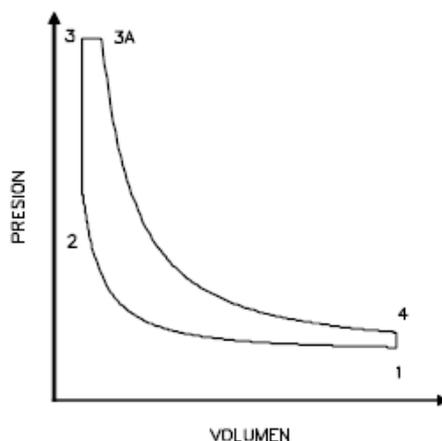


Figura 3.12. Ciclo ideal de aire a presión limitada.

Este ciclo es característico de los motores diesel rápidos, y puede considerarse como una combinación del ciclo a volumen constante con el ciclo a presión constante.

### 3.2.3 Ciclo aproximado para la simulación

Para la realización de la simulación dinámica en Autodesk Inventor se ha utilizado el ciclo ideal de a presión constante. Se ha elegido este ciclo debido a que es el más representativo de los motores de encendido por compresión y a la facilidad para obtener la distribución de presiones que describe el ciclo; basta con obtener la presión al inicio de la compresión y expansión isentrópicas ( $P \cdot v^\gamma = cte$ ) para caracterizarlo. Los valores son:

- Presión al inicio de la carrera de compresión isentrópica de 1 bar.
- Volumen (en el caso del ciclo a presión constante) al inicio de la expansión isentrópica tal que el trabajo del ciclo, es decir, el área bajo la curva  $P-v$  sea lo más parecido al trabajo indicado calculado anteriormente.

Para poder caracterizar el proceso termodinámico, puesto que es posible conocer de forma aproximada la presión media indicada del proceso real gracias a los datos suministrados por el fabricante en su página web (tal y como se indicó al inicio de este apartado), se ha realizado un proceso de iteración de posibles valores del volumen tras la combustión instantánea a presión constante hasta minimizar el error obtenido entre el trabajo indicado realizado por el proceso real ( $W_i = p_{mi} \cdot V_D$ ) y el trabajo realizado por el ciclo ideal de aire a presión constante.

En la siguiente figura se puede observar el ciclo ideal de aire a presión constante utilizado para obtener la presión en cada instante de tiempo en el interior del cilindro.

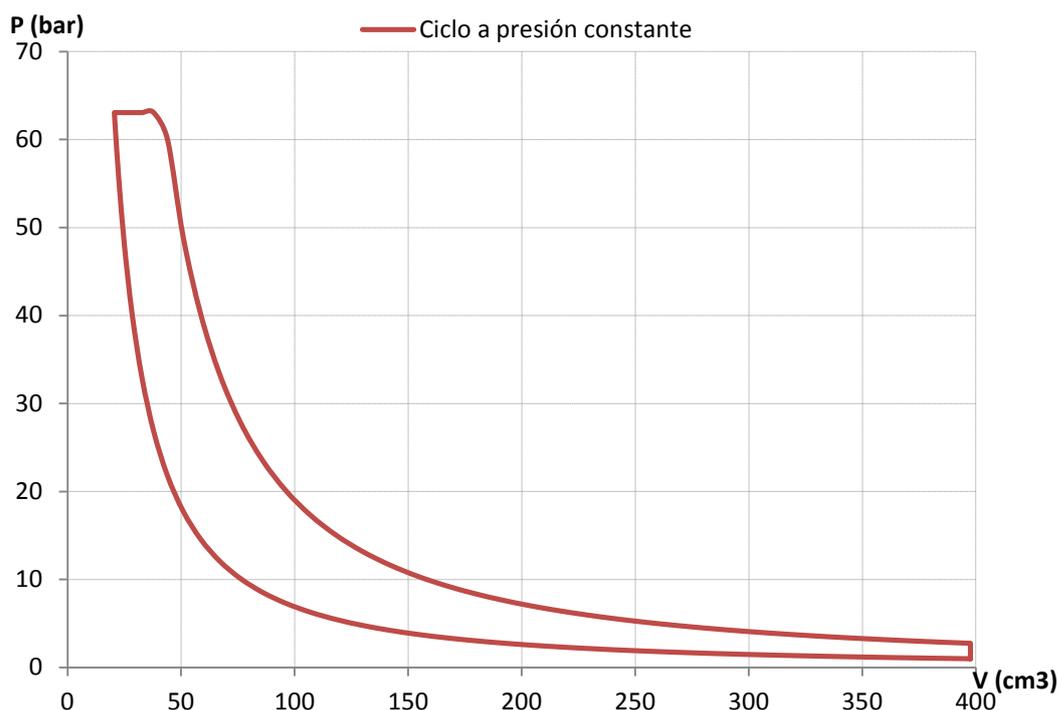


Figura 3.13. Diagrama presión frente a volumen del ciclo a presión constante utilizado para la simulación dinámica.

Se puede observar que la carrera de compresión finaliza a una presión de 63,064 bar y un volumen de  $2,060 \times 10^{-5} m^3$ .

Tras la compresión hasta los 63,064 bar tiene lugar la combustión instantánea a presión constante. Dicha presión de 63,064 bar se mantiene

constante hasta que el volumen aumenta a  $3,793 \times 10^{-5} m^3$ , es decir, durante un incremento de aproximadamente  $18 cm^3$ , que corresponden a  $21,6^\circ$  de giro del cigüeñal, siendo un tiempo de combustión lento pero aceptable. El trabajo total del ciclo ideal de aire a presión constante con estas características tiene un error relativo del 0,85% con respecto al trabajo indicado calculado anteriormente, por lo que se puede considerar una buena aproximación a la realidad.



#### **4. Sobre Autodesk Inventor 2014**

Como ya se indicó al principio de este trabajo (*Capítulo 2. Ventajas de la simulación por ordenador*), Autodesk Inventor forma parte del gran conjunto de herramientas CAE (*Computer Aided Engineering*) para la simulación. Autodesk Inventor es considerada una herramienta de diseño paramétrico de gama media, como pueden ser SolidWorks y SolidEdge; mientras que en la gama más profesional se encuentran otros softwares como CATIA, I-Deas y Unigraphics.

Autodesk Inventor destaca sobre el resto de competidores gracias a varios motivos, entre los cuales cabe resaltar:

- Pertenece a la familia Autodesk, al igual que otros softwares muy populares como AutoCAD. Esto permite una gran acogida por los usuarios habituales de AutoCAD, permitiendo además utilizar los dibujos hechos en AutoCAD como bocetos en Autodesk Inventor.
- La interfaz de diseño es muy flexible e intuitiva, al contrario que otros softwares de diseño paramétrico muy complejos y cerrados.
- Mediante el formato DWF, se pueden publicar modelos 3D creados en la Web, facilitando la visualización y revisión de los mismos de manera remota, lo cual va encaminado a realizar un proyecto de ingeniería concurrente.
- Al tener integrados módulos de simulación como la simulación dinámica, el análisis de tensiones, el análisis estructural y la posibilidad de enlazar con el entorno de intercambio BIM (Building Information Modeling, o Modelado de información de construcción), hace que sea una herramienta muy útil a la hora de realizar diseños complejos y primeros análisis y comprobaciones de los mismos sin necesidad de exportar a otros programas.

A continuación se describirán los principales pasos que son necesarios llevar a cabo para el correcto desarrollo de una simulación dinámica, comenzando por la fase de diseño de los componentes hasta, finalmente, la obtención de los resultados de la simulación. Lo que a continuación se expone no pretende ser un tutorial exhaustivo y detallado para la realización de una simulación, sino una guía inicial con los pasos básicos para poder simular. Para una explicación más detallada de los procesos de diseño y simulación, es recomendable consultar bibliografía más específica como los libros *“Up and running with Autodesk Inventor Simulation 2011”* de Wasim Younis y *“Mastering Autodesk® Inventor® 2014 and Autodesk® Inventor LT™*

2014” de Curtis Waguespack, así como la ayuda en línea que proporciona Autodesk Inventor.

#### 4.1 Diseño de los componentes del mecanismo.

Para realizar el diseño de cualquiera de los componentes del mecanismo, lo primero que hay que hacer es crear un proyecto nuevo, donde se almacenarán todos los componentes y parámetros del mismo, ya sean piezas 3D, ensamblajes de varias piezas, planos de definición de piezas o resultados de simulaciones, entre otros.

Para ello, es necesario seguir la siguiente secuencia:

- Proyectos→Nuevo

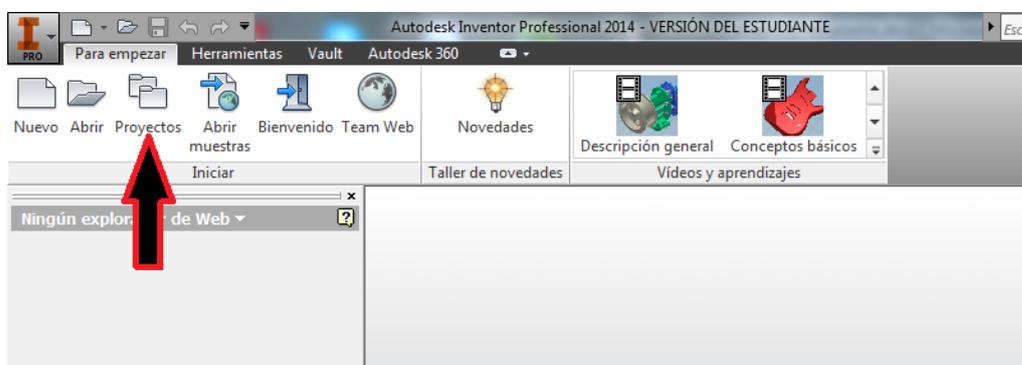


Figura 4.1. Localización del botón 'Proyectos' en la barra de herramientas de Inventor

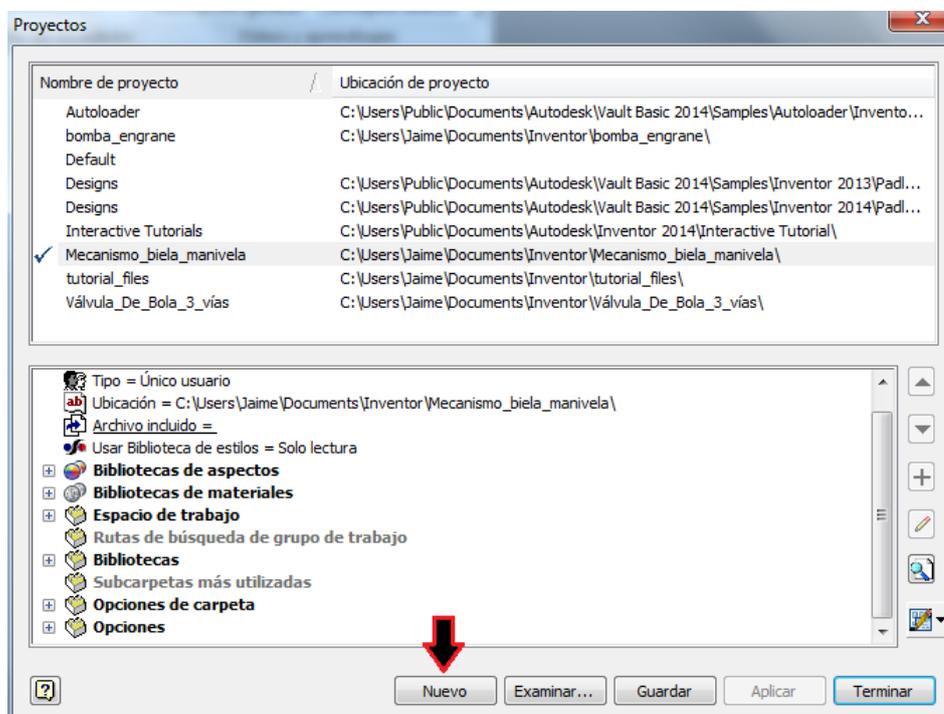


Figura 4.2. Ventana de Proyectos (1) en Autodesk Inventor 2014.

- Seleccionar el tipo de proyecto. En este caso de usuario único ya que el proyecto únicamente es realizado por una persona. Para realizar trabajos de ingeniería concurrente o en grupos remotos, es conveniente seleccionar la opción proyecto de Vault.

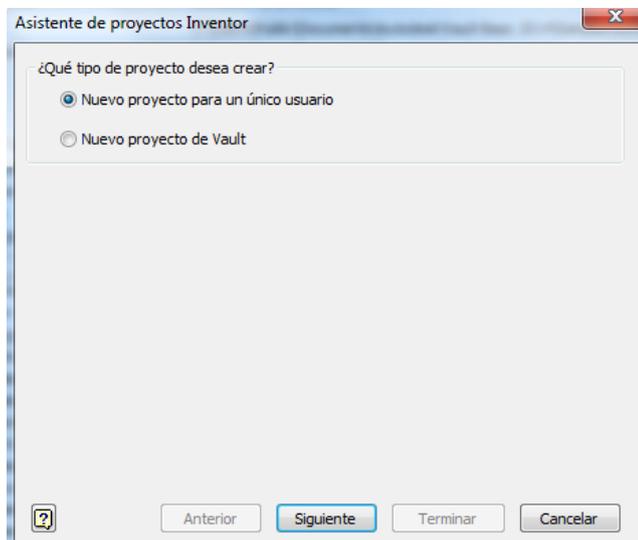


Figura 4.3. Asistente configuración de proyectos (1) de Inventor.

- Introducir el nombre y la ubicación en el disco duro que se desea que ocupe el proyecto.

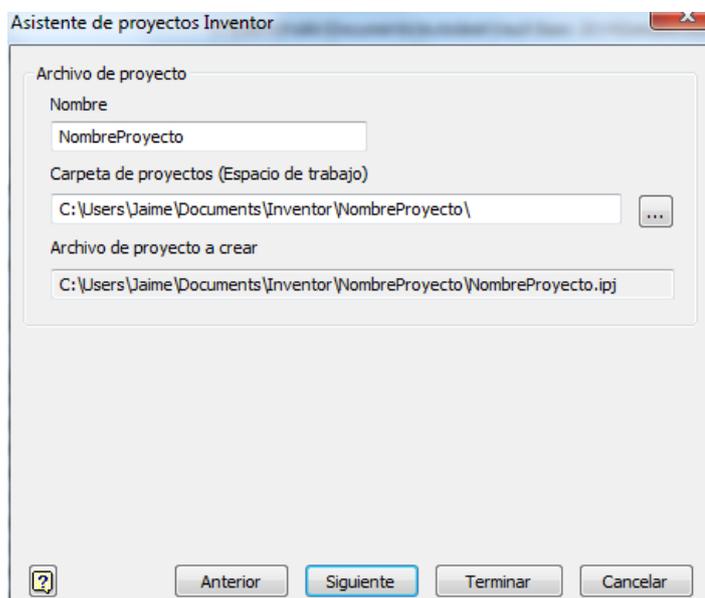


Figura 4.4. Asistente configuración de proyectos (2) de Inventor.

- Seleccionar las librerías disponibles que se quieren añadir al proyecto para que puedan ser utilizadas. Este paso es importante, ya que añadir las librerías correctas puede ahorrar mucho esfuerzo y tiempo, por ejemplo a la hora de introducir en el ensamblaje elementos

normalizados, como por ejemplo tornillos y tuercas, o seleccionar el material con las propiedades adecuadas a cada componente.

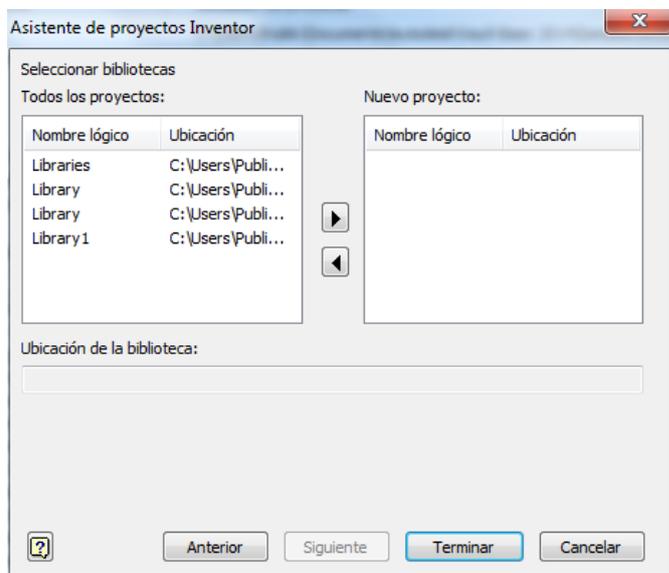


Figura 4.5. Asistente configuración de proyectos (3) de Inventor.

Una vez creado el proyecto, es importante comprobar que está seleccionado como proyecto activo, ya que es posible que si se está trabajando con varios proyectos simultáneamente no encontremos los componentes necesarios en uno u otro proyecto. Para comprobar si el proyecto en el que trabajamos es el proyecto activo, basta con clicar en la barra de herramientas sobre la opción proyectos y ver que en la lista de proyectos disponibles aparece un símbolo de verificación (✓) junto al nombre del proyecto:

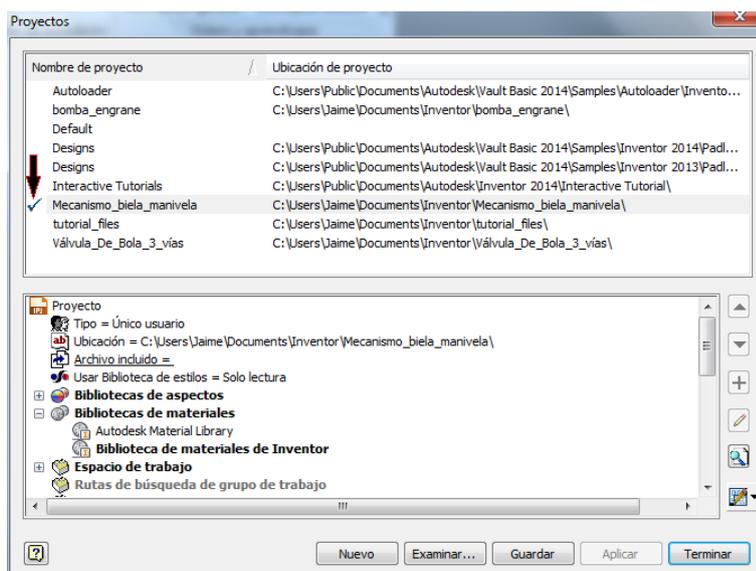


Figura 4.6. Ventana de Proyectos (1) en Autodesk Inventor 2014

Para activar un proyecto inactivo, existen dos caminos posibles: hacer doble clic sobre él o seleccionarlo y clicar en ‘Aplicar’ y posteriormente en ‘Terminar’.

Una vez creado y activado el proyecto, se puede empezar a modelar los componentes que forman el ensamblaje. Para comenzar, hay que hacer clic en la barra de herramientas superior sobre el icono ‘Nuevo’. A continuación se selecciona el tipo de archivo a crear y se pulsa el botón ‘Crear’. De entre todas las posibilidades de archivos nuevos a crear, para poder crear un sólido 3D es necesario elegir el tipo ‘Normal.ipt’, como se puede ver en la siguiente figura:

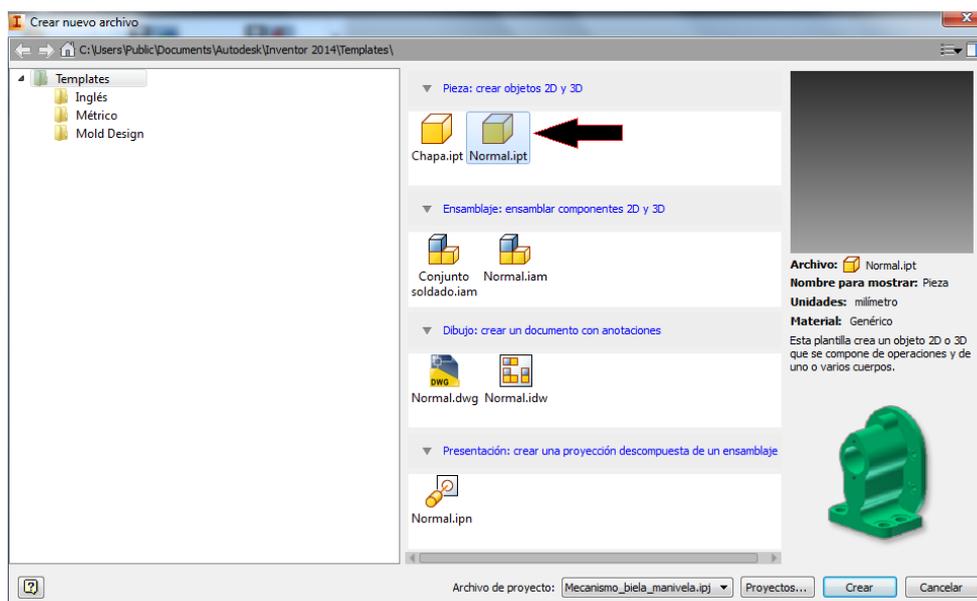


Figura 4.7. Ventana de selección del tipo de archivo nuevo (1).

Es conveniente asegurarse siempre que se va a crear un nuevo archivo que éste se va a incluir en el proyecto correcto. Para ello, basta con comprobar en la parte inferior (antes de pulsar ‘Crear’) el proyecto activo.

Una vez creado el archivo tipo ‘Normal.itp’, ya se puede comenzar con el diseño del componente deseado. Las principales operaciones que pueden llevarse a cabo para crear un sólido están presentes en la barra de herramientas de Inventor:



Figura 4.8. Barra de herramientas con las opciones para la generación de sólidos 3D.

Como ya se dijo en el capítulo 2. *Ventajas de la simulación por ordenador*, la creación de modelos sólidos paramétricos se realiza a partir de

bocetos bidimensionales mediante operaciones de modelado, como pueden ser una extrusión, una revolución o un barrido, entre otras. Es por ello que la primera operación será siempre dibujar un boceto.

Para crear un boceto, hay que seleccionar la opción ‘Crear boceto 2D’ en la barra de herramientas y posteriormente elegir un plano sobre el que asentar el boceto. El plano sobre el que se asienta el boceto no tiene por qué ser uno de los planos origen del triedro directo, sino que puede ser una cara – sin necesidad de que sea paralela a alguno de los planos origen– generada en alguna operación anterior. Las principales operaciones disponibles para dibujar un boceto se encuentran en la siguiente figura:



Figura 4.9. Barra de herramientas con las opciones para la creación de bocetos.

Cabe destacar las operaciones situadas sobre la etiqueta restringir, ya que son las que nos permitirán dejar el boceto restringido y perfectamente definido para evitar posibles fallos en posteriores operaciones de diseño. Cuando un boceto está totalmente restringido cambia de color, a modo de aviso, y pasa de ser verde a ser azul oscuro, como se puede ver en la siguiente figura:

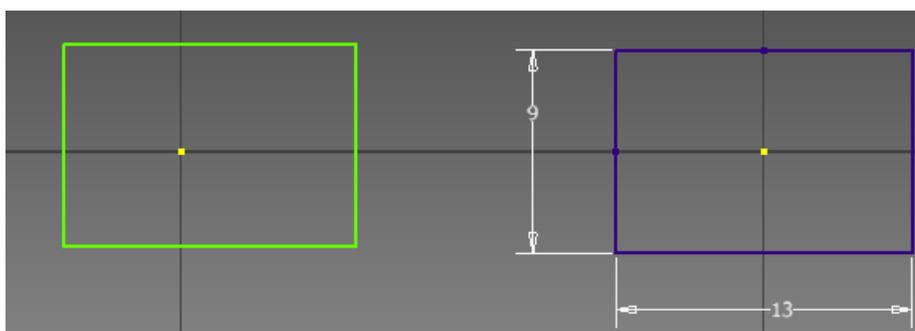


Figura 4.10. Ejemplo de boceto sin restringir (izquierda) y restringido (derecha).

Una vez finalizado el boceto, se puede realizar una operación de generación de sólido a partir del boceto. Las dos más utilizadas –y más sencillas– son ‘Extrusión’ y ‘Revolución’, que al ser operaciones booleanas pueden “sumar” material, “eliminar” material o crear la intersección con otro sólido. Las posibles operaciones a realizar se encuentran sobre la etiqueta ‘Crear’:

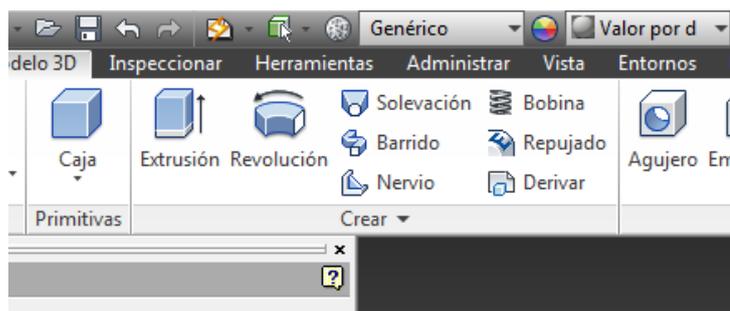


Figura 4.11. Opciones para la generación de sólidos 3D localizadas en la pestaña 'Crear'.

#### 4.1.1 Parámetros

Otro aspecto fundamental a la hora de diseñar con Autodesk Inventor –y con cualquier otro software de diseño paramétrico– es la posibilidad de introducir parámetros en el diseño, con el fin de referir a ellos los parámetros de alguna de las operaciones que componen el diseño. Esto permite que realizando un único diseño adecuadamente y haciendo uso de dichos parámetros de diseño, cambiando alguno de ellos se puede obtener una familia de piezas semejantes a la original sin necesidad de repetir el proceso de diseño. Es un proceso muy común en el diseño de familias de piezas a escala o con alguna diferencia en alguno de sus parámetros como puede ser el espesor de alguna zona en concreto o el tamaño de uno de los agujeros de la pieza.

Los parámetros no tienen por qué ser únicamente cifras que asignen valor a una cota, sino que pueden ser relaciones algebraicas de otros parámetros.

Para introducir los parámetros necesarios, hay que acceder a la ventana de parámetros, pulsado sobre su icono en la parte superior de la barra de herramientas:

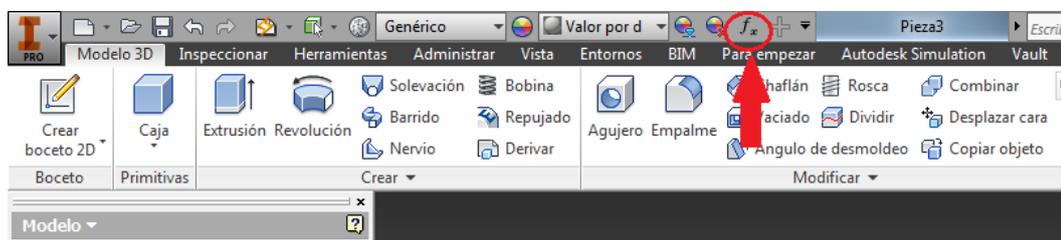


Figura 4.12. Botón de acceso a los parámetros en la barra de herramientas de Inventor.

Una vez abierta la ventana de los parámetros se puede observar que hay dos grupos de parámetros:

- **Parámetros del modelo:** son los parámetros correspondientes a las cotas y medidas que han sido introducidas en su operación correspondiente. Pueden ser resultado de una operación de los parámetros de usuario.
- **Parámetros de usuario:** son los parámetros que el usuario puede introducir previamente y a los que en la fase de diseño se referirá para parametrizar correctamente el modelo.

Ambos tipos de parámetros se pueden modificar durante el proceso de trabajo, modificando así el sólido que esté referido a ellos. Es recomendable no modificar los parámetros del modelo y sí los de usuario, siempre y cuando el modelo se haya parametrizado correctamente. Si el modelo no se ha parametrizado correctamente, puede haber errores en el diseño.

Nombre de parámetro	Unidad/Tip	Ecuación	Valor nominal	Tol.	Valor cota del modelo	Clave	Comentario
<b>Parámetros del modelo</b>							
d2	mm	H_Piston	75,000000	●	75,000000	<input type="checkbox"/>	
d9	mm	D_Piston / 2 su	40,000000	●	40,000000	<input type="checkbox"/>	
d11	mm	11,1 mm	11,100000	●	11,100000	<input type="checkbox"/>	
<b>Parámetros del usuario</b>							
D_Piston	mm	80 mm	80,000000	●	80,000000	<input type="checkbox"/>	
H_Piston	mm	75 mm	75,000000	●	75,000000	<input type="checkbox"/>	
D_Aguje	mm	3,7 mm	3,700000	●	3,700000	<input type="checkbox"/>	
Radio_Bulon	mm	1,0 mm	1,000000	●	1,000000	<input type="checkbox"/>	

Figura 4.13. Ejemplo de parámetros utilizados en el diseño del pistón.

Para añadir un parámetro de usuario al diseño, basta con abrir la ventana de parámetros y pulsar sobre la opción 'Añadir numérico' e introducir las unidades del parámetro y el valor. También hay posibilidad de añadir un parámetro con tolerancia, indicando el valor nominal, el valor superior y el inferior.

Si el diseño contiene un gran número de parámetros puede ser una tarea tediosa. Sin embargo, si se dispone de los parámetros organizados en una hoja de cálculo tipo .xls o .xlsx, se pueden vincular directamente los parámetros de la hoja de cálculo a Inventor, seleccionando la opción 'Vincular'.

Una vez finalizado el proceso de diseño del modelo de la pieza, se pueden modificar ciertas características físicas del mismo, como el material que compone la pieza, la densidad del mismo, así como la posición del centro de masas o el valor de los momentos de inercia de la pieza.

Para ello, hay que hacer clic con el botón derecho del ratón sobre la pieza en el árbol y seleccionar la opción ‘iProperties...’.

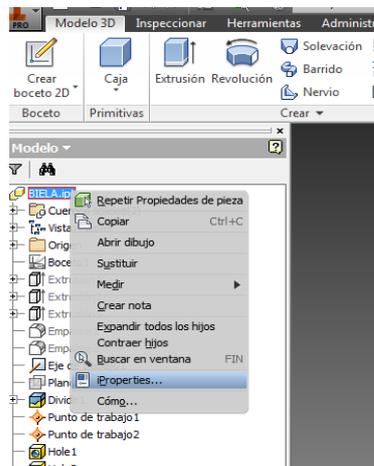


Figura 4.14. Localización de la opción ‘iProperties’.

Dentro de la ventana ‘iProperties’, seleccionando la pestaña ‘Propiedades físicas’ se pueden realizar los cambios que sean necesarios. Modificar las propiedades físicas del modelo puede ser útil cuando después del diseño se va a realizar algún estudio o simulación con el mismo, como puede ser un análisis de tensiones o una simulación dinámica del ensamblaje. El fin de modificar las propiedades físicas del modelo antes de simular puede ser comprobar la influencia de cambiar un material por otro a la hora de trabajar con el ensamblaje y así poder ahorrar en ensayos y prototipos posteriores.

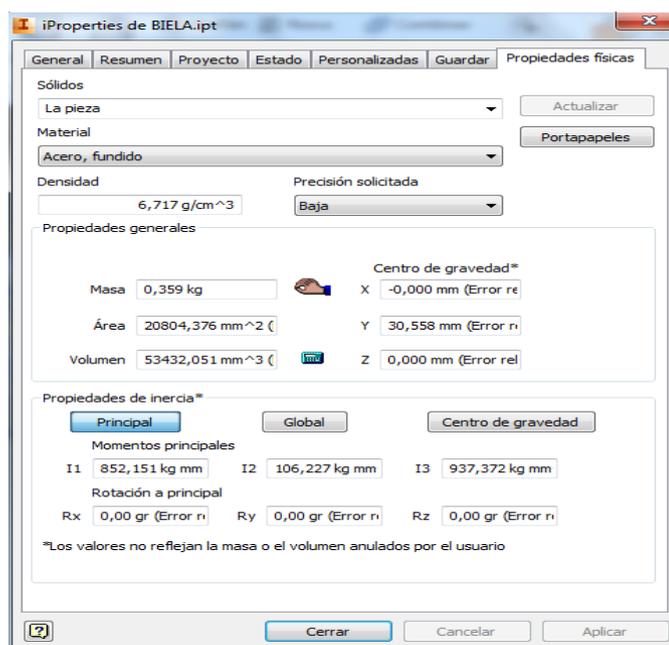


Figura 4.15. Pestaña propiedades físicas de la ventana ‘iProperties’.

## 4.2 Composición de un ensamblaje o mecanismo

Cuando el proceso de diseño de todos los componentes del ensamblaje ha terminado, se puede iniciar el ensamblaje de los componentes del mecanismo. Para ello, hay que seleccionar la opción 'Nuevo' en la barra de herramientas y después seleccionar la opción de ensamblaje 'Normal.iam'. Es conveniente comprobar siempre que el proyecto activo es el adecuado, ya que dentro de ese proyecto se encuentran alojados todos los archivos tipo pieza que se deben introducir en el ensamblaje.

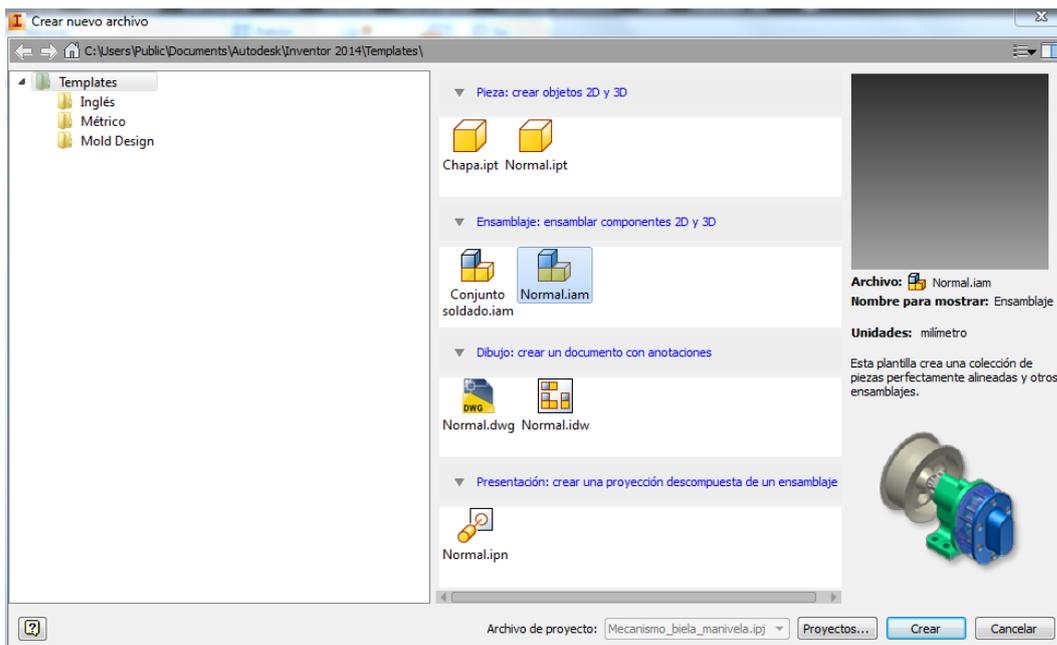


Figura 4.16. Ventana de selección del tipo de archivo nuevo (2).

Para comenzar a añadir los componentes necesarios al ensamblaje, hay que seleccionar la opción 'Insertar' situada sobre la etiqueta 'Componente' en la barra de herramientas.

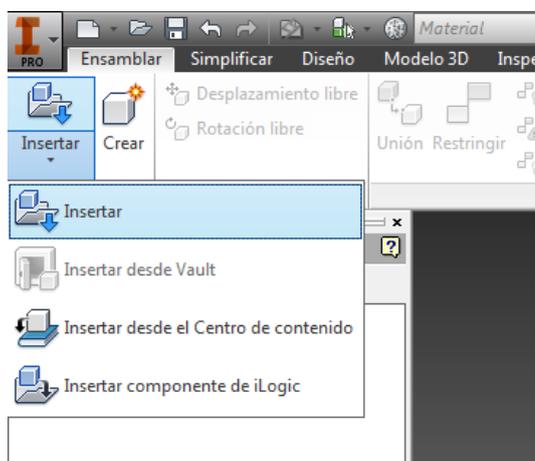


Figura 4.17. Botón 'Insertar' en la barra de herramientas del entorno 'Ensamblar'.

La opción 'Insertar desde el Centro de contenido' es útil cuando se quiere insertar un elemento normalizado al ensamblaje, como puede ser un tornillo, una tuerca e incluso un rodamiento.

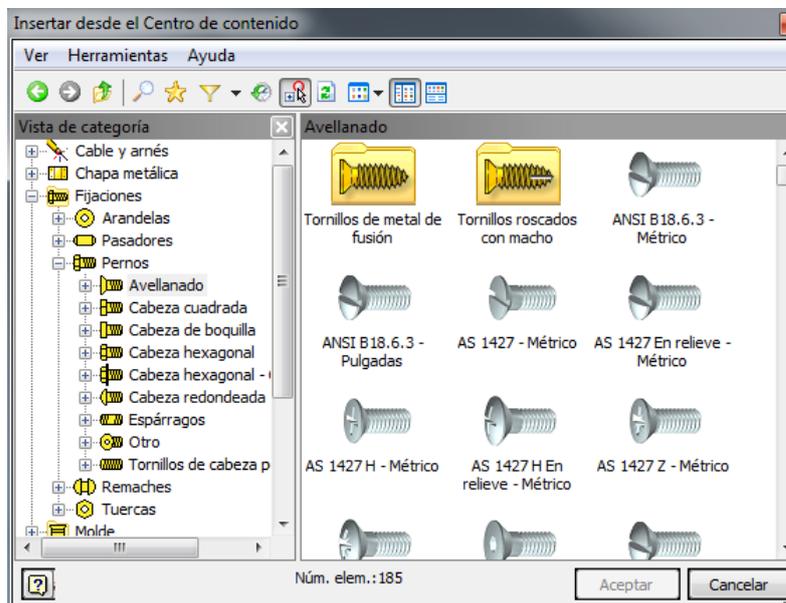


Figura 4.18. Ventana del contenido normalizado disponible en las bibliotecas activas.

#### 4.2.1 Restricciones en los ensamblajes

Una vez insertados todos los componentes del ensamblaje, es necesario crear relaciones de restricción entre ellos, para así asignarles su posición en el conjunto. Es recomendable establecer uno de los componentes como componente fijo (botón derecho sobre el componente en el árbol y activar la opción fijo) para restringir los demás componentes a partir de él.

Las principales opciones de restricción disponibles están situadas sobre la etiqueta 'Relaciones', en la opción 'Restringir'.

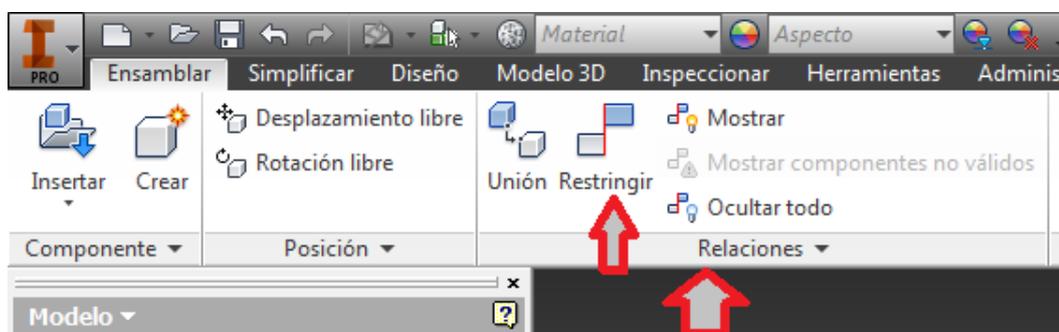


Figura 4.19. Opción 'Restringir' en la barra de herramientas del entorno 'Ensamblar'.

Las principales restricciones usadas en la inmensa mayoría de ensamblajes son de coincidencia de caras entre sólidos planos o de

coincidencia de ejes de rotación en piezas con partes de revolución, siendo éstas la primera y cuarta opción dentro de la ventana 'Añadir restricción':

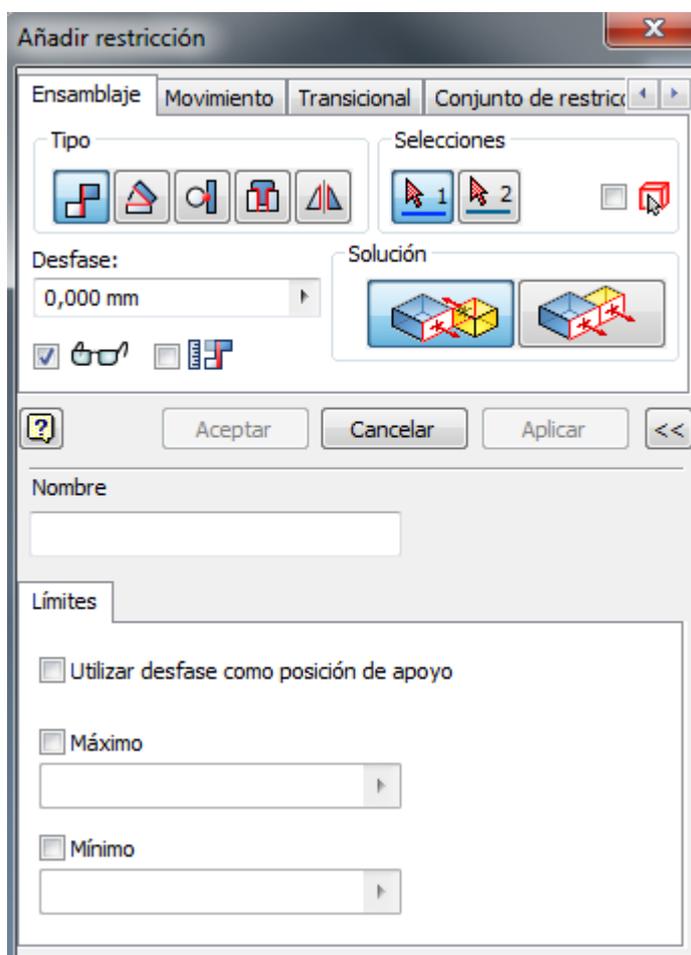


Figura 4.20. Ventana 'Añadir restricciones'.

Para añadir la restricción oportuna, basta con seleccionar el tipo de restricción y los elementos a restringir, siendo importante tanto el orden de selección de los elementos como la orientación de los mismos, aunque ésta puede variarse a posteriori.

Otro aspecto destacable de la ventana 'Añadir restricciones' es la posibilidad de añadir un desfase en la restricción. Esta posibilidad es muy útil cuando se desea dejar cierto espacio entre las caras restringidas, debida por ejemplo a una tolerancia dimensional o a un ajuste o apriete en un sistema eje-agujero.

### 4.3 Simulación dinámica

Una vez finalizado el proceso de ensamblaje de todos los componentes del mecanismo se puede comenzar la simulación dinámica. Para acceder a la simulación dinámica, hay que seleccionar la opción 'Simulación dinámica' situada bajo la etiqueta 'Entornos' en la barra de herramientas.

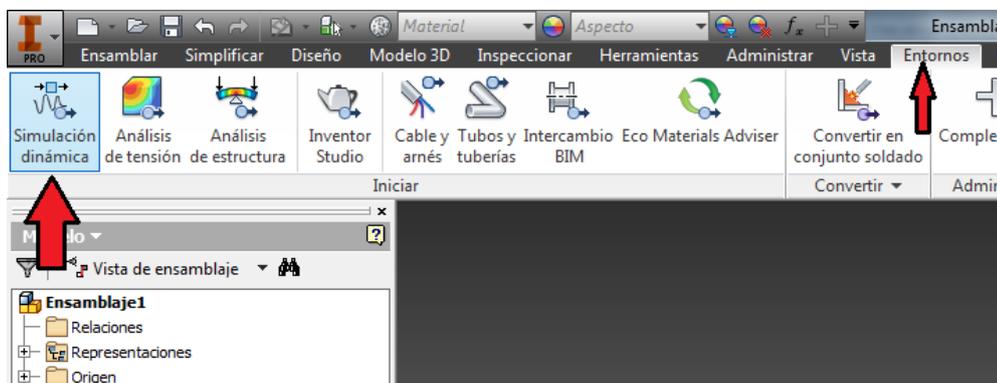


Figura 4.21. Botón de acceso a la simulación dinámica en la pestaña 'Entornos'.

Antes de comenzar la simulación, es necesario tener en cuenta una diferencia importante entre el entorno de ensamblaje y el entorno de simulación dinámica. La diferencia reside en la forma de gestionar los grados de libertad de los componentes del ensamblaje.

En el entorno de ensamblaje, los componentes sin restricciones y no fijos tienen seis grados de libertad.

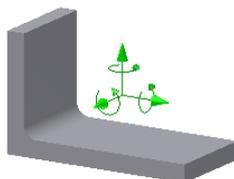


Figura 4.22. Grados de libertad de un componente sin restricciones y no fijo en el entorno de ensamblaje.

Las restricciones son el instrumento utilizado para limitar los grados de libertad de la pieza. Por ejemplo, si se añade una restricción de nivelación entre esta pieza y uno de sus planos internos, se eliminan tres grados de libertad.

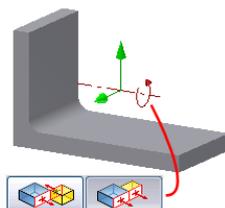


Figura 4.23. Componente con grados de libertad restringidos en el entorno de ensamblaje.

Sin embargo, en el entorno de la simulación dinámica, los componentes que no posean restricciones y no estén fijos tienen cero grados de libertad, y no realizarán ningún movimiento en la simulación dinámica. Al añadir restricciones se crean los grados de libertad. Cuando se accede al entorno de simulación dinámica, los componentes con restricciones de coincidencia reciben estas uniones de forma automática.

Ya sea en el entorno de simulación dinámica o el entorno de ensamblaje, la meta es conseguir un mecanismo funcional. La simulación dinámica aporta a ese mecanismo funcional las influencias dinámicas del mundo real a través de varios tipos de cargas que crean una verdadera cadena cinemática.

Al pasar del entorno de ensamblaje al entorno de simulación dinámica, las restricciones de coincidencia se convierten automáticamente en uniones que coinciden con la función mecánica de las restricciones. Se pueden aceptar las uniones como las define el software o es posible modificarlas o suprimirlas según se requiera.

Cuando se accede al entorno de simulación dinámica se puede observar este cambio en el árbol de proceso.

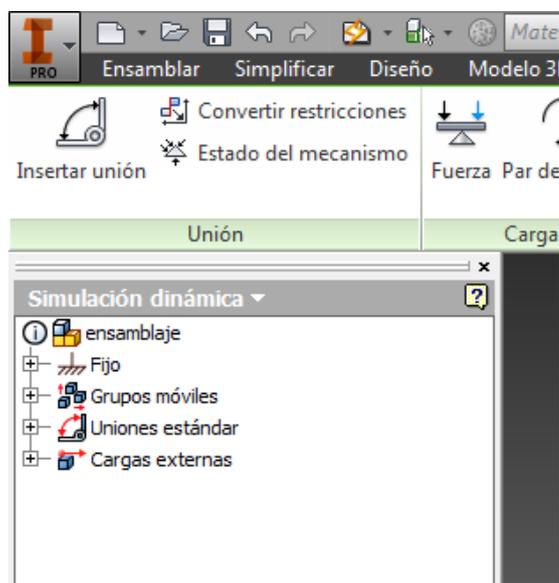


Figura 4.24. Árbol de proceso en el entorno 'Simulación dinámica'.

Como se puede observar en la figura anterior, los elementos que componen el ensamblaje están presentes en el árbol de proceso del entorno de la simulación dinámica, agrupados en cuatro grupos:

- Fijo: componentes que carecen de grados de libertad.

- Grupos móviles: componentes con grados de libertad que les permiten participar en la simulación cuando se aplican fuerzas en el sistema. Cada grupo móvil se agrupa bajo un color determinado.
- Uniones estándar: uniones creadas por el sistema de conversión automática de restricciones al acceder al entorno de simulación dinámica.
- Varias carpetas de uniones: las uniones creadas que no son estándar se ubican en carpetas para estos tipos de uniones específicos.
- Cargas externas: en este grupo se alojan las fuerzas definidas por el usuario para que actúen sobre el sistema, incluida la gravedad.

#### 4.3.1 Añadir uniones al mecanismo

Es posible añadir uniones y restricciones entre los componentes del ensamblaje en el entorno de la simulación dinámica, aparte de aquellas creadas automáticamente.

Las posibles restricciones –o grados de libertad– que se pueden añadir al ensamblaje del mecanismo en el entorno de la simulación dinámica son prácticamente idénticas a los del entorno de ensamblaje.

Para añadir restricciones –o grados de libertad– al mecanismo, hay que seleccionar la opción ‘Insertar unión’ en la barra de herramientas del entorno de simulación, y seleccionar el tipo de unión.

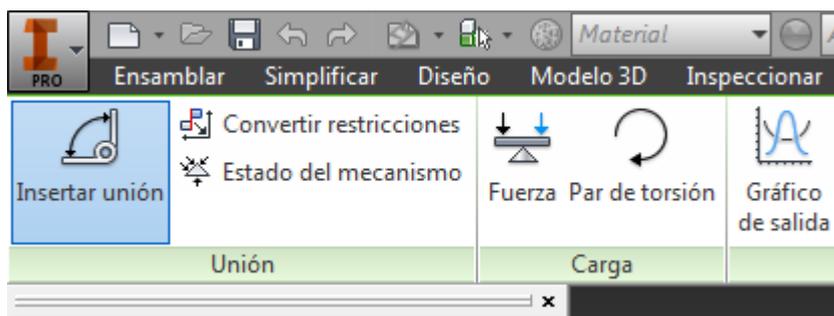


Figura 4.25. Opción ‘Insertar unión’ dentro del entorno de la simulación dinámica.

Al seleccionar la opción ‘Insertar unión’, se abre una ventana emergente, donde se puede elegir el tipo de unión que queremos insertar. Las principales uniones se engloban en cinco grandes grupos:

- Uniones estándar: a este grupo pertenecen las más comunes, también disponibles en el entorno del ensamblaje. En él se encuentran las uniones de revolución, prismática, cilíndrica, esférica, plana, punto-

línea, línea-plano, punto-plano, espacial y soldadura, que corresponde a una unión fija, sin grados de libertad. El orden se puede ver en la siguiente figura.

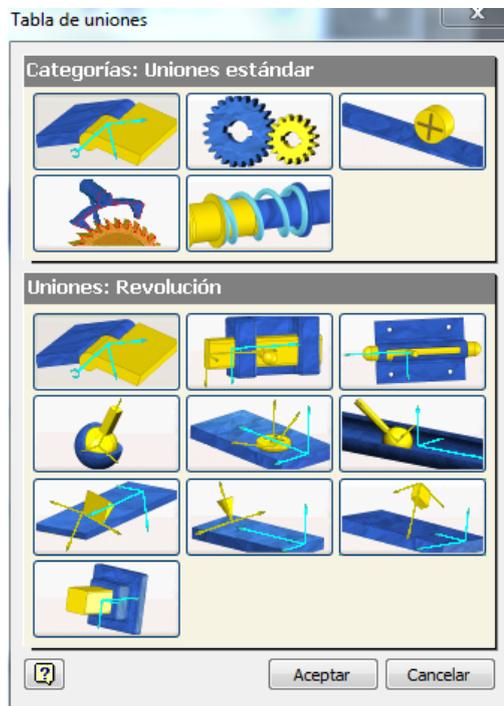


Figura 4.26. Tabla de uniones estándar.

- Uniones giratorias: a este grupo pertenecen las uniones entre poleas, correas, engranajes, tornillos helicoidales y leva-seguidor. En él se encuentran las uniones denominadas 'Giro: cilindro sobre plano', 'Giro: cilindro sobre cilindro', 'Giro: cilindro en cilindro', 'Giro: curva de cilindro', 'Correa', 'Giro: cono sobre plano', 'Giro: cono sobre cono', 'Giro: cono en cono', 'Tornillo', 'Engranaje helicoidal', como puede verse en la siguiente figura.

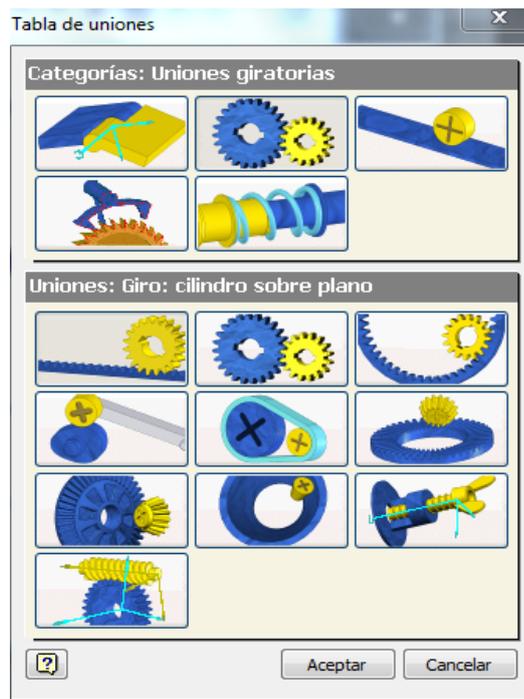


Figura 4.27. Tabla de uniones giratorias.

- Uniones deslizantes: dentro de este grupo se encuentran las uniones denominadas 'Deslizamiento: cilindro sobre plano', 'Deslizamiento: cilindro sobre cilindro', 'Deslizamiento: cilindro en cilindro', 'Deslizamiento: curva en cilindro' y 'Deslizamiento: curva en punto', como puede verse en la siguiente figura.

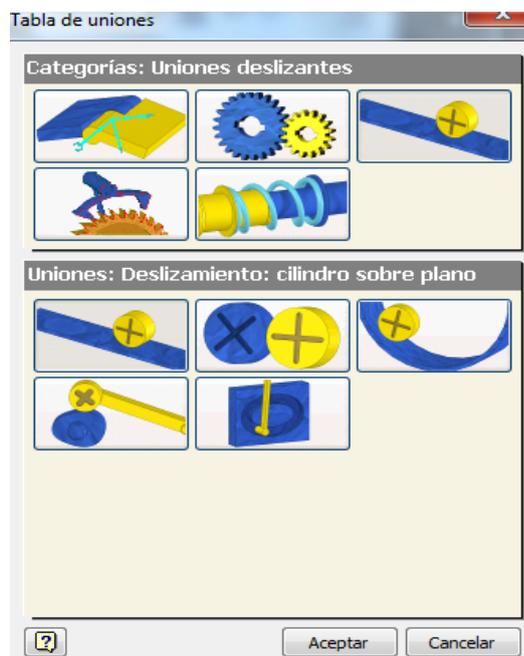


Figura 4.28. Tabla de uniones deslizantes.

- Uniones de contacto 2D: esta unión se utiliza cuando se desea que un perfil siga una curva determinada.



Figura 4.29. Tabla uniones de contacto 2D.

- Uniones de fuerza: este tipo de uniones es muy importante en algunos mecanismos, especialmente si éstos poseen algún resorte, amortiguador o conector especial y se quiere simular su comportamiento. Gracias a este tipo de uniones no es necesario modelar un muelle para simular el efecto que tendría en el mecanismo. Dentro de este grupo se encuentran las uniones denominadas 'Uniones: Muelle/Amortiguador/Conector' y 'Contacto 3D'.



Figura 4.30. Tabla de uniones de fuerza.

Una vez establecidas las uniones necesarias para simular el funcionamiento del mecanismo, se pueden modificar distintos parámetros de cada una de las uniones para cambiar y/o condicionar el o los grados de libertad introducidos en la unión. Esto influye en el comportamiento del mecanismo durante la simulación dinámica de la unión y, por tanto, del mecanismo completo. Para ello, hay que clicar con el botón derecho sobre la unión que se quiere modificar y seleccionar la opción 'Propiedades'.

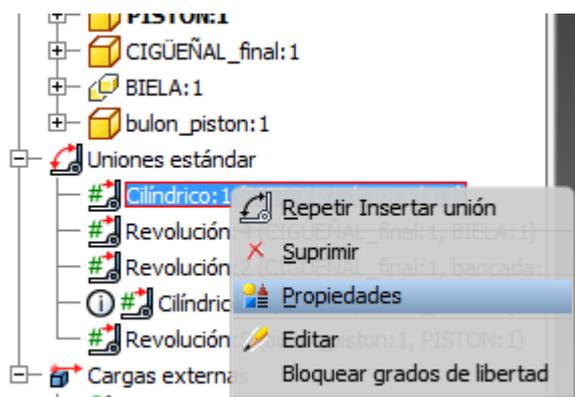


Figura 4.31. Botón 'Propiedades' para modificar parámetros de una unión en el entorno 'Simulación dinámica'.

Por cada grado de libertad condicionado por la unión, se pueden modificar parámetros relativos a tres opciones:

- Condiciones iniciales .
- Fuerza/par de la unión .
- Movimiento impuesto .

Quando se edita alguno de los parámetros disponibles, aparece un símbolo de almohadilla verde junto al icono de la unión, , en el árbol de la simulación dinámica, como puede verse en la figura anterior (Figura 4.31).

Es importante que al editar las condiciones iniciales o el movimiento impuesto de la unión se haga correctamente, teniendo en cuenta que Autodesk Inventor opera mediante parámetros relativos, es decir, las variables de posición, velocidad y aceleración ofrecen una descripción directa del movimiento de una pieza hijo según la pieza padre correspondiente a partir del grado de libertad de la unión que las vincula. Para ello se tendrá que tener en cuenta tanto el origen como la orientación de los ejes del triedro directo de cada elemento de la unión, pues determinarán el signo de los desplazamientos y/o los giros de dicha unión.

En la ventana de 'Editar condiciones iniciales' se pueden modificar tanto la posición como la velocidad, ambas relativas como se dijo en el párrafo anterior, de la unión.

En la ventana de 'Editar fuerza/par de la unión', se pueden modificar más parámetros, como se puede ver en la siguiente figura.

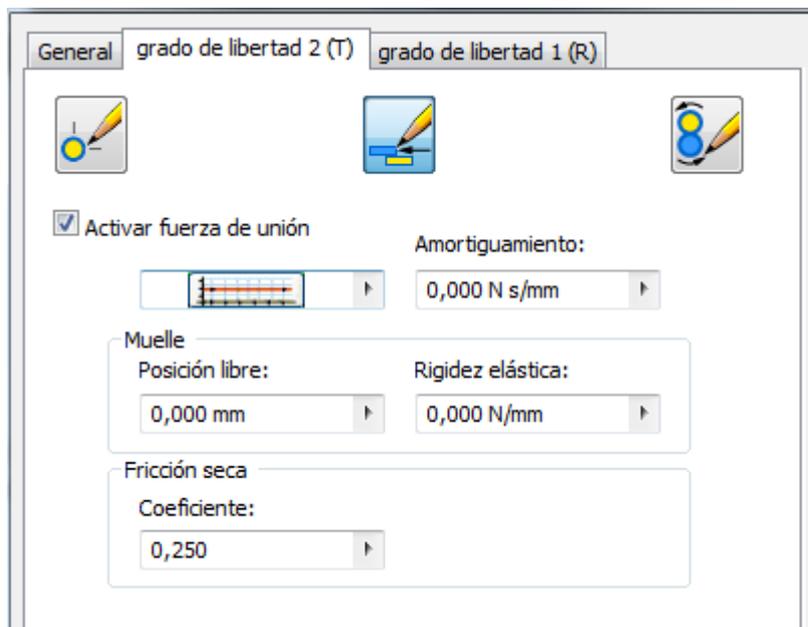


Figura 4.32. Ventana 'Editar fuerza/par de la unión'.

Es importante que la opción 'Activar fuerza/par de la unión' esté activada (como en la figura anterior). La primera opción a modificar da la posibilidad de introducir una fuerza de valor constante o con una gráfica de entrada en la unión. No hay que confundir esta posibilidad con la de introducir una fuerza externa en el mecanismo, que se verá más adelante. Para una unión normal sencilla, sin muelles ni amortiguamientos, el parámetro más destacado para poder modificar es el de fricción seca entre los dos componentes de la unión, que también puede ser un valor constante o variable con una gráfica de entrada.

En cuanto a la ventana 'Editar movimiento impuesto' se pueden modificar la posición, la velocidad o la aceleración de la unión asignando un valor constante al parámetro o variable mediante un gráfico de entrada.

#### **4.3.2 Aplicación de fuerzas externas en el mecanismo**

Una vez todas las uniones que forman el mecanismo están adecuadamente definidas, se procede a la aplicación de fuerzas y/o

momentos aplicados sobre los componentes que sea necesario en el mecanismo.

Para introducir una fuerza conocida en el mecanismo, basta con seleccionar la opción 'Fuerza' dentro de la pestaña 'Carga' en la barra de herramientas del entorno de la simulación dinámica.

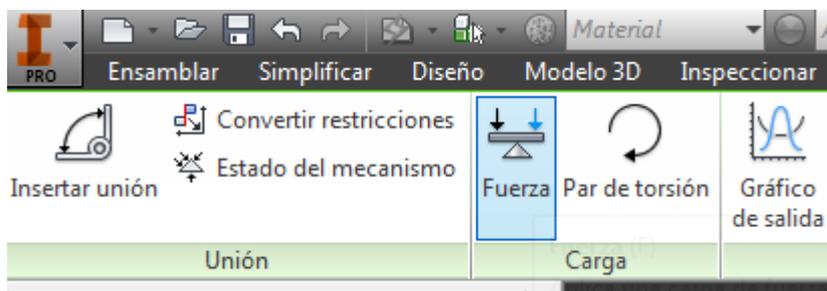


Figura 4.33. Botón 'Fuerza' en la barra de herramientas del entorno de 'Simulación dinámica'.

Una vez seleccionada la opción fuerza, se abre una ventana emergente. El primer paso que hay que realizar para introducir una fuerza en el mecanismo es situar dicha fuerza sobre una superficie o punto del mismo y, después, asignar una dirección y sentido de actuación. Esto puede hacerse de forma automática clicando sobre los elementos correspondientes en el ensamblaje o mediante el árbol de elementos.

La dirección en la que se desea que actúe la carga puede depender de la posición en la que se encuentre el mecanismo, por ejemplo si la fuerza siempre es perpendicular a una cara de una pieza y la orientación de dicha cara cambia con el movimiento del mecanismo. Esta opción Autodesk Inventor la denomina 'Asociativa', y se activa como puede verse en la siguiente figura.



Figura 4.34. Botón para activar la dirección de la carga asociativa.

Una vez definida la dirección de actuación de la fuerza, para introducir el valor de la fuerza se puede hacer mediante un valor numérico constante o mediante una gráfica de entrada variable. Si se selecciona la opción de gráfico de entrada variable, se puede construir una gráfica punto a punto,

donde el eje ordenado corresponde con la fuerza en Newtons y el eje coordenado corresponde con el tiempo en segundos.

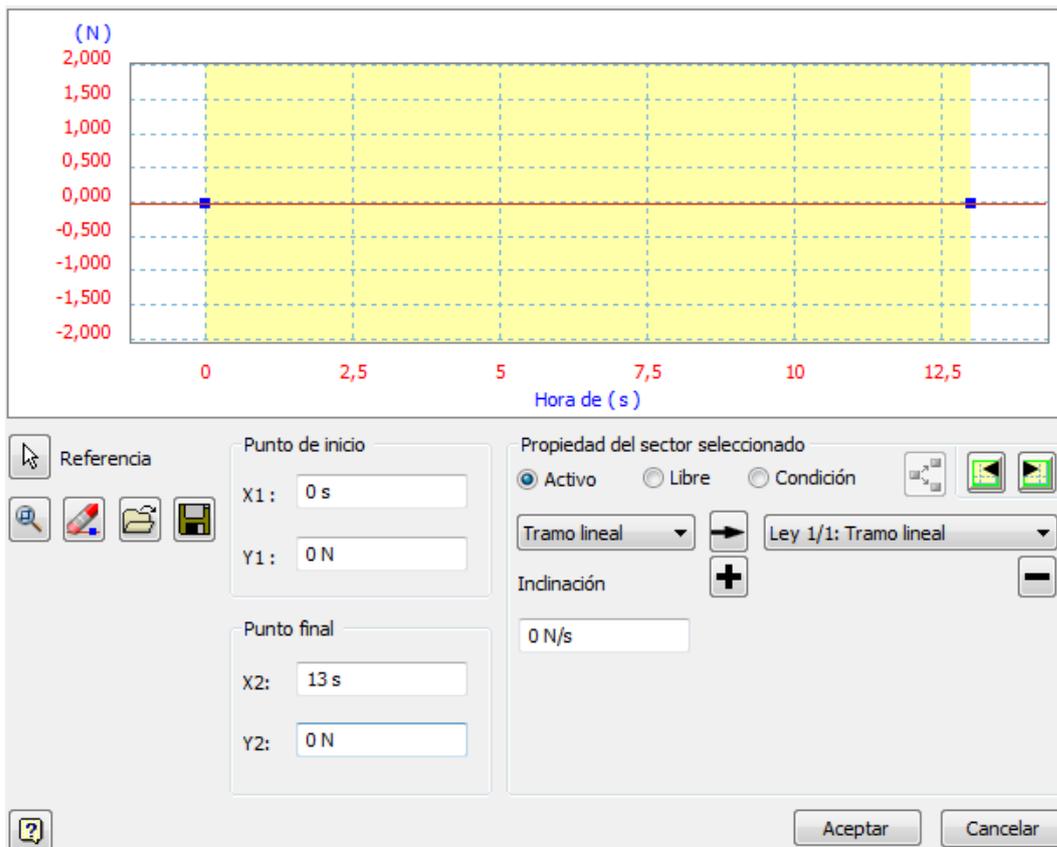


Figura 4.35. Ventana de gráfica de entrada.

La forma de la curva se puede adaptar o suavizar de diferentes formas y mantener su paso por los puntos deseados. Por defecto la unión entre los puntos es lineal, pero hay veces que es mejor seleccionar una curva más suavizada como un spline o un tramo cúbico, para que la transición entre los puntos sea menos brusca.

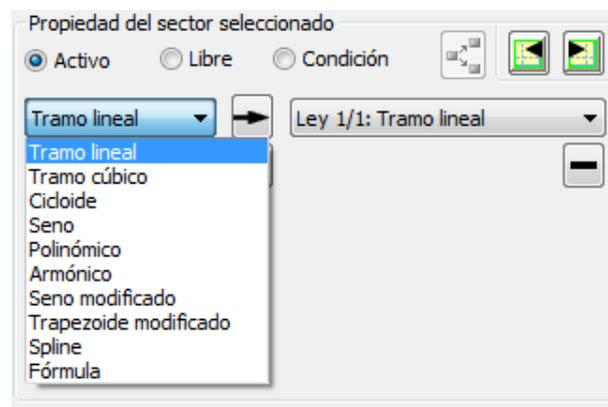


Figura 4.36. Cambio de la forma de la curva del gráfico de entrada.

Por ejemplo, una curva que pase por los mismos tres puntos, varía mucho si su transición entre puntos es lineal o más suavizada, como puede verse en las siguientes figuras.

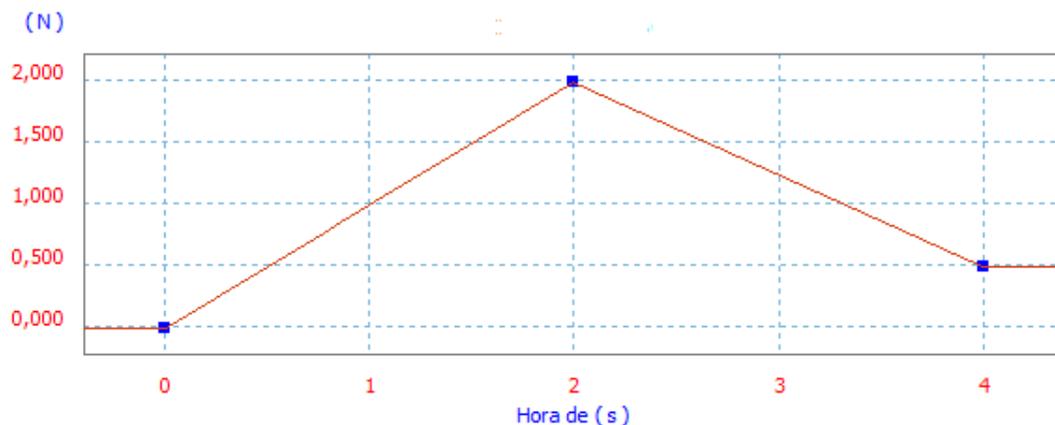


Figura 4.37. Transición lineal entre puntos.



Figura 4.38. Transición tipo spline entre puntos.

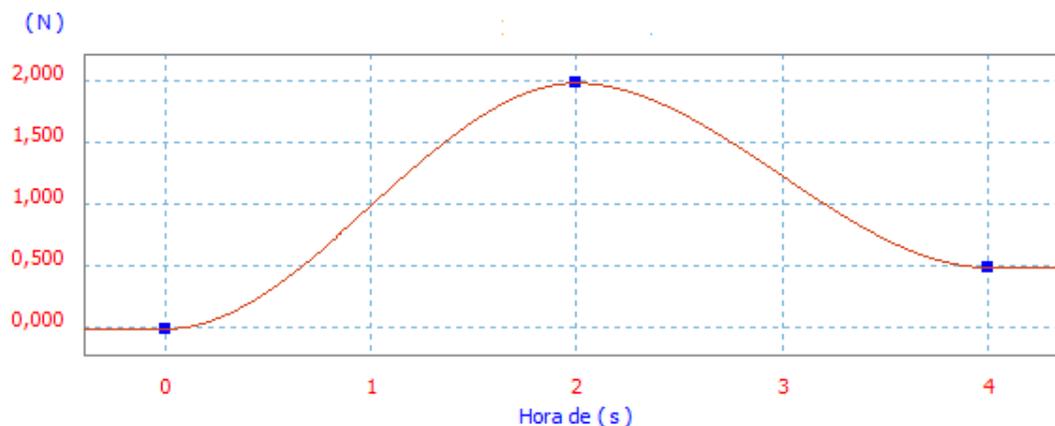
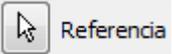


Figura 4.39. Transición tipo tramo cúbico entre puntos.

Como se puede apreciar en las figuras anteriores, la transición entre los puntos de paso obligatorio que conforman la curva de la fuerza aplicada es

mucho más suave y continua en los tipos spline y tramo cúbico. Entre estos dos tipos, es preferible utilizar el spline, ya que permite un mejor control sobre la forma de la curva en la transición entre puntos.

Existe la posibilidad de que la fuerza que se quiere aplicar al mecanismo dependa de una de las variables que definen una unión: posición, velocidad y aceleración, además de los esfuerzos articulatorios, la fuerza de la unión y el momento que actúa en dicha unión. Este es el caso del mecanismo simulado en este trabajo de fin de grado, donde la fuerza que actúa sobre la cara superior del pistón producto de la presión de la combustión depende del ángulo girado por el cigüeñal. De esta forma, la fuerza pasa a ser una variable dependiente de un parámetro que define una unión en el mecanismo, en lugar de depender del tiempo.

Para cambiar la variable independiente que haga las veces de referencia y seleccionar una de las variables que definen las uniones del mecanismo, hay que seleccionar la opción 'Referencia' en la ventana de gráfica de entrada .

Una vez abierta la ventana de selección de referencia, para elegir la variable que se desea que haga las veces de variable de la cual depende la fuerza aplicada hay que desplazarse por el árbol y abrir la unión correspondiente. Cuando se ha desanidado la unión, se desglosan las carpetas que corresponden a cada una de las variables posibles: posición, velocidad, aceleración, esfuerzos articulatorios, fuerza de la unión y momento que actúa en dicha unión. Como cabe esperar, las variables más importantes para condicionar una fuerza son, de mayor a menor importancia, la posición, la velocidad y la aceleración, respectivamente.

Dependiendo del tipo de unión que se trate y centrándonos en tres variables más importantes para condicionar una fuerza, dichas variables pueden no ser únicas, dependiendo del número de grados de libertad que aporte la unión al mecanismo. Por ejemplo, si la unión seleccionada es de revolución, únicamente existe una variable de posición, una de velocidad y una de aceleración, pues la unión de revolución únicamente aporta un grado de libertad, de rotación. Sin embargo, si la unión seleccionada es, por ejemplo, cilíndrica, puesto que dicha unión añade dos grados de libertad a la unión, existen dos posibles opciones para cada variable de posición, de velocidad y de aceleración. En este caso una de ellas corresponde al giro y otra al desplazamiento, como puede verse en la figura siguiente (Figura 4.40).

Por ello, es importante seleccionar bien cuál de todas las posibles variables es la que realmente se quiere elegir como referencia de la cual dependa la fuerza externa aplicada.

Conviene recordar de nuevo que Autodesk Inventor trabaja con parámetros relativos, por lo que si se toma una variable de una unión como referencia, hay que tener especial cuidado para introducir los datos.

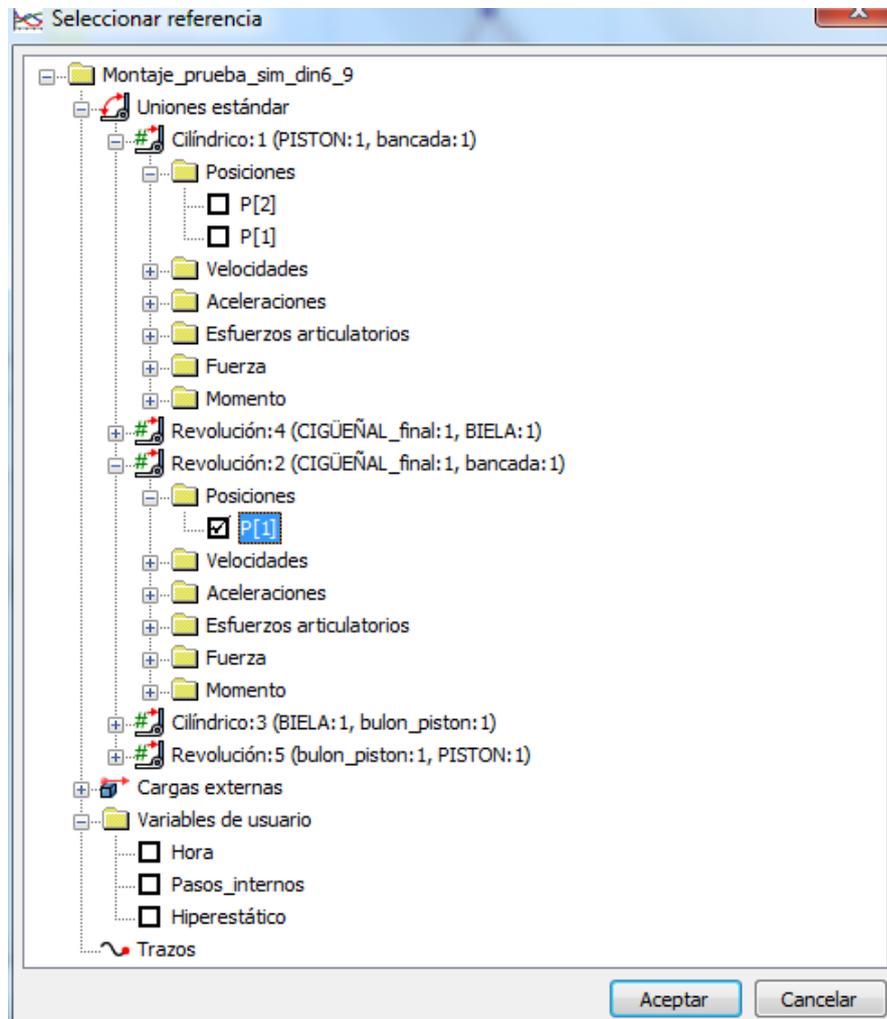


Figura 4.40. Ventana de selección de referencia.

En el caso de que sobre un sistema actúen varias cargas aplicadas o existan diferentes configuraciones de las cargas que actúan sobre el sistema y se desea simular el efecto de alguna carga en concreto, existe la posibilidad de activar y/o desactivar las cargas aplicadas por separado, ya sean fuerzas o pares de torsión. Para activar o desactivar una carga, incluida la gravedad, únicamente es necesario hacer clic sobre la carga deseada en el árbol de proceso dentro del entorno de la simulación dinámica y seleccionar (o deseleccionar en el caso de querer reactivar el efecto de la fuerza) la opción “desactivar”, que quedará marcada con un tic. Gracias a ello, no es necesario tener que definir nuevamente las cargas aplicadas sobre el sistema cada vez que se desee estudiar su efecto en el mecanismo o se desee estudiar el efecto de diferentes configuraciones de cargas sobre el mecanismo.

### 4.3.3 Configuración de la simulación

Una vez configuradas adecuadamente las fuerzas y las uniones presentes en el mecanismo, se puede proceder a realizar la simulación dinámica. Para ello, primero hay que acceder al simulador, situado en la pestaña 'Administrar' de la barra de herramientas principal.

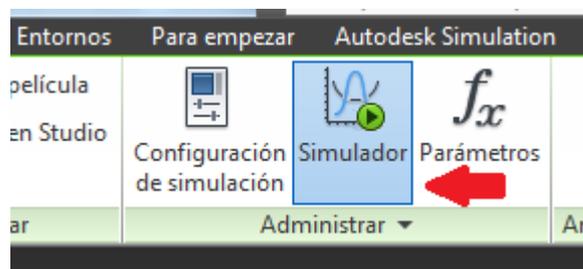


Figura 4.41. Situación del simulador en la barra de herramientas.

Una vez abierta la ventana del simulador, es necesario configurar la simulación de forma adecuada para obtener unos resultados lo más fiables posibles.

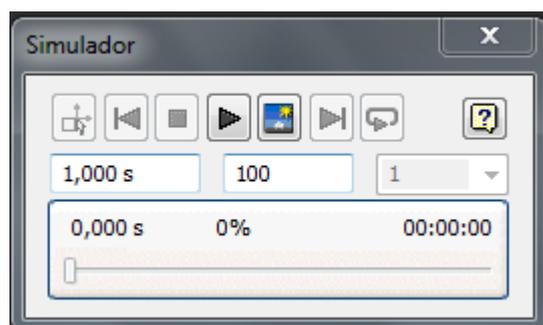


Figura 4.42. Ventana del simulador.

El primer campo que es necesario configurar es el tiempo de simulación. Por defecto el tiempo de simulación es de 1 segundo. Es importante configurar el tiempo de simulación de forma adecuada para obtener resultados fiables, por ejemplo en el caso de que haya un período transitorio y se quieran ver resultados cuando el mecanismo se encuentre en su período estacionario. No es conveniente alargar de forma innecesaria el tiempo de simulación, ya que únicamente se ralentizaría la obtención de los resultados de la simulación.

A la derecha del tiempo de simulación, se sitúa la ventana 'Imágenes'. Esta cifra indica el número de imágenes que se guardan durante la simulación, es decir, en cuántas fases va el software a dividir la simulación. Por defecto, el valor es 100 imágenes cuando tiempo de simulación está establecido por defecto en 1 segundo. Se pueden guardar un máximo de 500.000 imágenes. Cuantas más imágenes, más precisa será la simulación,

pero también más lenta. En este punto hay que tomar una decisión de compromiso entre la precisión y el tiempo de la simulación. Autodesk Inventor utiliza el método numérico de Runge-Kutta de quinto orden [3] para realizar la integración de las ecuaciones dinámicas del mecanismo, consiguiendo mayor precisión cuanto mayor es el número de imágenes en el que se divide el tiempo de simulación.

Una vez configurado todo, se puede comenzar la simulación con el botón play . Para detener la simulación, hay que clicar sobre el botón stop . La simulación se puede agilizar si se desactiva la actualización la pantalla durante la simulación, mediante el botón , situado a la derecha del play. Si una vez simulado, o bien durante la simulación si ésta se detiene con el botón de stop, y se desea modificar algún parámetro, bien sea de la ventana de simulación, o de una fuerza o una unión, es necesario salir del modo de simulación y volver al modo de construcción, mediante el botón , situado a la izquierda del todo en la ventana simulación.

#### 4.3.4 Visualización de los resultados

Después de realizar la simulación, para visualizar los resultados de la misma es necesario acceder a la ventana 'Gráfico de salida', situado en la pestaña 'Resultados' en la barra de herramientas del entorno de simulación dinámica.

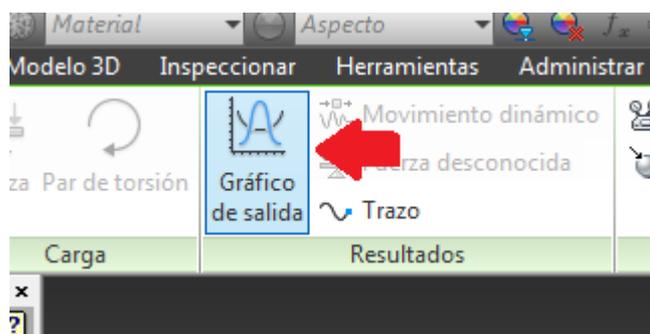


Figura 4.43. Localización del botón 'Gráfico de salida'.

Una vez abierta la ventana 'Gráficos de salida' hay que seleccionar el dato o datos que se quieren analizar. Para ello, se selecciona la variable dentro de la unión adecuada, marcándola con un tic, de la misma forma que se seleccionaba una variable de referencia. Es posible ver al mismo tiempo varias gráficas, correspondientes a diferentes variables, para facilitar una posible comparación posterior.

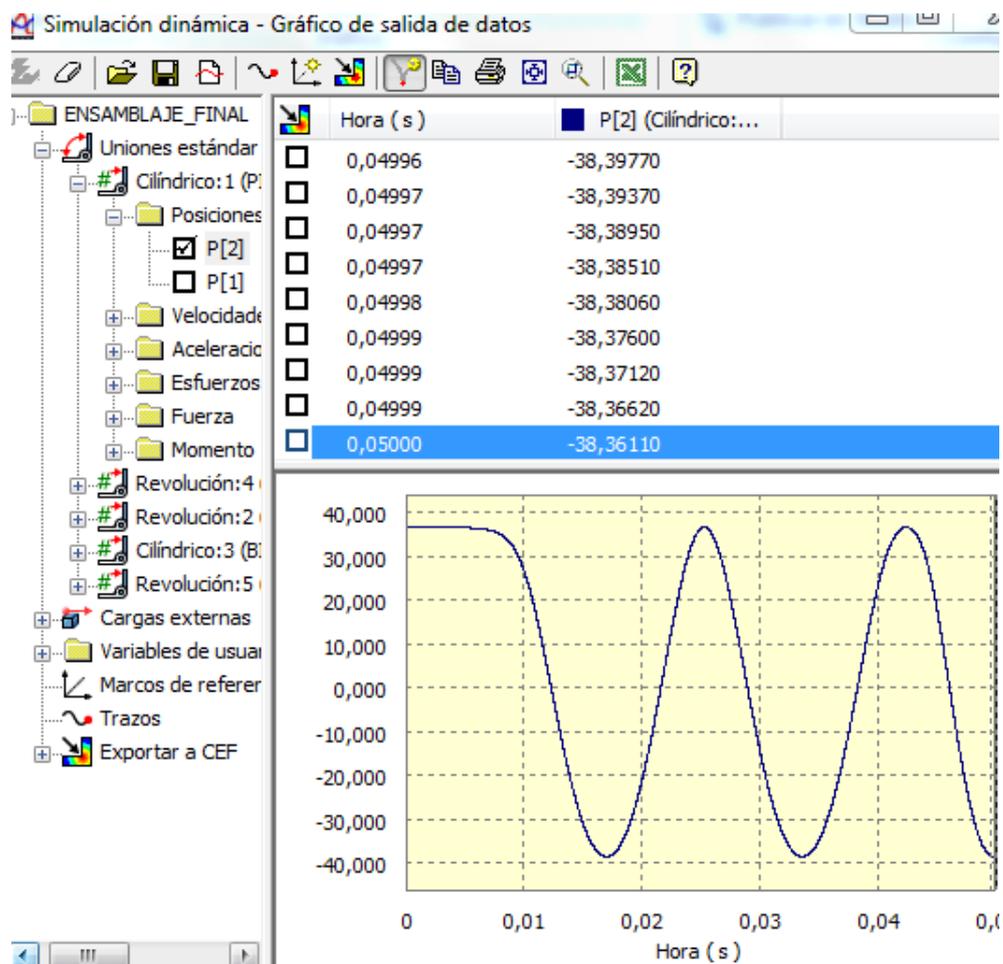


Figura 4.44. Ventana del 'Gráfico de salida de datos'.

Si se observa la barra de herramientas, se pueden ver algunas de las funcionalidades más prácticas y destacadas dentro del entorno de la simulación dinámica. De izquierda a derecha, se tiene:

- 'Deseleccionar todo' (  ): sirve para limpiar la ventana de gráficos y poder elegir de nuevo variables para ver sus resultados.
- 'Importar simulación' (  ): sirve para cargar una simulación guardada previamente. Con este procedimiento, evitamos tener que simular cada vez que se quieran ver unos resultados de simulaciones anteriores.
- 'Guardar simulación' (  ): sirve para guardar los resultados de una simulación para poder importarlos en un futuro. Las simulaciones se almacenan en la misma carpeta activa del proyecto, en un formato \*.iaa.
- 'Nueva curva' (  ): sirve para introducir en la simulación actual una nueva curva definida por el usuario. En la curva pueden aparecer las variables de la simulación. Para definir la curva, aparece un cuadro de diálogo donde antes aparecían los gráficos.

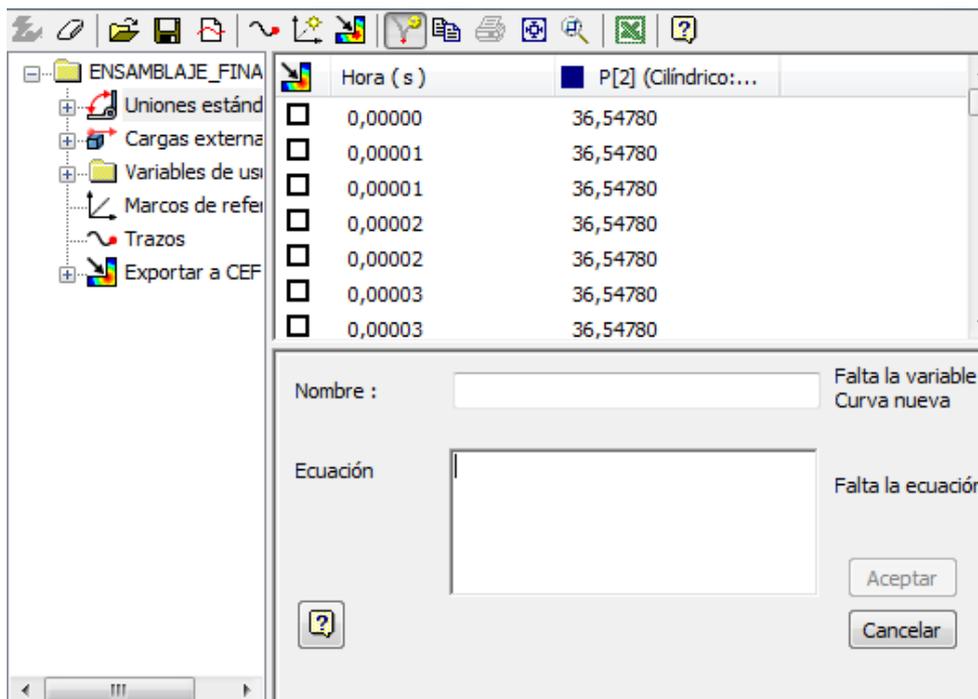


Figura 4.45. Ventana de 'Nueva curva' para definir la curva.

Por ejemplo, para ver en una misma gráfica la posición del pistón y su energía cinética ( $\frac{1}{2}mv^2$ ), el cuadro 'Ecuación' queda:

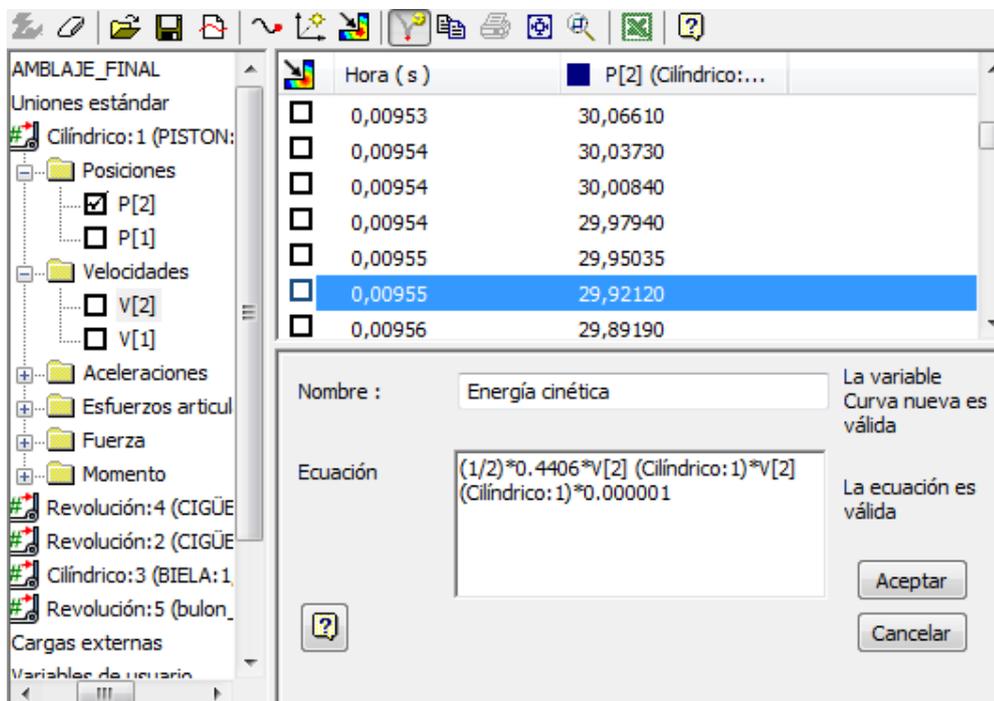


Figura 4.46. Ventana 'Nueva curva' con la ecuación de la energía cinética del pistón.

Donde el factor 0.000001 corresponde a una corrección de las unidades, ya que la velocidad viene definida en mm/s. La curva nueva

queda almacenada en el árbol de proceso bajo la carpeta 'Variables de usuario'. Si se representan las curvas de posición del pistón y de energía cinética del pistón, queda:

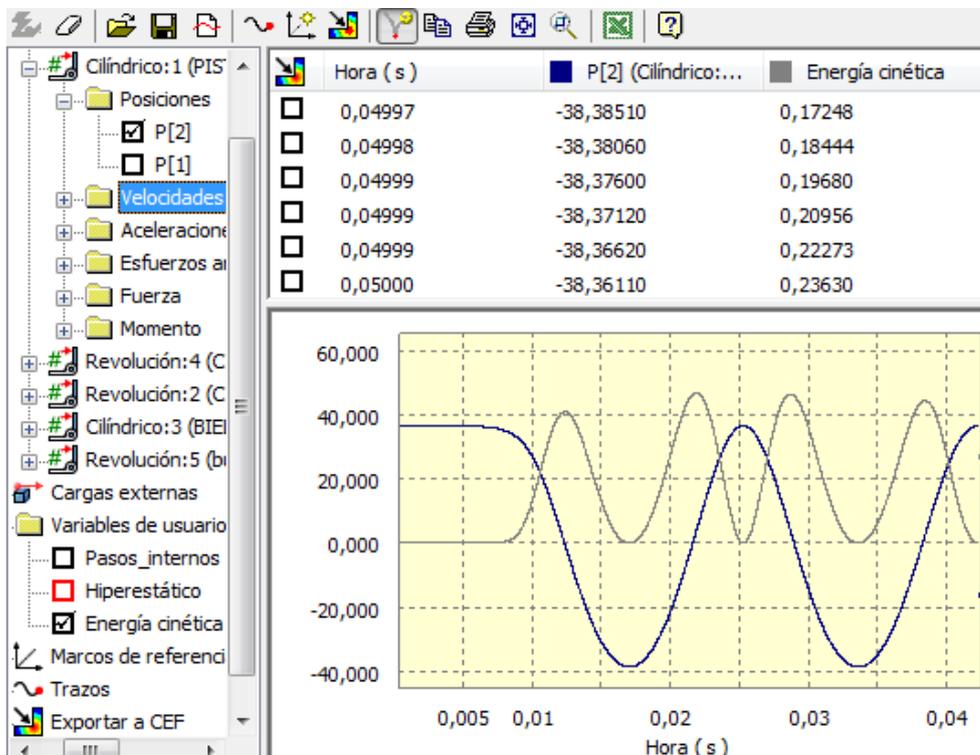


Figura 4.47. Gráfico comparando la posición del pistón con su energía cinética.

- 'Añadir trazo' (  ): sirve para ver la trayectoria que ha seguido cualquier punto seleccionado de los componentes del mecanismo.
- 'Exportar a CEF' (  ): sirve para exportar las cargas en movimiento y ejecutar una simulación de tensión de un componente del mecanismo, en un instante de tiempo determinado.
- 'Copiar' (  ): copia la ventana de gráficos para poder pegarla en cualquier documento.
- 'Imprimir' (  ): sirve para imprimir la ventana de gráficos actual.
- 'Escala automática' (  ): ajusta automáticamente la escala de la gráfica para poder verla completa en la ventana.
- 'Zoom ventana' (  ): permite ajustar la escala de la gráfica para poder observarlo con mayor detalle.
- 'Exportar datos a Excel' (  ): permite exportar los resultados que se muestran en la ventana del gráfico a una hoja de cálculo de Excel. Esta opción resulta de gran utilidad cuando con los resultados obtenidos en la simulación se desean hacer cálculos posteriores fuera del entorno de Inventor.

## 5. Dinámica de un motor monocilíndrico

Para realizar un análisis completo al mecanismo formado por el cigüeñal, la biela, el pasador del pistón y el pistón del motor monocilíndrico Minsel M380 descrito en el capítulo 3. Descripción del mecanismo simulado, se indican a continuación los dos modelos, cinemático y dinámico del mecanismo. Como se verá en su apartado, el modelo dinámico es dependiente del modelo cinemático, por lo que primero hay que obtener el cinemático.

### 5.1 Modelo cinemático

Debido a la sencilla geometría del mecanismo biela-manivela que forman los elementos simulados, el análisis cinético para determinar su posición, velocidad y aceleración exactas en cada instante de tiempo se puede realizar de forma directa usando simples ecuaciones trigonométricas y ecuaciones escalares, sin necesidad de utilizar métodos más complejos y laboriosos como el algoritmo de Newton-Raphson.

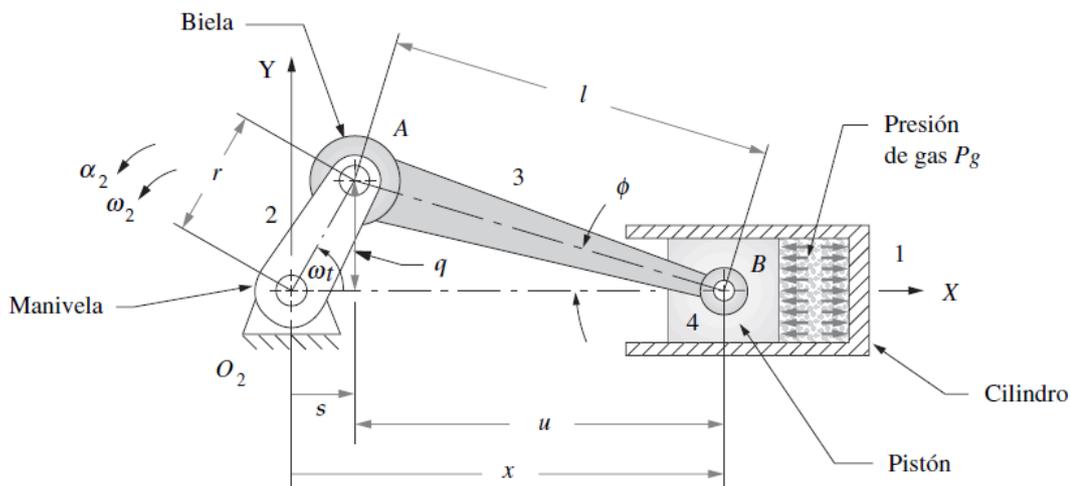


Figura 5.1 Configuración del eslabonamiento del mecanismo.

Para realizar el análisis, se hace uso de las siguientes variables, que aparecen reflejadas en la figura anterior (Figura 5.1).

Sea  $r$  el radio de la manivela –correspondiente a la excentricidad del cigüeñal– y  $l$  la longitud de la biela. El ángulo de la manivela es  $\theta$  y el ángulo que forma la biela con el eje  $X$  es  $\phi$ . Para cualquier velocidad angular constante del cigüeñal, es decir, de la manivela,  $\omega$ , el ángulo de ésta es  $\theta = \omega t$ . La posición instantánea del pistón es  $x$ . Construyendo dos triángulos rectángulos formados por  $rqs$  y  $lqu$ , por geometría se obtiene:

$$q = r \sin \theta = l \sin \phi \quad \text{Ec.6}$$

$$\theta = \omega t \quad \text{Ec.7}$$

$$\sin \phi = \frac{r}{l} \sin \theta = \frac{r}{l} \sin \omega t \quad \text{Ec.8}$$

$$s = r \cos \omega t \quad \text{Ec.9}$$

$$u = l \cos \phi \quad \text{Ec.10}$$

$$x = s + u = r \cos \omega t + l \cos \phi \quad \text{Ec.11}$$

$$\cos \phi = \sqrt{1 - \sin^2 \phi} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} \quad \text{Ec.12}$$

$$x = r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} \quad \text{Ec.13}$$

La ecuación 13 expresa la posición exacta del pistón ( $x$ ) en función de las dimensiones de la manivela –excentricidad del cigüeñal– ( $r$ ), de la biela ( $l$ ) y del ángulo girado por el cigüeñal ( $\omega t$ ).

Diferenciando esta ecuación respecto al tiempo, se obtienen las expresiones correspondientes a la velocidad y aceleración –primera y segunda derivada respectivamente– del pistón. Suponiendo que la velocidad angular del cigüeñal es constante, se realiza un análisis de estado permanente.

$$\dot{x} = -r\omega \left[ \sin \omega t + \frac{r}{2l} \frac{\sin 2\omega t}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2}} \right] \quad \text{Ec.14}$$

$$\ddot{x} = -r\omega^2 \left\{ \cos \omega t - \frac{r[l^2(1 - \cos^2 \omega t) - r^2 \sin^4 \omega t]}{[l^2 - (r \sin \omega t)^2]^{3/2}} \right\} \quad \text{Ec.15}$$

Donde,  $\dot{x}$  y  $\ddot{x}$  representan la velocidad y aceleración del pistón, respectivamente.

Debido a la complejidad de las ecuaciones anteriores, sobretodo en el caso de la aceleración (Ec.15), para hacer visibles los cambios de algunos de los parámetros de diseño del mecanismo como puede ser la velocidad angular o la dimensión de alguno de los componentes, es recomendable

obtener otras expresiones más simples –aunque aproximadas– para poder predecir con mayor facilidad los resultados de las decisiones sobre los parámetros de diseño del mecanismo. Para ello, haciendo uso del teorema del binomio, se desarrolla el radical de la ecuación de la posición del pistón (Ec.13).

$$(x + a)^n = \sum_{k=0}^n \binom{n}{k} x^k a^{n-k} \quad \text{Ec.16}$$

Siendo el radical de la expresión de la posición del pistón

$$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2} = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2\right]^{1/2} \quad \text{Ec.17}$$

Donde, para aplicar el desarrollo del binomio:

$$x = 1 \quad a = -\left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2 \quad n = \frac{1}{2} \quad \text{Ec.18}$$

Se obtiene:

$$1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r}{l} \sin \omega t\right)^6 + \dots \quad \text{Ec.19}$$

Como se puede observar en el desarrollo del binomio –ecuación 19–, cada término no constante de la expresión contiene la relación entre las longitudes de la biela y la manivela,  $r/l$ , elevada a cierta potencia, cada vez de mayor tamaño. Esta relación  $r/l$  nunca será mayor que 1, pues esto implicaría la imposibilidad de que la manivela pudiera realizar una vuelta completa. En el caso de que el cociente  $r/l$  fuese muy cercano a 1, el pistón llegaría a golpear casi con total seguridad en el cigüeñal. Un valor límite superior práctico que garantice un ángulo de transmisión  $(\pi/2 - \phi)$  correcto es  $r/l$  aproximadamente  $1/3$ .

Es por esta razón por la que es aconsejable truncar la expresión del desarrollo del binomio después del segundo término, con un error muy pequeño, quedando la expresión que indica la posición del pistón simplificada como sigue:

$$x \cong r \cos \omega t + l \left[1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \sin^2 \omega t\right] \quad \text{Ec.20}$$

Para obtener una expresión aún más sencilla, se sustituye la identidad trigonométrica:

$$\sin^2 \omega t = \frac{1 - \cos 2\omega t}{2} \quad \text{Ec.21}$$

Quedando la expresión de la posición del pistón:

$$x \cong l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \quad \text{Ec.22}$$

Al igual que con las primeras expresiones obtenidas (Ec.13, 14 y 15), derivando la expresión de la posición del pistón con respecto del tiempo, en este caso la Ec.22, se obtienen las expresiones aproximadas y simplificadas correspondientes a la velocidad y aceleración del pistón, respectivamente:

$$\dot{x} \cong -r\omega \left( \sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t \right) \quad \text{Ec.23}$$

$$\ddot{x} \cong -r\omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \quad \text{Ec.24}$$

## **5.2 Modelo dinámico**

Para realizar el análisis del comportamiento dinámico del motor monocilíndrico, se parte del modelo cinemático aproximado desarrollado en el apartado anterior *5.1 Modelo cinemático*.

Puesto que en el mecanismo existen varias fuentes de acción dinámica con las que trabajar, se aplica el procedimiento de superposición para poder analizar los efectos de cada fuente por separado y posteriormente combinarlos. En primer lugar se consideran las fuerzas y pares procedentes de la presión originada por la combustión del combustible en el interior del cilindro, responsable del movimiento del motor. Después, se consideran las fuerzas y pares procedentes de las fuerzas y pares de inercia originadas por el movimiento a elevada velocidad de los componentes del mecanismo. La fuerza total y el par del motor en cualquier instante de tiempo será la suma de ambos componentes. Por último, se verán las fuerzas y pares de sacudimiento sobre el plano de fijación y las fuerzas en los pasadores del mecanismo, resultado de la combinación de fuerzas aplicadas y dinámicas sobre el sistema.

### **5.2.1 Fuerzas y pares del gas.**

La fuerza de gas se debe a la presión de éste por la explosión de la mezcla combustible-aire. Denominando  $F_g$  a la fuerza de gas,  $P_g$  a la presión de gas,  $A_p$  al área del pistón y  $B$  al diámetro interior del cilindro que es igual al diámetro del pistón. Se obtiene:

$$F_g = -P_g A_p \quad \text{Ec.25}$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} B^2 \quad \text{Ec.26}$$

$$F_g = -\frac{\pi}{4} P_g B^2 \quad \text{Ec.27}$$

El signo negativo de las ecuaciones de la fuerza del pistón (Ec.25 y 27) es debido a la orientación del sistema coordenado XYZ y la disposición del mecanismo en él.

La variación aproximada de la presión dentro de un cilindro en un ciclo de cuatro tiempos de un motor viene representada en la siguiente figura, diferenciando si se trata de un motor de encendido provocado (MEP) o un motor de encendido por compresión (MEC).

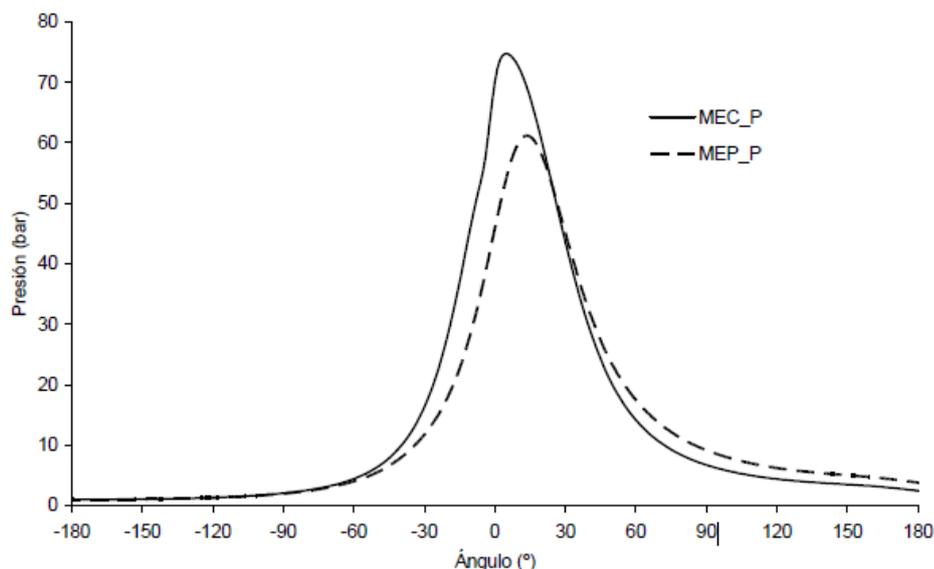


Figura 5.2. Variación de la presión dentro del cilindro a lo largo del ciclo de un motor de 4 tiempos.

Puesto que la única diferencia entre la presión del gas dentro del cilindro y la fuerza que el gas ejerce sobre el pistón únicamente se diferencian en una constante –el área del pistón–, la forma de las curvas es semejante.

El par del gas se debe a la acción de la fuerza del gas que actúa según el brazo de momento con respecto al centro de la manivela  $O_2$  en la figura del comienzo de este capítulo (Figura 5.1). Además, la fuerza del gas distribuida sobre toda la superficie útil de la cara del pistón se reduce a una fuerza concentrada que actúa sobre el centro de masas del pistón, correspondiente al eslabón 4 del mecanismo.

Si se resuelve el diagrama vectorial de sólido libre de los eslabones del mecanismo, se obtiene:

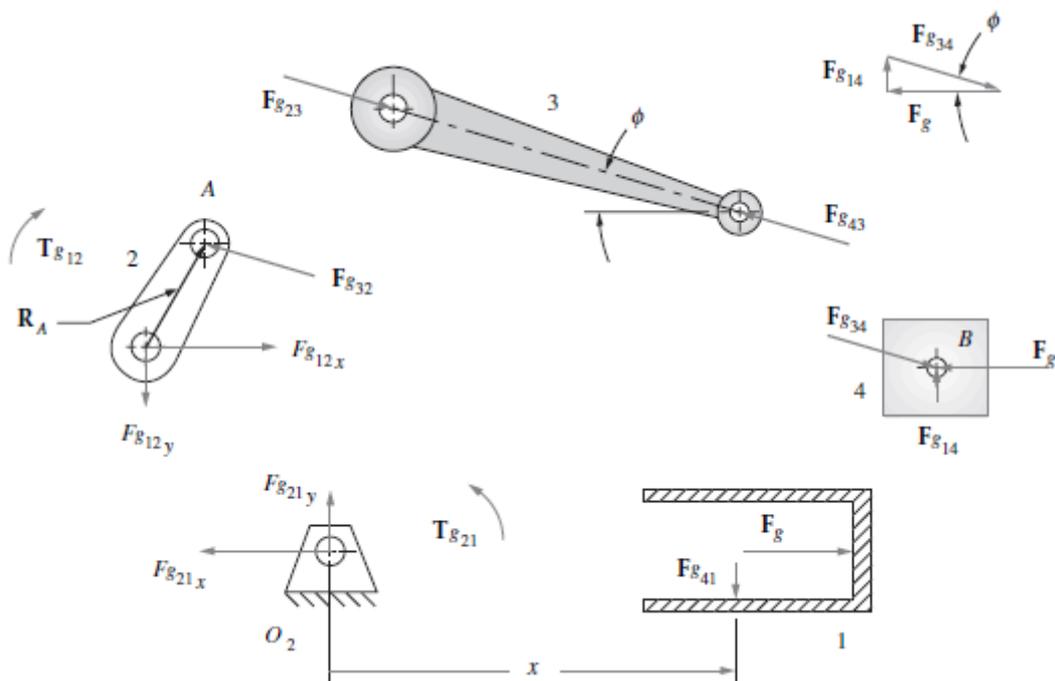


Figura 5.3 Diagrama de sólido libre de los eslabones del mecanismo.

Del sistema de fuerzas concurrentes en el punto *B* del eslabón 4, se determina que:

$$F_{g14} = F_g \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.28}$$

$$F_{g34} = -F_g \mathbf{i} - F_g \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.29}$$

Siendo

$$F_{g41} = -F_{g14} \quad \text{Ec.30}$$

$$F_{g43} = -F_{g34} \quad \text{Ec.31}$$

$$F_{g23} = -F_{g43} \quad \text{Ec.32}$$

$$F_{g32} = -F_{g23} \quad \text{Ec.33}$$

Quedando:

$$F_{g32} = -F_{g34} = -F_g \mathbf{i} + F_g \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.34}$$

El par de torsión motriz  $T_{g21}$  en el eslabón 2 -manivela- generado por la fuerza del gas tras la combustión puede expresarse a partir del producto vectorial entre el vector posicional correspondiente al punto *A* y la fuerza en el punto *A*:

$$T_{g21} = \mathbf{R}_a \times F_{g32} \quad \text{Ec.35}$$

El par de torsión de reacción  $T_{g12}$  correspondiente a la fuerza ejercida por el gas que intenta oscilar el plano de la bancada es:

$$\mathbf{T}_{g12} = F_{g41} x \mathbf{k} \quad \text{Ec.36}$$

El par torsión de reacción  $T_{g12}$  se puede observar cuando al acelerar rápidamente el motor, éste se mueve hacia los lados al oscilar sobre sus apoyos. El movimiento de oscilación del motor está causado por el par de torsión de reacción  $T_{g12}$ . Sin embargo, el par de torsión motriz  $T_{g21}$  es el opuesto a este par de torsión de reacción.

$$\mathbf{T}_{g21} = -\mathbf{T}_{g12} \quad \text{Ec.37}$$

$$\mathbf{T}_{g12} = -F_{g41} x \mathbf{k} \quad \text{Ec.38}$$

Puesto que:

$$F_{g14} = -F_{g41} \quad \text{Ec.39}$$

Se obtiene:

$$\mathbf{T}_{g12} = F_{g14} x \mathbf{k} \quad \text{Ec.40}$$

La ecuación anterior expresa el par de torsión del gas para un desplazamiento  $x$  del pistón determinado. Al sustituir la ecuación expresión de  $x$  según la Ec.20 y la magnitud de  $F_{g14}$  descrita en la ecuación Ec.28 se obtiene:

$$\mathbf{T}_{g21} = (F_g \tan \phi) \left[ l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \mathbf{k} \quad \text{Ec.41}$$

La ecuación anterior expresa el par de torsión motriz en función de variables como el ángulo de la biela  $\phi$  y la variable independiente que es el ángulo girado por la manivela  $\theta = \omega t$ . Para obtener una expresión únicamente dependiente de la variable  $\theta = \omega t$ , es necesario sustituir  $\tan \phi$ . Para ello se hace uso de la geometría del mecanismo (visible en la Figura 5.1):

$$\tan \phi = \frac{q}{u} = \frac{r \sin \omega t}{l \cos \phi} = \frac{r \sin \omega t}{l \sqrt{1 - \left( \frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2}} \quad \text{Ec.42}$$

Aplicando de nuevo el teorema binomial para la expansión del denominador, y truncando por el segundo término resulta:

$$\frac{1}{\sqrt{1 - \left( \frac{r}{l} \sin \omega t \right)^2}} \cong 1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \omega t \quad \text{Ec.43}$$

Quedando:

$$\tan \phi \cong \frac{r}{l} \sin \omega t \left( 1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \omega t \right) \quad \text{Ec.44}$$

Al sustituir la expresión anterior en la ecuación para el par de torsión del gas (Ec.41) queda:

$$\begin{aligned} T_{g21} \cong F_g \left[ \frac{r}{l} \sin \omega t \left( 1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 \omega t \right) \right] \left[ l - \frac{r^2}{4l} \right. \\ \left. + r \left( \cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \mathbf{k} \end{aligned} \quad \text{Ec.45}$$

Para obtener una expresión del par de torsión del gas más simple, y también menos exacta, se puede desarrollar la expresión anterior y omitir los términos que contengan la relación de longitudes de la biela y la manivela,  $r/l$ , elevada a cualquier potencia mayor que uno, quedando la expresión del par de torsión del gas como sigue:

$$T_{g21} \cong F_g r \sin \omega t \left( 1 + \frac{r}{l} \cos \omega t \right) \mathbf{k} \quad \text{Ec.46}$$

La ecuación anterior puede resultar muy útil en tareas de diseño previo a la hora de dimensionar los principales elementos del motor, además de posibles cambios en el proceso de combustión de la mezcla aire-combustible. Sin embargo, para análisis más exhaustivos es más recomendable utilizar la expresión exacta (Ec.41).

### 5.2.2 Masas equivalentes.

Para poder proceder con el análisis de fuerzas dinámicas de forma completa de cualquier mecanismo, es necesario conocer las propiedades geométricas y físicas fundamentales, como la masa, el centro de gravedad y el momento de inercia de masa de cada uno de los eslabones móviles.

En el caso del mecanismo biela-manivela-corredera, la manivela está en rotación pura, mientras que el pistón se encuentra en un estado de traslación pura. Si la manivela-cigüeñal- está correctamente equilibrada, lo cual es altamente recomendable, el centro de gravedad de la manivela se mantendrá fijo en su centro de rotación,  $O_2$  de la Figura 5.1, y por tanto no tendrá efecto contribuyente en las fuerzas dinámicas.

Sin embargo, la biela realiza un movimiento complejo, ya que no describe una trayectoria de rotación ni traslación pura. Para poder realizar un análisis dinámico exacto de la biela, es necesario determinar la aceleración lineal de su centro de gravedad en todas las posiciones posibles del mecanismo. Debido a la complejidad de tal tarea, es muy frecuente usar un modelo de biela simplificado equivalente. Para que un modelo sea

dinámicamente equivalente, es necesario que cumpla los siguientes requerimientos:

- La masa del modelo equivalente debe ser igual a la del cuerpo original.
- La posición del centro de gravedad del modelo equivalente debe coincidir con la del cuerpo original.
- El momento de inercia de masa del modelo equivalente debe coincidir con el del cuerpo original.

De este modo, es posible realizar un diseño equivalente de la biela si se contempla como dos masas puntuales concentradas, una de ellas en el pasador de la manivela y otra en el pasador del pistón, puntos *A* y *B* de la figura 5.1, pues así se podría determinar cuáles son los movimientos de dichas masas concentradas, de forma que la masa concentrada situada en el punto *A* posea un movimiento de rotación pura como elemento de la manivela, y la masa concentrada situada en el punto *B* describa un movimiento de traslación pura como elemento del pistón.

En la siguiente figura se muestran algunos de los modelos dinámicamente equivalentes más utilizados.

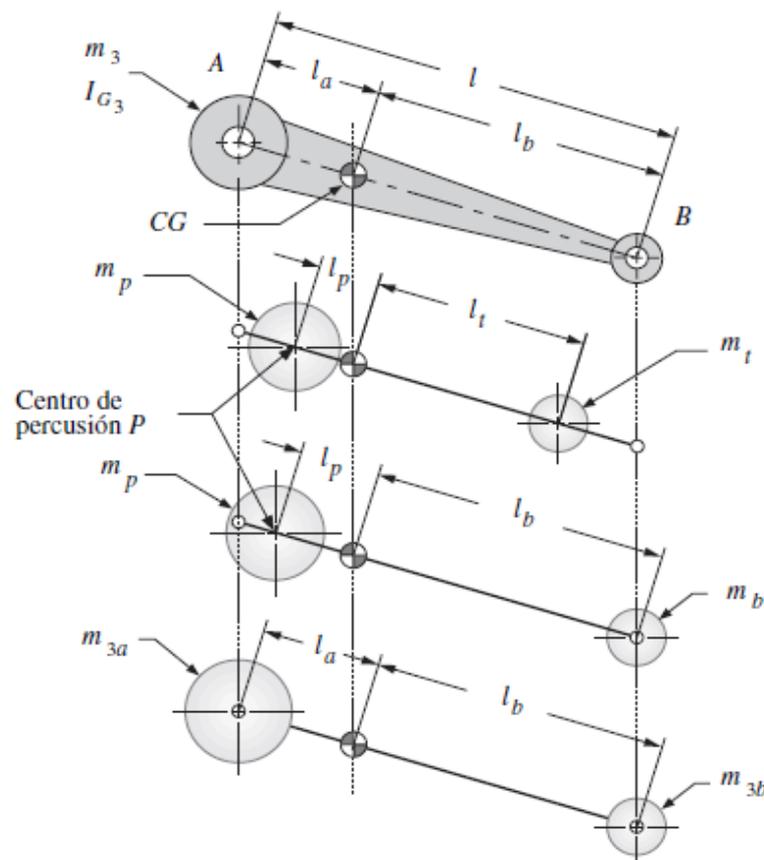


Figura 5.4. Modelos dinámicos de masa concentrada de una biela.

En el segundo modelo de la figura anterior, se muestra un modelo genérico de dos masas en la biela. Una de las masas,  $m_t$ , está dispuesta a una distancia  $l_t$  del centro de gravedad de la biela original, mientras que la otra masa,  $m_p$ , está dispuesta a una distancia  $l_p$  del centro de gravedad. La masa de la biela original es  $m_3$  y su momento de inercia respecto a su centro de gravedad es  $I_{G3}$ . Para que este modelo cumpla la equivalencia dinámica, deberá cumplir:

$$m_t + m_p = m_3 \quad \text{Ec.47}$$

$$m_t l_t = m_p l_p \quad \text{Ec.48}$$

$$m_p l_p^2 + m_t l_t^2 = m_3 I_{G3} \quad \text{Ec.49}$$

En las tres ecuaciones anteriores hay cuatro incógnitas,  $m_t$ ,  $m_p$ ,  $l_t$ ,  $l_p$ , por lo que es necesario asignar un valor a alguna de las incógnitas para poder resolver el sistema. Si se elige asignar un valor a la incógnita  $l_t$ , y éste coincide con la distancia del pasador del pistón,  $l_b$ , como puede verse en el tercer modelo de la figura anterior (Figura 5.4), la masa se situaría en un lugar deseado. Resolviendo las dos primeras ecuaciones anteriores se obtiene:

$$m_p = m_3 \frac{l_b}{l_p + l_b} \quad \text{Ec.50}$$

$$m_t = m_3 \frac{l_p}{l_p + l_b} \quad \text{Ec.51}$$

Para obtener una relación entre  $l_p$  e  $l_b$ , basta con sustituir las dos ecuaciones anteriores en la ecuación Ec.49, quedando:

$$m_3 \frac{l_b}{l_p + l_b} l_p^2 + m_3 \frac{l_p}{l_p + l_b} l_b^2 = I_{G3} = m_3 l_p l_b \quad \text{Ec.52}$$

$$l_p = \frac{I_{G3}}{m_3 l_b} \quad \text{Ec.53}$$

La distancia  $l_p$  identifica la posición del centro de percusión correspondiente al centro de rotación en  $l_b$ . El centro de percusión es un punto del sólido que, cuando es golpeado con fuerza, tiene asociado a él otro punto denominado centro de rotación, en el cual se genera una fuerza de reacción nula. Por ello, la segunda masa  $m_p$  debe estar situada en el centro de percusión  $P$  del eslabón correspondiente, siendo el punto  $B$  el centro de rotación, para poder obtener una equivalencia dinámica exacta. Debido a la geometría real de la biela, la mayor cantidad de masa se concentra más cerca del extremo de la manivela,  $A$ , lo que provoca que el centro de gravedad se desplace hacia este extremo. Gracias a esto, la segunda masa concentrada,

pertenece al punto  $P$ , se puede situar en el punto  $A$  asumiendo un error relativamente pequeño en el modelo dinámico.

El modelo dinámico aproximado obtenido es apropiado para los cálculos iniciales en la concepción del diseño. Una vez que la geometría del diseño es viable, puede realizarse un análisis de fuerzas más exhaustivo y exacto con métodos—como puede ser el método del equilibrio de fuerzas de Newton—, antes de considerar el diseño completo.

Sustituyendo la distancia  $l_p$  del centro de percusión por la distancia  $l_a$  correspondiente a la distancia del centro de masas al punto  $A$  y renombrando las masas concentradas como  $m_{3a}$  y  $m_{3b}$ , se obtiene:

$$l_a = l_p \quad \text{Ec.54}$$

$$m_{3a} = m_3 \frac{l_b}{l_a + l_b} \quad \text{Ec.55}$$

$$m_{3b} = m_3 \frac{l_a}{l_a + l_b} \quad \text{Ec.56}$$

Estas ecuaciones definen la masa total en la biela que se situará en cada extremo para realizar el modelo dinámico aproximado del eslabón. Este modelo se ve reflejado en la parte inferior de la Figura 5.4.

Si por el contrario se desconociese la forma de la biela, como puede ser posible en la fase inicial del diseño, se puede iniciar el proceso de análisis de las fuerzas dinámicas con la regla empírica al situar un tercio de la masa total de la biela en el extremo del pasador del pistón y los dos tercios restantes en el extremo del muñón de la manivela.

También es necesario crear un modelo estáticamente equivalente. Para que un modelo sea estáticamente equivalente es necesario cumplir los siguientes criterios:

- La masa del modelo debe coincidir con la del cuerpo original.
- El centro de gravedad del modelo debe coincidir con el del cuerpo original.

Es posible obtener un modelo similar de masa concentrada de la manivela del mecanismo.

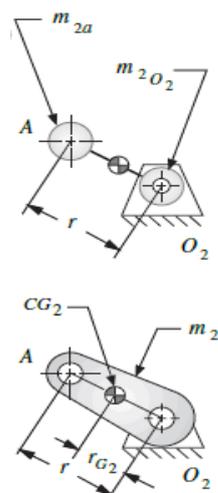


Figura 5.5 Modelo de masa concentrada de la manivela.

Como se puede ver, el centro de gravedad de la manivela se posiciona a una distancia  $r_{G2}$  del centro del pivote  $O_2$ , sobre la línea  $\overline{O_2A}$ . Sería muy conveniente y deseable que el modelo de manivela tuviera toda su masa concentrada en el punto  $A$  y que fuera una barra sin masa hasta el pivote en  $O_2$ . Puesto que se quiere hacer un análisis de estado estable, la velocidad angular de la manivela –cigüeñal–  $\omega$  se mantiene constante. Debido a ello, la aceleración angular en la manivela es nula, por lo que se puede utilizar un modelo estáticamente equivalente.

Como se dijo anteriormente, un modelo estáticamente equivalente únicamente debe tener una masa equivalente y los primeros momentos también equivalentes. Por tanto, no es necesario que los momentos de inercia sean iguales. Modelando como dos masas concentradas, una en el pivote fijo  $O_2$  y otra en el punto  $A$  se tiene que:

$$m_2 = m_{2a} + m_{2O_2} \quad \text{Ec.57}$$

$$m_2 r = m_2 r_{G2} \quad \text{Ec.58}$$

$$m_{2a} = m_2 \frac{r_{G2}}{r} \quad \text{Ec.59}$$

Si la masa concentrada  $m_{2a}$  se sitúa en el punto  $A$ , representa una manivela desequilibrada. La masa concentrada  $m_{2O_2}$  no es necesaria para realizar ningún otro cálculo, ya que al situarse sobre el pivote fijo  $O_2$  permanece fija y estacionaria.

Las simplificaciones anteriores permiten llegar a un modelo de parámetro concentrado del mecanismo de manivela corredera reflejado en la siguiente figura:

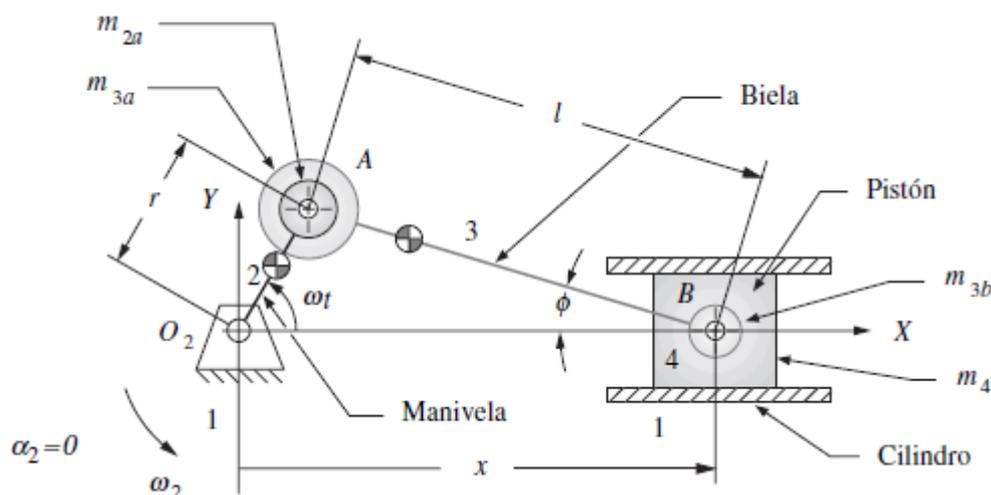


Figura 5.6 Modelo dinámico de masa concentrada del mecanismo de manivela-corredera.

Como se puede observar en la figura anterior, el punto  $A$  contiene dos masas concentradas, correspondientes a la masa equivalente de la manivela  $m_{2a}$  y a parte de la biela  $m_{3a}$ . Su suma es, por tanto,  $m_A = m_{2a} + m_{3a}$ . En cuanto al pasador del pistón –punto  $B$ –, también contiene dos masas concentradas: la masa correspondiente al pistón  $m_4$  y la parte restante de la biela  $m_{3b}$ . Por tanto, el punto  $B$  concentra una suma total  $m_B = m_4 + m_{3b}$ . Como se puede deducir fácilmente, este modelo contiene masas que están únicamente en traslación pura ( $m_B$ ) o en rotación pura ( $m_A$ ) y, por tanto, es sencillo realizar su análisis dinámico.

### 5.2.3 Fuerzas y pares de inercia y de sacudimiento.

El modelo simplificado de masa concentrada de la figura anterior (Figura 5.6) puede ser utilizado en el desarrollo de expresiones de fuerzas y pares de torsión generados por las aceleraciones de todas las masas presentes en el mecanismo. Mediante el método de d'Alembert, se pueden observar los efectos que producen estas masas en movimiento en el sistema del plano de la bancada. En la siguiente figura se pueden observar los diagramas de sólido libre, en los que se muestran las fuerzas de inercia de d'Alembert que actúan en los puntos  $A$  y  $B$ , donde están concentradas las masas, teniendo en cuenta que la fricción se ha omitido.



$$F_{iy} = -m_A(-r\omega^2 \sin \omega t) \quad \text{Ec.65}$$

Sustituyendo el valor de la aceleración del pistón, las ecuaciones anteriores quedan:

$$F_{ix} = -m_A(-r\omega^2 \cos \omega t) - m_B \left[ r\omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] \quad \text{Ec.66}$$

$$F_{iy} = -m_A(-r\omega^2 \sin \omega t) \quad \text{Ec.67}$$

Como se puede observar, las fuerzas de inercia en dirección  $x$  poseen componentes primarias en la frecuencia de la manivela, mientras que las fuerzas secundarias –segundo armónico– poseen dos veces la frecuencia de la manivela y armónicas pares de magnitud pequeña y grande, que se interrumpen en la expansión binomial de la función que indica el desplazamiento del pistón. Por otro lado, la masa rotatoria situada en el punto  $A$  genera una fuerza con sólo una componente primaria.

El sacudimiento se define como:

“La tasa de cambio con respecto al tiempo de la aceleración”.  
[7 (p.321)].

La fuerza de sacudimiento, trepidación o *shaking force* se define como la suma de todas las fuerzas que actúan en el plano de la bancada. Atendiendo al diagrama de sólido libre del eslabón 1 –bancada– de la figura anterior (Figura 5.7):

$$\sum F_{sx} \cong -m_A(-r\omega^2 \cos \omega t) - m_B \left[ r\omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right) \right] \quad \text{Ec.68}$$

$$\sum F_{sy} \cong -m_A(-r\omega^2 \sin \omega t) + F_{i41} - F_{i41} \quad \text{Ec.69}$$

Como se puede observar, la fuerza lateral que el pistón ejerce sobre la pared del cilindro  $F_{i41}$  se anula por una fuerza igual y opuesta  $F_{i14}$  que pasa a través de la biela y el cigüeñal hacia el muñón principal en  $O_2$ . Estas dos fuerzas iguales y opuestas generan un par, el cual provoca un par de torsión de sacudimiento. La fuerza de sacudimiento  $F_s$  es igual al opuesto de la fuerza de inercia:

$$\mathbf{F}_s = -\mathbf{F}_i \quad \text{Ec.70}$$

Puesto que únicamente las fuerzas de inercia y las fuerzas externas se consideran fuerzas de sacudimiento, la fuerza del gas no contribuye con su efecto a la fuerza de sacudimiento. La fuerza del gas se considera una fuerza interna que se elimina dentro del mecanismo, es decir, actúa de forma igual y

opuesta tanto sobre la superficie superior del pistón como en la cabeza del cilindro.

El par de torsión de inercia es resultado de la acción de las fuerzas de inercia en un brazo de momento. La fuerza de inercia situada en el punto  $A$  de la figura anterior (Figura 5.7) está compuesta por dos componentes, denominadas radial y tangencial. La componente radial no tiene brazo para generar momento, pues la línea de acción pasa por el punto  $A$ . Sin embargo, la componente tangencial está situada a una distancia del punto  $A$ , que se denomina radio de la manivela  $r$ , y por tanto sí genera momento. Si, como se viene asumiendo en todo el análisis, la velocidad angular del cigüeñal,  $\omega$ , es constante, la masa concentrada situada en el punto  $A$  no producirá un momento contribuyente al par de torsión de inercia. La fuerza de inercia que actúa en  $B$  posee una componente no nula cuya dirección es perpendicular a la pared del cilindro, salvo cuando el pistón está en su punto más alto o más bajo, es decir, en su punto muerto superior –PMS– o en su punto muerto inferior –PMI–. El par de torsión de inercia es, analizando la Figura 5.7:

$$\mathbf{T}_{i_{21}} = (F_{i_{41}} \cdot x) \mathbf{k} = (-F_{i_{14}} \cdot x) \mathbf{k} \quad \text{Ec.71}$$

Sustituyendo  $F_{i_{14}}$  y  $x$  por su correspondiente expresión, se obtiene:

$$\mathbf{T}_{i_{21}} \cong -(-m_B \ddot{x} \tan \phi) \left[ l - \frac{r^2}{4l} + r \left( \cos \omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t \right) \right] \mathbf{k} \quad \text{Ec.72}$$

Si a la ecuación anterior se le aplican las simplificaciones pertinentes eliminando los términos que contengan la relación  $r/l$  elevados a una potencia mayor que uno y sustituyendo ciertas identidades trigonométricas, la expresión del par de torsión de inercia resulta:

$$\mathbf{T}_{i_{21}} \cong \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left( \frac{r}{2l} \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3r}{2l} \sin 3\omega t \right) \mathbf{k} \quad \text{Ec.73}$$

La ecuación anterior demuestra que el par de torsión de inercia posee hasta un tercer término armónico, siendo el segundo el término dominante debido a que la relación  $r/l$  nunca es mayor a relación  $2/3$ . Esto puede verse en la siguiente figura, que expone la forma que adopta la curva del par de torsión de inercia resolviendo la ecuación anterior para los valores de las variables indicados en la misma figura:

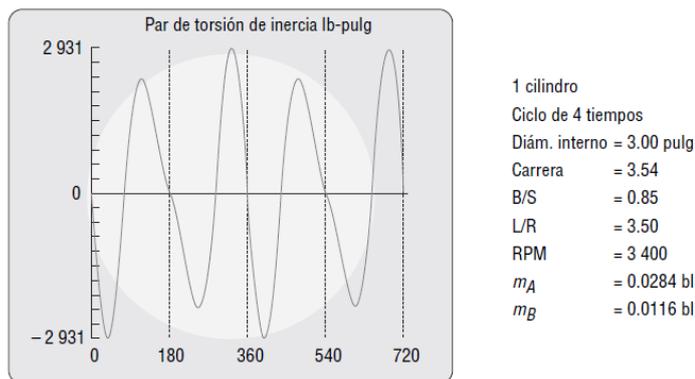


Figura 5.8 Par de torsión de inercia para unos datos dados.

Como se puede deducir de la gráfica, el valor promedio es nulo. Por ello, el par de torsión de inercia no contribuye al par de torsión motriz neto del motor, únicamente genera oscilaciones en el par de torsión total que generan vibraciones. Este efecto se puede reducir e incluso eliminar en motores multicilíndricos con una correcta disposición de los cilindros y un correcto movimiento alternativo de los pistones, de forma que éstos se muevan en direcciones opuestas uno con respecto a otro a la vez, provocando la anulación recíproca de las fuerzas inerciales.

Mientras que la fuerza de sacudimiento es el opuesto a la fuerza de inercia (Ec.70), el par de torsión de sacudimiento es igual al par de torsión de inercia:

$$T_s = T_{i_{21}} \quad \text{Ec.74}$$

#### 5.2.4 Par de torsión total del motor

El par de torsión total disponible en el motor es igual a la suma del par de torsión generado por el gas y el par de torsión de inercia, y representa el par disponible en el eje de salida del motor.

$$T_{total} = T_g + T_i \quad \text{Ec.75}$$

El par de torsión generado por el gas en el interior del cilindro es menos sensible a la velocidad angular del cigüeñal que el par de torsión de inercia, ya que éste contiene una función con la velocidad angular al cuadrado,  $\omega^2$ , por lo que la contribución relativa de ambos dependerá notablemente de la velocidad angular del motor. A bajo régimen de giro del motor, el par de torsión generado por el gas es dominante, mientras que a alto régimen es el par de torsión de inercia el dominante.

#### 5.2.5 Fuerzas en el pasador de un motor monocilíndrico.

No sólo es importante conocer los efectos globales de las fuerzas dinámicas presentes en el motor que actúan en el plano de la bancada, sino

que también es necesario conocer las fuerzas en el pasador. Estas fuerzas serán determinantes a la hora de diseñar los pasadores y cojinetes de las uniones. Para conocer estas fuerzas, no es posible realizar los cálculos con el modelo dinámicamente equivalente de masas concentradas, ya que los elementos sufren el efecto de que la biela “tira” hacia un lado mientras que el pistón –o la manivela del cigüeñal– tira hacia el otro lado del pasador, como se puede ver en la siguiente figura.

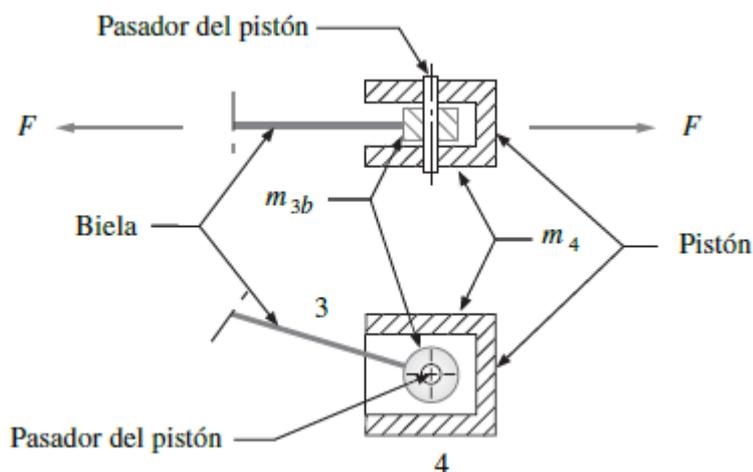


Figura 5.9 Fuerzas sobre el pasador del pivote.

Se debe determinar el efecto que tiene cada componente debido a las diversas masas y fuerzas del gas que actúan, después sustituirse para obtener la fuerza del pasador completo en cada unión. Para ello, es necesario un sistema de registro para poder contemplar todos los componentes. La nomenclatura utilizada es:

- Componente de fuerza debida al gas, con subíndice  $g$ .
- Fuerza de inercia debida a la masa del pistón, con el subíndice  $ip$ .
- Fuerza de inercia que actúa en el pasador del pistón debida a la masa de la biela, con el subíndice  $iw$ .
- Fuerza de inercia que actúa en el pasador de la manivela debida masa de la biela, con el subíndice  $ic$ .
- Fuerza de inercia que actúa en el pasador de la manivela debida a la masa de la manivela, con el subíndice  $ir$ .

En la siguiente figura se pueden observar los diagramas de sólido libre de la fuerza de inercia del pistón  $F_{ipB}$  debida a la aceleración del pistón cuya masa es  $m_4$ .

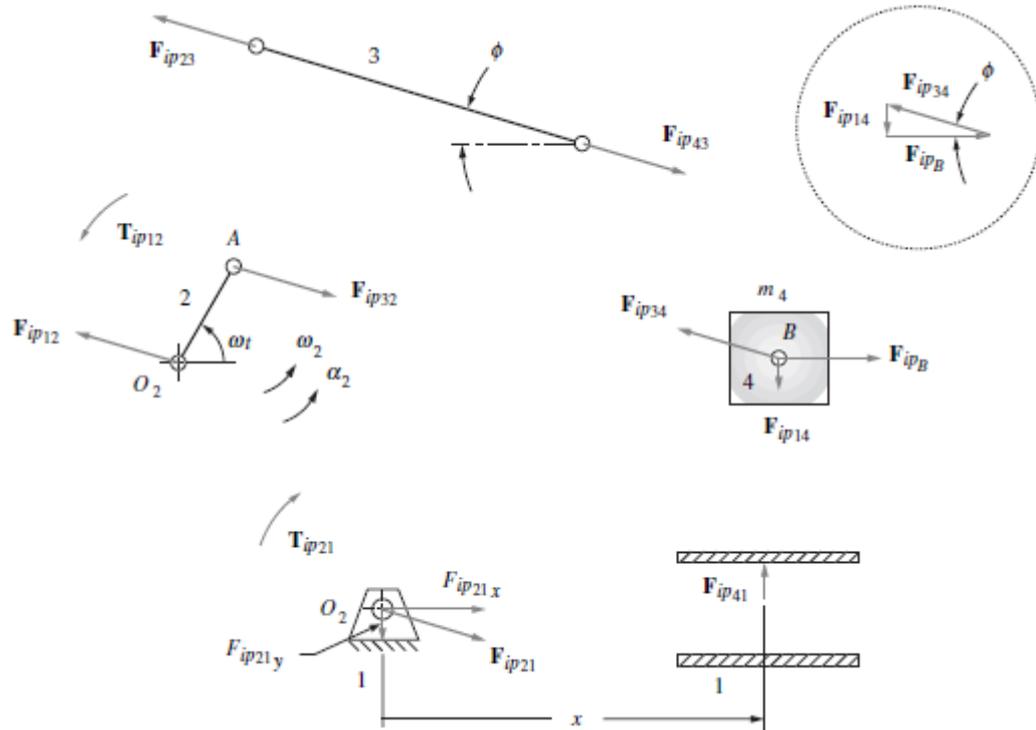


Figura 5.10 Diagrama de sólido libre de las fuerzas en el pasador producidas por la masa del pistón.

Analizando las fuerzas de la figura anterior, debidas a la aceleración  $a_B$  de la masa del pistón  $m_4$ :

$$F_{ipB} = -m_4 a_B \mathbf{i} \quad \text{Ec.76}$$

$$F_{ip14} = -F_{ipB} \tan \phi \mathbf{j} = m_4 a_B \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.77}$$

$$F_{ip34} = -F_{ipB} - F_{ip14} = m_4 a_B \mathbf{i} - m_4 a_B \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.78}$$

$$F_{ip32} = -F_{ip34} = -m_4 a_B \mathbf{i} + m_4 a_B \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.79}$$

$$F_{ip12} = -F_{ip32} = F_{ip34} \quad \text{Ec.80}$$

Si ahora se analizan las fuerzas del pasador del pistón producidas por la aceleración  $a_B$  de la masa de la biela concentrada en el pasador del pistón  $m_{3b}$ :

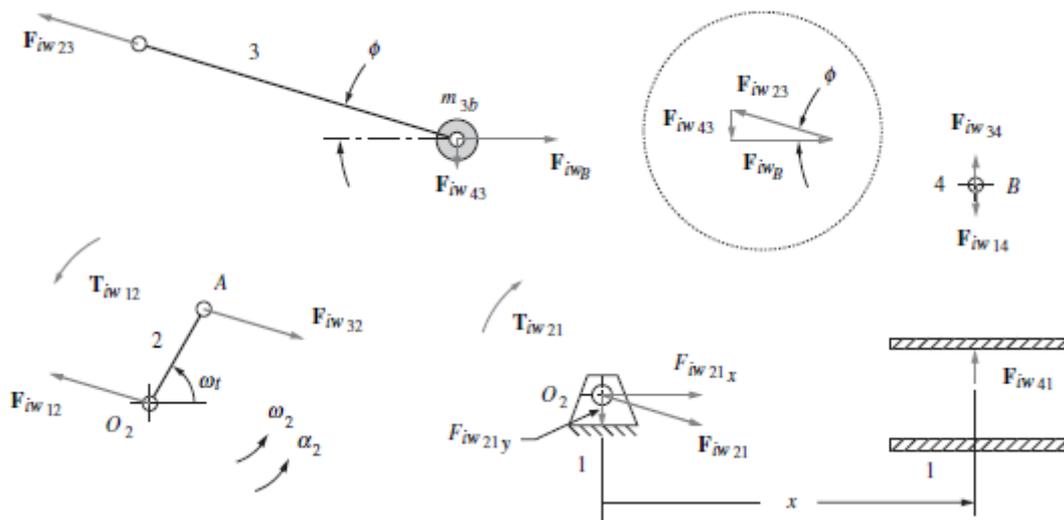


Figura 5.11 Fuerzas de inercia debidas a la masa de la biela concentradas en el pasador del pistón.

$$F_{iwB} = -m_{3b} a_B \mathbf{i} \quad \text{Ec.81}$$

$$F_{iw34} = F_{iw41} = F_{iwB} \tan \phi \mathbf{j} = -m_{3b} a_B \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.82}$$

$$F_{iw43} = -F_{iw34} = m_{3b} a_B \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.83}$$

$$F_{iw23} = -F_{iwB} - F_{iw43} = m_{3b} a_B \mathbf{i} - m_{3b} a_B \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.84}$$

$$F_{iw12} = -F_{iw32} = F_{iw23} \quad \text{Ec.85}$$

En la siguiente figura se pueden observar los diagramas de sólido libre de las fuerzas producto de las masas en el muñón de la manivela:

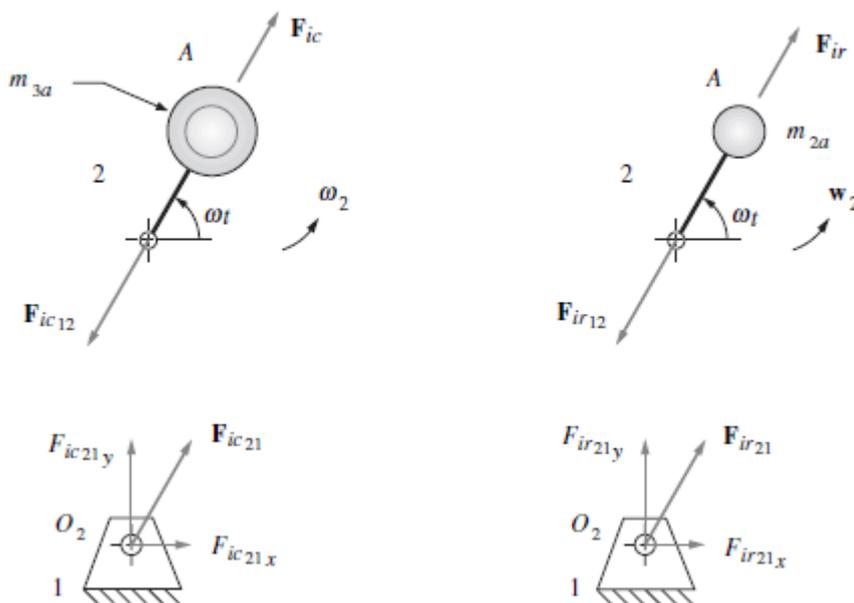


Figura 5.12 Diagrama de sólido libre de las fuerzas debidas a las masas en el muñón de la manivela.

El diagrama de la parte izquierda de la figura anterior corresponde al diagrama de sólido libre de las fuerzas producto de la aceleración  $a_A$  de la masa  $m_{3a}$  de la biela concentrada en el muñón de la manivela. Analizándolas queda:

$$\mathbf{F}_{ic} = -\mathbf{F}_{ic12} = \mathbf{F}_{ic21} = -m_{3a}\mathbf{a}_A \quad \text{Ec.86}$$

Si se sustituye el valor de la aceleración  $a_A$  por la ecuación Ec.61:

$$\mathbf{F}_{ic21} = -\mathbf{F}_{ic12} = m_{3a}r\omega^2(\cos \omega t \mathbf{i} - r\omega^2 \sin \omega t \mathbf{j}) \quad \text{Ec.87}$$

El diagrama de la parte derecha de la figura anterior (Fig. 5.12) corresponde al diagrama de sólido libre de las fuerzas producto de la aceleración  $a_A$  de la masa  $m_{2a}$  de la manivela en su propio muñón. Dichas fuerzas únicamente afectan al pasador principal  $O_2$ :

$$\mathbf{F}_{ir} = -\mathbf{F}_{ir12} = \mathbf{F}_{ir21} = -m_{2a}\mathbf{a}_A \quad \text{Ec.89}$$

$$\mathbf{F}_{ir21} = m_{2a}r\omega^2(\cos \omega t \mathbf{i} - \sin \omega t \mathbf{j}) \quad \text{Ec.90}$$

Una vez son conocidas todas las fuerzas anteriores, es posible determinar la fuerza existente en cada unión del pasador. Por ejemplo, la fuerza  $F_{41}$  ejercida por el pistón sobre el cilindro es:

$$\mathbf{F}_{41} = \mathbf{F}_{g41} + \mathbf{F}_{ip41} + \mathbf{F}_{iw41} = -[(m_4 + m_{3b})a_B + F_g] \tan \phi \mathbf{j} \quad \text{Ec.91}$$

Siguiendo con el análisis, la fuerza total en el pasador del pistón  $F_{34}$  es:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{34} &= \mathbf{F}_{g34} + \mathbf{F}_{ip34} + \mathbf{F}_{iw34} = \\ &= (-F_g + m_4 a_B) \mathbf{i} - [(m_4 + m_{3b})a_B + F_g] \tan \phi \mathbf{j} \end{aligned} \quad \text{Ec.92}$$

De la misma forma, la fuerza total en el pasador de la manivela  $F_{32}$  es:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{32} &= \mathbf{F}_{g32} + \mathbf{F}_{ip32} + \mathbf{F}_{iw32} + \mathbf{F}_{ic21} = \\ &= [m_{3a}r\omega^2 \cos \omega t - (m_4 + m_{3b})a_B + F_g] \mathbf{i} \\ &\quad + \{m_{3a}r\omega^2 \sin \omega t + [(m_4 + m_{3b})a_B + F_g] \tan \phi\} \mathbf{j} \end{aligned} \quad \text{Ec.93}$$

Por otro lado, la fuerza total en el muñón principal es:

$$\mathbf{F}_{21} = \mathbf{F}_{32} + \mathbf{F}_{ir21} = \mathbf{F}_{32} + m_{2a}r\omega^2(\cos \omega t \mathbf{i} - \sin \omega t \mathbf{j}) \quad \text{Ec.94}$$

Como se puede observar, las fuerzas en los pasadores del mecanismo son dependientes de la fuerza generada por el gas a presión y de las fuerzas de inercia. Debido a ello, cuanto mayor sea el diámetro del pistón, mayor serán las fuerzas que soportan los pasadores del mecanismo, pues la presión del gas en el interior del cilindro actuará en una superficie mayor.

Al igual que pasaba con el par de torsión del motor, a bajo régimen de giro del cigüeñal la fuerza del gas será dominante respecto a las fuerzas de inercia en las fuerzas que actúan en los pasadores del mecanismo. A medida que crece el régimen, las fuerzas de inercia se hacen más dominantes en las fuerzas que actúan en los pasadores del mecanismo.

### 5.2.6 Influencia de la variación del régimen de giro durante el ciclo

En los anteriores apartados, la premisa inicial sobre la que se ha asentado todo el análisis cinético y dinámico del motor era que la velocidad angular del cigüeñal –manivela–, denominada  $\omega$ , se mantenía constante a lo largo de todo el ciclo. A pesar de ello, las fuerzas y momentos de torsión en el motor no son constantes a lo largo del ciclo, sino que fluctúan en torno a un valor medio.

Como se vio anteriormente, el par de torsión total del motor posee grandes fluctuaciones en torno a su valor medio, del orden de 10 veces su valor. Si a la salida del eje del motor se le acopla rígidamente una carga de inercia elevada, el régimen de giro disminuirá su oscilación en gran medida, llegando a variar muy poco en torno a su valor medio. A pesar de ello, el eje de transmisión que une el motor con la carga de elevada inercia deberá transmitir el par de torsión tal y como éste es generado por el motor, con sus enormes variaciones en torno al valor medio, por lo que el eje de transmisión debe estar correctamente dimensionado para soportar dicha variación.

Este efecto se puede minimizar situando a la salida del motor un amortiguador de tipo torsional que evite que se transmita el par al eje, lo cual permite que el eje del motor reduzca su fluctuación en torno al valor medio de giro. De esta forma, el volante de inercia del motor y el amortiguador torsional acumulan energía cinética.

Puesto que el par resistente que debe vencer el motor en condiciones de funcionamiento es prácticamente constante y el par generado por el motor fluctúa, se produce una variación del régimen de giro en el motor. Para poder determinar la variación del régimen de giro del motor, basta con plantear equilibrio entre los momentos que actúan en el cigüeñal:

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} I_c = \frac{d\omega}{dt} I_c = T_c - T_m \quad \text{Ec.95}$$

$$\omega(t) - \omega_c = \int_0^t \frac{T_c - T_m}{I_c} dt \quad \text{Ec.96}$$

En las ecuaciones anteriores,  $\alpha$  representa la aceleración del cigüeñal,  $I_c$  representa el momento de inercia reducido al eje del cigüeñal,  $T_m$

representa el par de torsión medio del motor y  $T_c$  representa el par de torsión resistente.

Al igual que pasaba con las fuerzas en los pasadores y con el par de torsión del motor, la influencia de la fuerza debida a la presión del gas y de las fuerzas debidas a la inercia dependerá del régimen de giro en el que se encuentre el motor. Cuando el régimen de giro del cigüeñal sea bajo, las fuerzas debidas a la presión del gas serán más influyentes en la variación del régimen en el ciclo, pero a medida que el régimen de giro crece, las fuerzas de inercia se imponen a las de presión del gas, provocando que los mínimos en la curva del régimen de giro, inicialmente situados en las proximidades del punto muerto superior -PMS- se conviertan en máximos, como se puede ver en la siguiente figura.

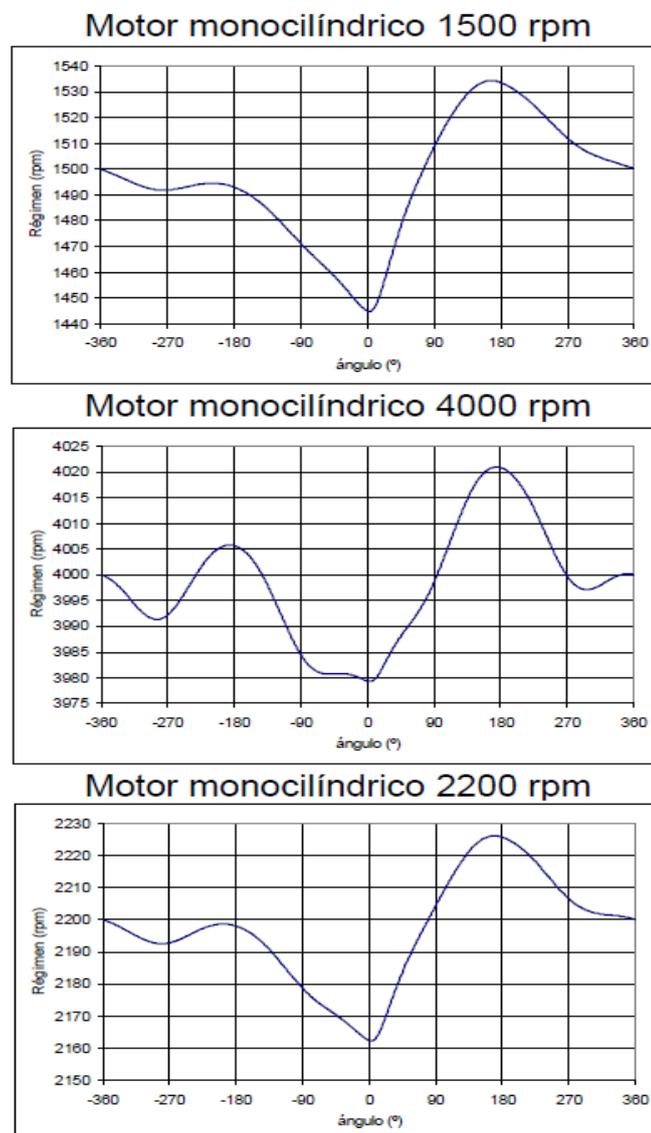


Figura 5.13. Variación del régimen de giro del cigüeñal a lo largo del ciclo.



## **6. Configuración de la simulación dinámica**

En este capítulo se explican los parámetros y configuración seleccionados para realizar la simulación, empezando por el diseño de los componentes, sus restricciones en el ensamblaje, las fuerzas aplicadas en el entorno de la simulación dinámica y la configuración del simulador; para finalmente mostrar los resultados más relevantes de la simulación.

### **6.1 Diseño de los componentes**

Para realizar el diseño de los componentes con Autodesk Inventor se han utilizado los componentes reales que figuran en el mecanismo simulado, proporcionados por el departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica.

Puesto que no ha habido posibilidad de conseguir planos de los componentes del mecanismo, se ha decidido realizar medidas con un calibre con resolución de hasta 0,02 mm para obtener todas las dimensiones necesarias posibles y una báscula de precisión con resolución de hasta 0,2 gramos para obtener su masa. Tanto sus dimensiones como su masa se pueden consultar en el *Anexo I: Planos de definición de los componentes simulados*, situado al final de este documento.

#### **6.1.1 Cigüeñal**

En el diseño del cigüeñal se han obviado el diseño de los cojinetes de asiento en el bloque motor, debido a que no aportan una funcionalidad especial al mecanismo, pero su efecto sí se ha tenido en cuenta para en la configuración de la simulación dinámica en forma de coeficiente de fricción. Además, debido a que no se puede medir correctamente la senda seguida por los conductos de lubricación vistos en el apartado *3.1.1 Cigüeñal* donde se ha descrito el cigüeñal real, éstos se han obviado del diseño.

En una vista de alzado se puede dar un primer vistazo para observar la localización de los contrapesos, la muñequilla, el engranaje, así como un extremo roscado.

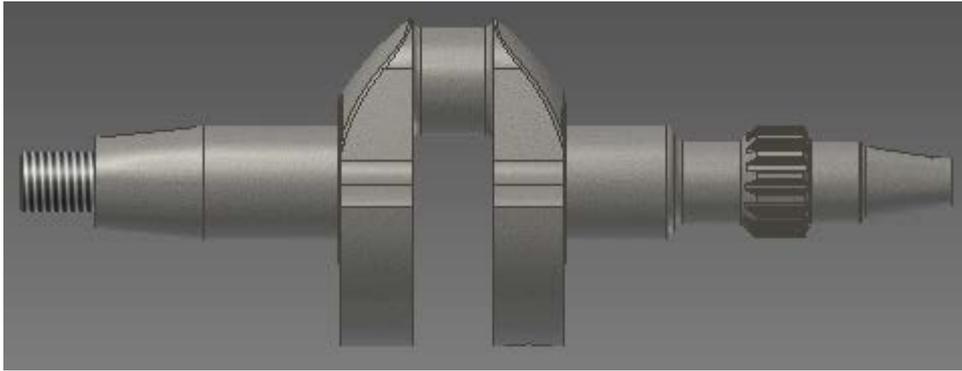


Figura 6.1. Vista de alzado del cigüeñal.

Si se observa el cigüeñal desde una vista de planta, se pueden observar dos chaveteros situados a cada lado del eje principal.

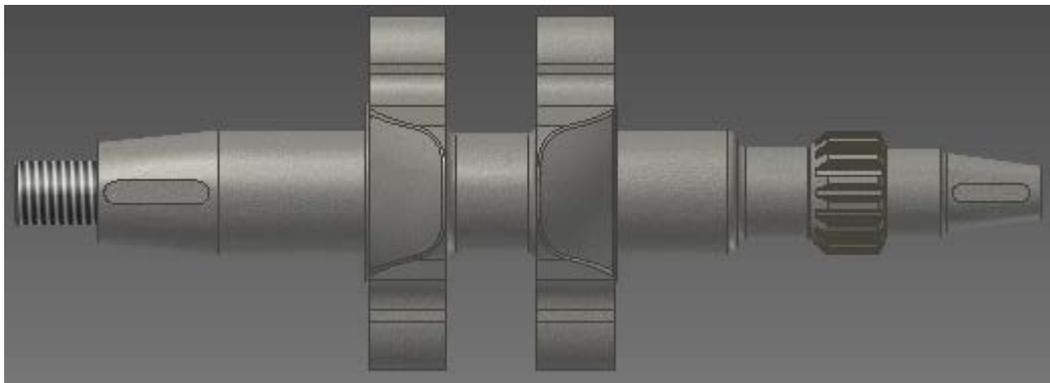


Figura 6.2. Vista en planta del cigüeñal.

Para poder ver las dimensiones de los contrapesos y la excentricidad de la muñequilla, es necesaria una vista en perfil.

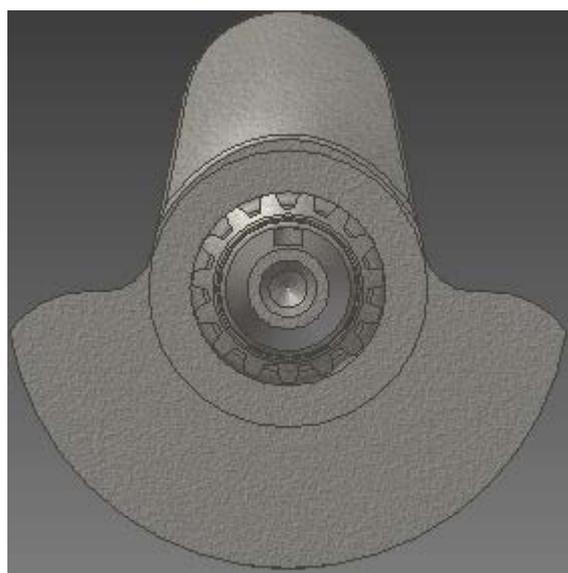


Figura 6.3. Vista de perfil del cigüeñal.

Una vez finalizado el diseño del cigüeñal, se comprueba que la masa no coincide con la pesada en la báscula de precisión, debido a que el diseño no es idéntico al real por falta de detalles y por la biblioteca de materiales de Autodesk Inventor no es del todo precisa, es necesario cambiar la masa del componente tal y como se vio en el apartado *4.1 Diseño de los componentes del mecanismo*. En concreto, la masa se modifica para asignar al cigüeñal un valor de  $5,489\text{ kg}$ . En cuanto al material del cigüeñal, de entre los disponibles en la biblioteca de Autodesk Inventor se ha seleccionado 'Acero, fundido'.

### 6.1.2 Biela

Puesto que en el departamento de Energía y Fluidomecánica no hay disponible la biela del motor MINSEL M380, se acordó simular una biela similar, escalando las medidas en función de la longitud de la biela original, siendo la longitud de la biela original de  $117,5\text{ mm}$  frente a los  $134,5\text{ mm}$  de longitud de la biela prestada por el departamento.

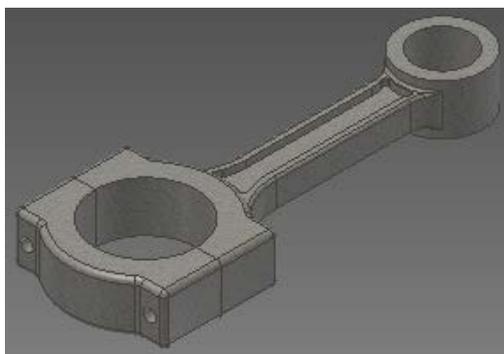


Figura 6.4. Vista en perspectiva de la biela.

Sobre el diseño de la biela es destacable remarcar que su cabeza está dividida en dos partes para poder realizar su montaje en la muñequilla del cigüeñal.

También es importante añadir que, al igual que en el cigüeñal para apoyarse en el bloque motor, en la biela se ha obviado el diseño de los cojinetes, pues no aportan una funcionalidad especial al mecanismo, pero su efecto en forma de fricción sí se ha tenido en cuenta para configurar los parámetros de la simulación dinámica.

Al igual que en el cigüeñal, también es necesario ajustar la masa de la biela, con el mismo procedimiento. En este caso, la masa asignada a la biela es de  $0,359\text{ kg}$ , siendo el material seleccionado nuevamente 'Acero, fundido'.

### 6.1.3 Grupo Pistón

En el diseño del grupo pistón formado por el bulón, el pistón y los segmentos, se han obviado los segmentos, debido a que no influyen en la funcionalidad del mecanismo. Sin embargo, sus efectos, tanto de masa como

de fricción con la pared del cilindro sí se han tenido en cuenta en la simulación dinámica, como se puede ver más adelante.



Figura 6.5. Vista en perspectiva del pistón.

Atendiendo a una vista de alzado del pistón, Figura 6.6, se pueden observar algunos detalles del pistón, como los huecos donde se alojan los segmentos, el agujero pasante donde se aloja el bulón del pistón y la forma de la falda del pistón.

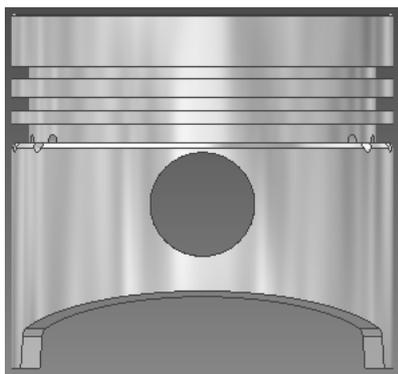


Figura 6.6. Vista frontal del pistón.

En la siguiente figura (Figura 6.7), correspondiente a la vista lateral del pistón, se pueden observar detalles como, de nuevo, los huecos donde se alojan los segmentos en el pistón, los conductos de refrigeración alojados en el hueco del segmento rascador, así como la forma de la falda del pistón.

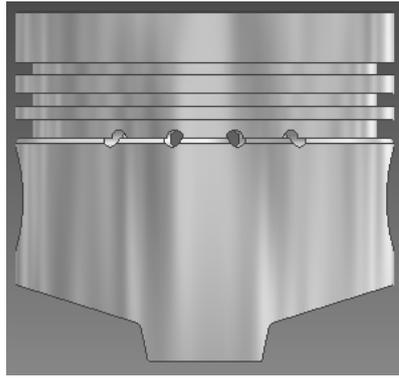


Figura 6.7. Vista lateral del pistón.

Para ver con más detalle la cavidad labrada en la superficie superior del pistón, tanto su forma como su localización, basta con observar una vista de planta del pistón.

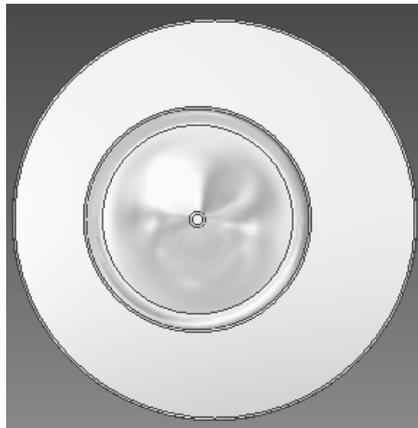


Figura 6.8. Vista de planta del pistón.

Por último, para poder ver el grosor de la pared del pistón, así como el asiento donde se aloja el bulón del pistón y los conductos de refrigeración, es necesaria una vista de planta inferior del pistón.

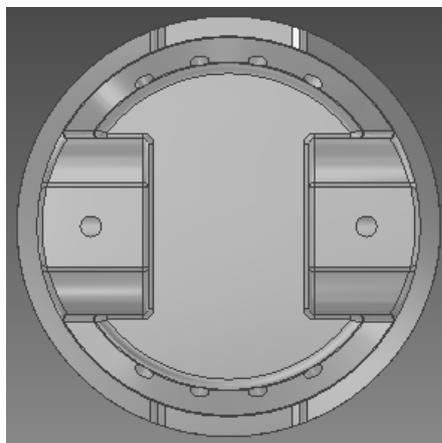


Figura 6.9. Vista de planta inferior del pistón.

El bulón del pistón simplemente es un cilindro hueco con cierto grosor, por lo que en una vista en perspectiva basta para observar todos los detalles del mismo.

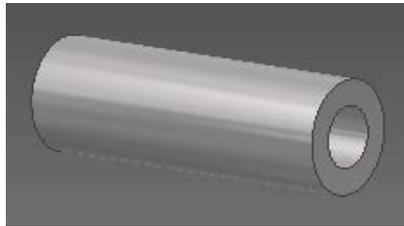


Figura 6.10. Vista en perspectiva del bulón del pistón.

En ambos casos, pistón y bulón, es necesario cambiar la masa de ambos componentes, especialmente la del pistón, ya que los segmentos no se han incluido en el diseño pero sí se tiene en cuenta su masa y su influencia en forma de fricción con las paredes del cilindro. En concreto, la masa asignada al pistón es de  $0,440\text{ kg}$ , mientras que el material seleccionado para el pistón es 'Aluminio 6061'. En el caso del bulón, la masa asignada es de  $0,142\text{ kg}$  y el material es 'Acero, aleación'.

#### **6.1.4 Volante de inercia**

Para realizar el diseño del volante de inercia, se ha tenido en cuenta la necesidad posterior de poder restringir de forma adecuada el mecanismo para conseguir obtener los resultados deseados en la simulación.

Así, se ha decidido que el volante sea más funcional que efectivo en su diseño, es decir, en lugar de ser un disco con radios y masa alejada del eje de giro, se ha decidido priorizar su parte funcional.

En concreto, el volante de inercia en el mecanismo tiene dos objetivos funcionales principales de cara a la simulación:

- poder medir el par que suministra el motor en sus ensayos, mediante su 'unión' tipo soldadura con el cigüeñal.
- poder imponer un movimiento determinado en el cigüeñal que arrastre al resto del mecanismo, mediante su unión tipo 'revolución' con la bancada.

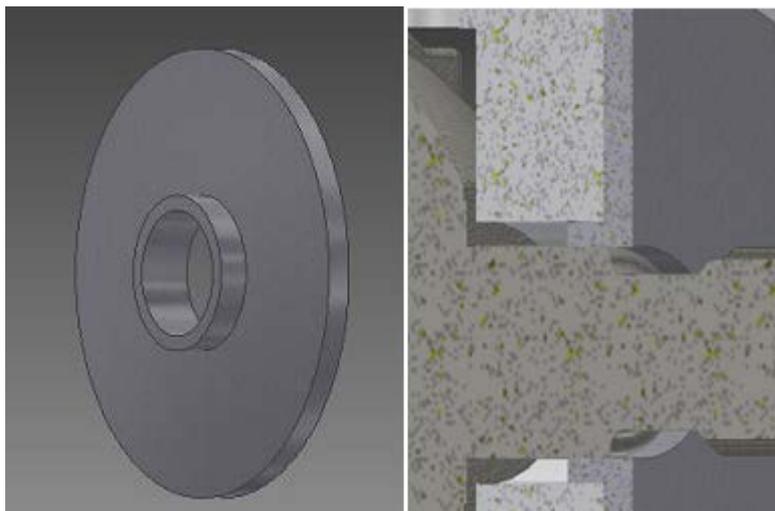


Figura 6.11. Vista en perspectiva del volante de inercia (izquierda) y detalle del ensamble del volante.

### 6.1.5 Bloque motor o bancada

Para poder simular, es necesario generar restricciones entre los componentes del mecanismo, para que éste sea funcional. Uno de los requisitos es que exista algún componente fijo en el mecanismo. Esta función en el motor real la hace el bloque motor. Puesto que el diseño de un bloque motor es bastante complejo y no es determinante ni influyente en los resultados de la simulación, se ha decidido diseñar una bancada sencilla, que se mantendrá fija, para poder restringir el resto de componentes. El aspecto de la bancada se puede observar en la siguiente figura.

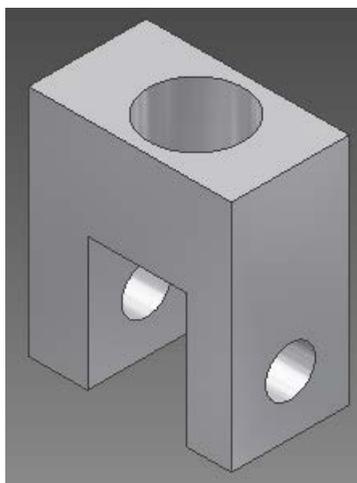


Figura 6.12. Vista en perspectiva de la bancada.

Para poder ver el movimiento durante la simulación y la posición exacta del pistón en cada instante, la bancada se puede ocultar eliminando la opción visibilidad, siendo recomendable hacerlo.

## 6.2 Ensamblaje de los componentes

Una vez diseñados todos los componentes, se puede comenzar a ensamblar los componentes para conseguir un mecanismo funcional.

El primer componente que se inserta es la bancada, pues actúa como elemento fijo del mecanismo, sobre el cual restringir el resto de componentes.

Una vez insertada la bancada y cambiada a tipo fijo, se procede a insertar el resto de componentes y a añadir las restricciones pertinentes. Cuando un componente de un mecanismo se hace fijo, su icono en el árbol de proceso aparece con una chincheta.



Figura 6.13. Icono de componente 'Fijo' en un ensamblaje.

Para comenzar, la primera restricción a imponer sobre el mecanismo es una unión tipo 'rígida' entre el volante de inercia y el cigüeñal. De este modo, ambos cuerpos se moverán solidariamente, tal y como sucede en la realidad.

Continuando con el ensamblaje, una nueva restricción a imponer sobre el mecanismo es una restricción tipo 'Insertar', para insertar el cuello, o parte similar a un cojinete del volante, en la bancada, lo que permite mantener la libertad de giro del volante de inercia –y del cigüeñal, ya que ambos se mueven solidariamente– respecto de la bancada, considerada fija. De esta forma, al configurar la simulación es posible imponer velocidades angulares al volante que arrastren al resto de cuerpos del mecanismo.

Si se quiere seguir restringiendo los componentes del mecanismo pero la bancada, al ser opaca, no deja ver bien los elementos, se puede quitar su visibilidad. Pero, si no se ha terminado todavía de restringir y se quiere seguir utilizando la bancada en alguna restricción, se puede hacer translúcido, cambiando su apariencia a 'Claro-Ligero'.

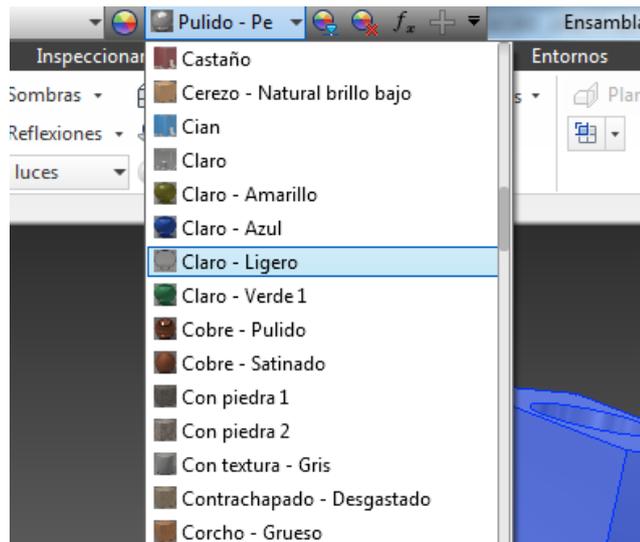


Figura 6.14. Cambio de apariencia de un sólido.

De esta forma, la bancada no oculta los elementos que hay en su interior, y se puede seguir restringiendo el ensamblaje sin problemas.

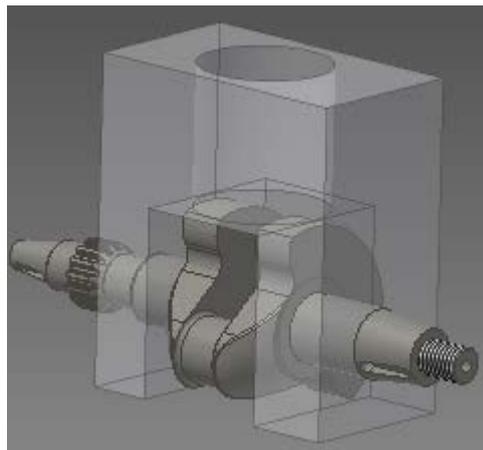


Figura 6.15. Ensamblaje del cigüeñal en la bancada translúcida.

Para restringir la biela con la muñequilla del cigüeñal y el bulón con el pistón, se sigue el mismo procedimiento que con el cigüeñal y la bancada, pues se quiere mantener la libertad de giro de un componente respecto de otro. Sin embargo, para restringir el pistón con la bancada y la biela con el bulón se ha utilizado la unión tipo cilíndrica, para evitar restringir en exceso el mecanismo.

Finalmente, el mecanismo totalmente ensamblado queda tal y como se ve en la siguiente figura:

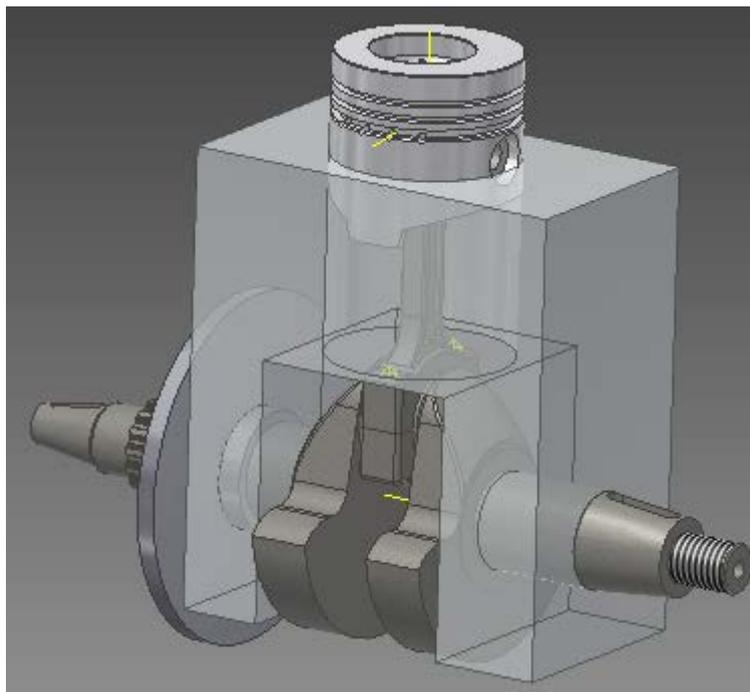


Figura 6.16. Vista del ensamblaje completamente ensamblado.

### **6.3 Configuración de la simulación dinámica**

Una vez ensamblado correctamente el mecanismo, se puede acceder al entorno de la simulación dinámica. En él, se deben configurar diversos parámetros, como las propiedades de las uniones, las fuerzas que actúan en el mecanismo y la configuración del simulador.

#### **6.3.1 Configuración de las propiedades de las uniones**

Para que la simulación dinámica sea lo más fiel posible a las condiciones reales de funcionamiento, es necesario imponer condiciones de fricción entre los componentes, y que éstas sean razonablemente reales.

Los valores de cada unión en concreto han sido seleccionados a partir de la siguiente figura, que representa los regímenes típicos de lubricación y fricción en diferentes partes con rozamiento de un motor de combustión interna alternativo.

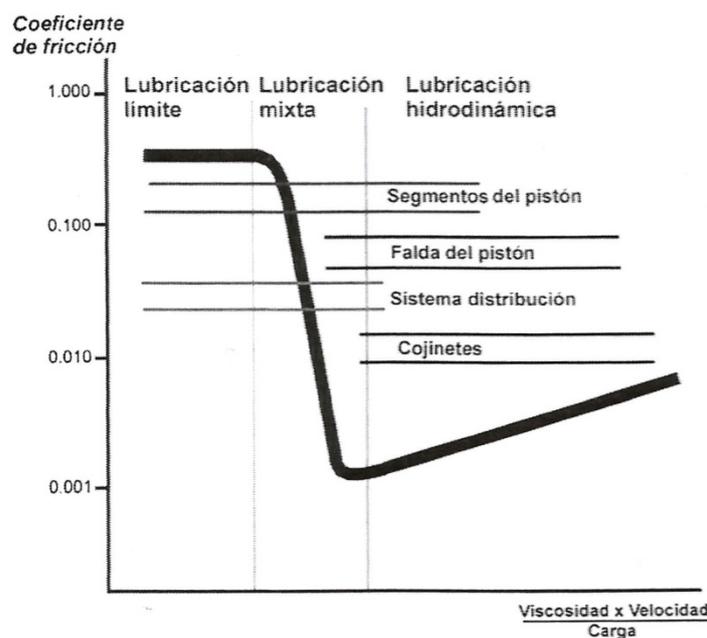


Figura 6.17. Gráfica con los valores típicos de lubricación y fricción en un MCI. [6 (p.127)]

Los valores de los coeficientes de fricción seleccionados son:

- Unión volante-bancada: 0,05.
- Unión cigüeñal-biela: 0,03.
- Unión biela-bulón: 0,015.
- Unión bulón-pistón: 0,015.
- Unión pistón-bancada: 0,25.

Como puede observarse, destaca sobre el resto la fricción entre el pistón y la bancada. Esto es debido a que se ha tenido en cuenta la influencia de los segmentos, que son los cuerpos que sufren mayor rozamiento de todo el mecanismo, ya que su lubricación es prácticamente límite e incluso nula en algunos casos. Por otro lado, el menor coeficiente de fricción corresponde con las dos uniones del bulón, ya que éste va bien lubricado y apenas tiene movimiento giratorio.

Además de los coeficientes de fricción entre los componentes del mecanismo, es necesario configurar adecuadamente la posición inicial de todos los componentes. En este caso concretamente, es vital que el pistón se encuentre justo después de su punto muerto superior en el momento de la combustión, para poder comenzar el movimiento provocado por la fuerza de presión de los gases de combustión. Si, por error, el pistón se encuentra en su punto muerto superior, a pesar de que actúe una fuerza en el mecanismo, éste se comporta como una viga, ya que tanto la muñequilla como el pistón se encuentran en su punto más alto.

Para conseguir esta configuración de la posición inicial, se deben editar las condiciones iniciales de la unión tipo 'Revolución' del cigüeñal con la bancada, y que formen un ángulo ligeramente mayor de 90°.

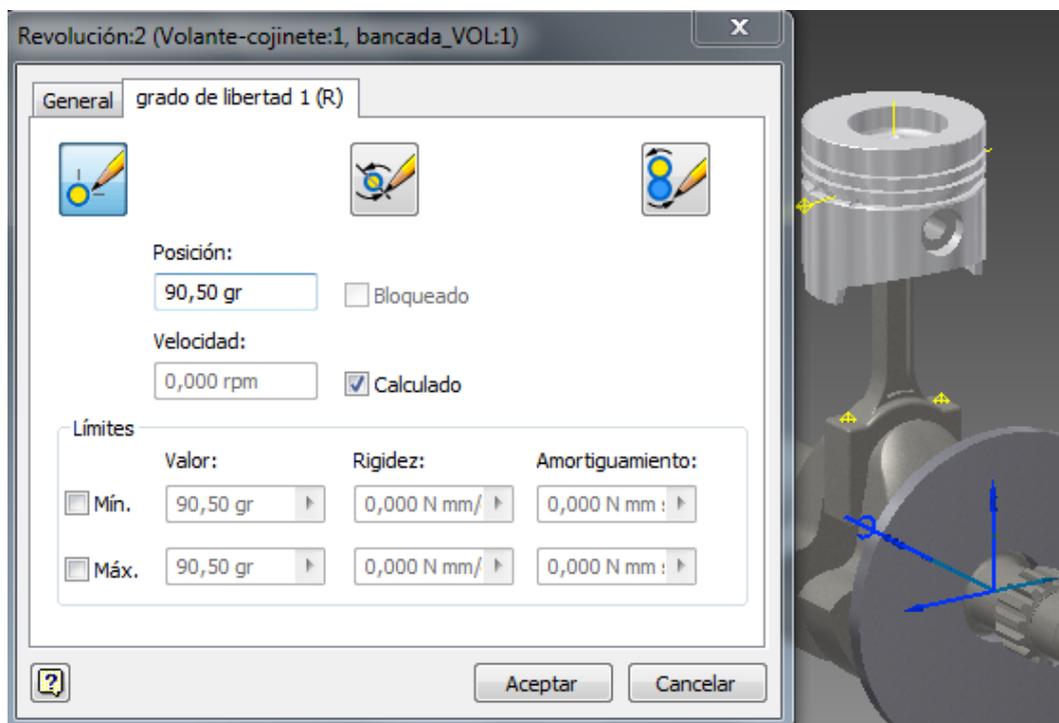


Figura 6.18. Posición inicial del mecanismo ideal para comenzar la simulación

### 6.3.2 Configuración de las fuerzas

Cuando ya se han configurado correctamente todas las propiedades de las uniones, garantizando así la adecuada funcionalidad del mecanismo, se procede a aplicar fuerzas sobre el mismo.

En concreto, en este mecanismo actúa únicamente la fuerza provocada por la presión de los gases de combustión en el interior del cilindro. Esta fuerza se ha modelado ya en el apartado 3.2.3 *Ciclo aproximado para la simulación*, explicando cómo obtener todos los parámetros oportunos que componen la fuerza.

Para aplicar la fuerza, se sigue el procedimiento descrito en el apartado 4.3.2 *Aplicación de fuerzas externas en el mecanismo*. En este caso, puesto que la fuerza depende de un ciclo termodinámico, que a su vez depende de la posición del cigüeñal en el mecanismo, es necesario seleccionar una referencia distinta del tiempo respecto de la cual dependa la fuerza aplicada. Por ello, es necesario seleccionar la posición angular del cigüeñal respecto de la bancada como referencia, tal y como se indica en la siguiente figura.

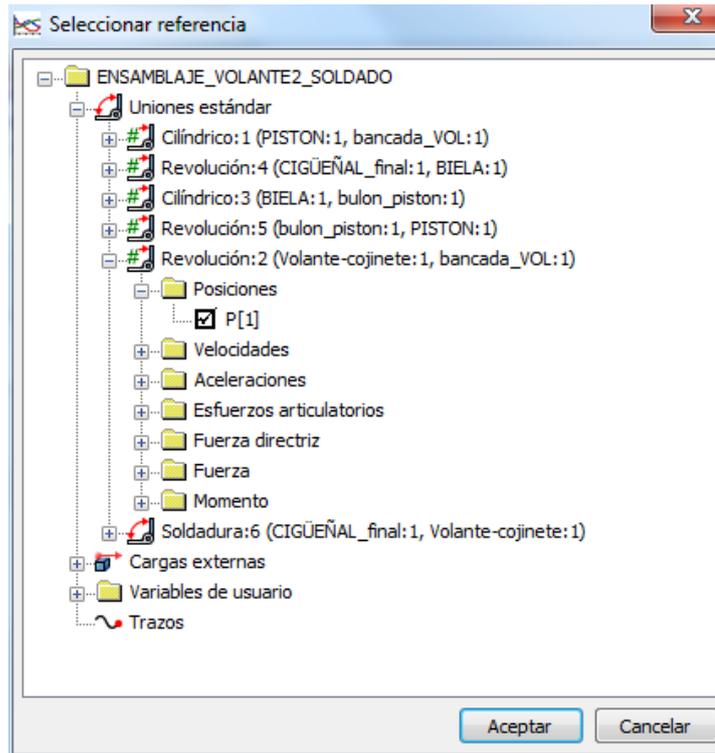


Figura 6.19. Selección de la posición del cigüeñal respecto de la bancada como referencia.

Así, sea cual sea la velocidad angular del cigüeñal y, por tanto, del motor, la fuerza siempre actuará correctamente.

Tras introducir los diferentes puntos de la curva fuerza aplicada-ángulo girado por el cigüeñal, el perfil de ésta curva queda tal y como se muestra en la siguiente figura.

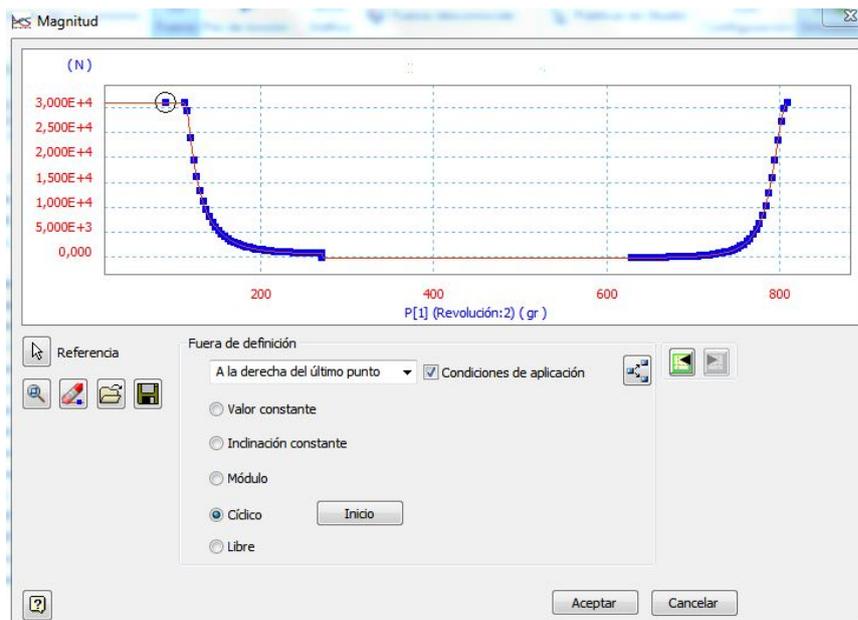


Figura 6.20 Curva de la fuerza aplicada frente al ángulo girado por el cigüeñal.

Analizando la figura anterior, cabe destacar la opción marcada denominada 'Cíclico'. Al seleccionar dicha opción, el punto final de la curva introducida coincide con el punto inicial de la misma, de modo que únicamente es necesario establecer los puntos de la curva para un ciclo, siendo muy útil en esta simulación.

Por otro lado, es interesante destacar que, aunque no se pueda ver con total claridad en la figura anterior (Figura 6.20), el ciclo se inicia para un valor de  $90^\circ$  girados por el cigüeñal, en lugar de  $0^\circ$ . Este hecho se debe a que, como se vio en el apartado anterior 6.3.1 *Configuración de las propiedades de las uniones*, para poder iniciar correctamente el movimiento del mecanismo, el ciclo debe iniciar con la carrera de expansión, permitiendo dotar de energía suficiente al mecanismo para iniciar el ciclo. Por tanto, el ciclo no termina en  $720^\circ$ , sino en  $810^\circ$  girados por el cigüeñal.

Puesto que sobre el sistema únicamente actúa una fuerza y ésta es de gran valor, las fuerzas de rozamiento no son suficientemente elevadas para conseguir disipar la fuerza y frenar la rotación del cigüeñal, por lo que la velocidad angular del cigüeñal aumenta a valores desorbitados. Para evitarlo, es necesario aplicar un par de frenado, opuesto al giro del cigüeñal, de valor apropiado para conseguir una velocidad angular del cigüeñal apropiada. De esta manera, el mecanismo actúa en una situación más real, ya que el motor en su funcionamiento tiene que vencer un par resistente en el eje de salida.

La magnitud de este par resistente se deduce de las características del motor suministradas por el fabricante (Ver apartado 3.2 *Descripción del motor*), siendo el par suministrado para las condiciones simuladas de  $21 \text{ Nm}$ , o bien  $21000 \text{ Nmm}$  que son las unidades que maneja Autodesk Inventor en el entorno de la simulación dinámica, a un régimen de giro de  $2100 \text{ rpm}$ .

La aplicación del par resistente en el mecanismo se hace en el eje del cigüeñal. Su modelado es mucho más sencillo que el de la fuerza, pero es importante su momento de aplicación. Si el par de frenado se aplica al tiempo de comenzar la simulación, éste vencerá a la fuerza aplicada y el mecanismo no funcionará de forma correcta. Para que la simulación funcione de forma adecuada, es necesario dar un margen de tiempo de actuación a la fuerza para que el mecanismo funcione en vacío y adquiera la inercia necesaria para poder vencer el par de frenado. En los motores convencionales se consigue mediante el volante de inercia, el sistema de arranque y la desconexión del eje de salida del motor, ya sea mediante el embrague o cualquier otro método. Así, es conveniente dejar que el mecanismo actúe en vacío algunos

ciclos, es decir, con la única actuación de la fuerza sobre el pistón y la fricción del rozamiento, y posteriormente añadir el par de frenado.

Tras varios ensayos, se ha decidido aumentar el par de 21000 *Nmm* hasta 21750 *Nmm*, para conseguir una velocidad angular del cigüeñal más parecida a la real, como se verá más adelante en el capítulo 7. *Resultados de la simulación.*

### **6.3.3 Configuración del simulador**

En cuanto a la configuración del simulador, es necesario atender a dos parámetros básicos de la simulación: el tiempo de simulación y el número de imágenes. Con estos parámetros podemos indicar el grado de precisión de la simulación, como se vio en el apartado 4.3.3 *Configuración de la simulación.*

En este caso, al aplicar el par de frenado después del comienzo de la simulación, es necesario un tiempo elevado de simulación para conseguir llegar al comportamiento estacionario del mecanismo. Si por el contrario se simula sin llegar a la zona estacionaria, se podría caer en un error debido a la falsedad de los datos. El tiempo estimado para conseguir llegar a la zona estacionaria es de 5 segundos aproximadamente.

Para obtener una visualización correcta de los datos de la simulación, es necesario que el número de imágenes de la simulación sea lo más elevado posible, aumentando seriamente el tiempo de simulación a causa de ello. El número máximo de imágenes por ciclo permitido por el simulador del entorno de la simulación dinámica es de 500.000 imágenes. Por tanto, para conseguir la máxima precisión posible en la salida de datos de la simulación dinámica del mecanismo, se debe elegir el número máximo de imágenes durante la simulación, es decir, 500.000 imágenes.



## **7. Resultados de la simulación**

Los gráficos y cálculos mostrados en este apartado han sido realizados con Microsoft Excel. Para ello, primero todos los datos de la simulación se han exportado un fichero de texto \*.txt, para después, desde una hoja de cálculo de Microsoft Excel importarlos y poder aislar un ciclo completo, es decir, 720° grados de giro del cigüeñal correspondientes a las carreras de admisión, compresión, expansión y escape.

Los primeros resultados a mostrar y comentar son los correspondientes a la cinemática del mecanismo, es decir, de posición, velocidad y aceleración de los componentes más relevantes. Posteriormente se muestran y comentan resultados referentes a la dinámica del mecanismo, como fuerzas y pares en los componentes. Siempre que sea posible, se realizará una comparación de los resultados obtenidos en la simulación con el desarrollo teórico expuesto en el apartado 5. *Dinámica de un motor monocilíndrico*. Para la obtención de las características dinámicas del mecanismo, es necesario realizar tres simulaciones para obtener parámetros debidos a la inercia de los componentes, debidos a la combustión del gas en el cilindro y la suma de ambas por separado de forma que:

- Componentes debidos a la inercia: para obtener únicamente el efecto de la inercia de los elementos del mecanismo al régimen de giro deseado, se desactivan todas las fuerzas y pares aplicados al mecanismo, como se vio en el apartado 4.3.2 *Aplicación de fuerzas externas en el mecanismo*, e imponiendo el giro en el volante de inercia respecto de la bancada por medio de su unión de 2137 rpm. De esta forma, el movimiento impuesto en el volante de inercia “arrastra” al resto del mecanismo, por medio de su unión tipo ‘soldadura’ con el cigüeñal. Así, los únicos efectos analizados en la simulación del mecanismo son de tipo inercial.
- Componentes debidos a la combustión del gas en el cilindro: en este caso no es necesario desactivar ninguna carga. Al contrario que en el caso anterior, para evaluar únicamente los efectos debidos a la combustión y eliminar los efectos inerciales, se impone una velocidad angular al volante de inercia muy baja. En la simulación realizada, la velocidad angular impuesta en la unión es de 1 rpm.
- Componentes debidos a ambos efectos: este caso es resultado de la combinación de las componentes inerciales y las debidas a la combustión del gas en el cilindro, y equivale al funcionamiento normal del motor. Para simular esta configuración, se mantienen las cargas actuando sobre el mecanismo y se elimina la imposición del giro en el volante de inercia. De esta forma, se tienen en cuenta tanto efectos debidos a la combustión de los gases que provocan el movimiento del mecanismo como efectos

debidos a la inercia producto del movimiento de los componentes del mecanismo.

### 7.1 Velocidad y aceleración angular del cigüeñal

A continuación se muestra en el mismo gráfico la posición del pistón y la velocidad angular del cigüeñal, ambas en función del ángulo girado por el cigüeñal a lo largo del ciclo completo. La velocidad angular del cigüeñal es uno de los parámetros de funcionamiento fundamentales en los motores, ya que numerosas características funcionales del motor, como la potencia o el par suministrado por el motor, varían en función del régimen de giro del mismo.

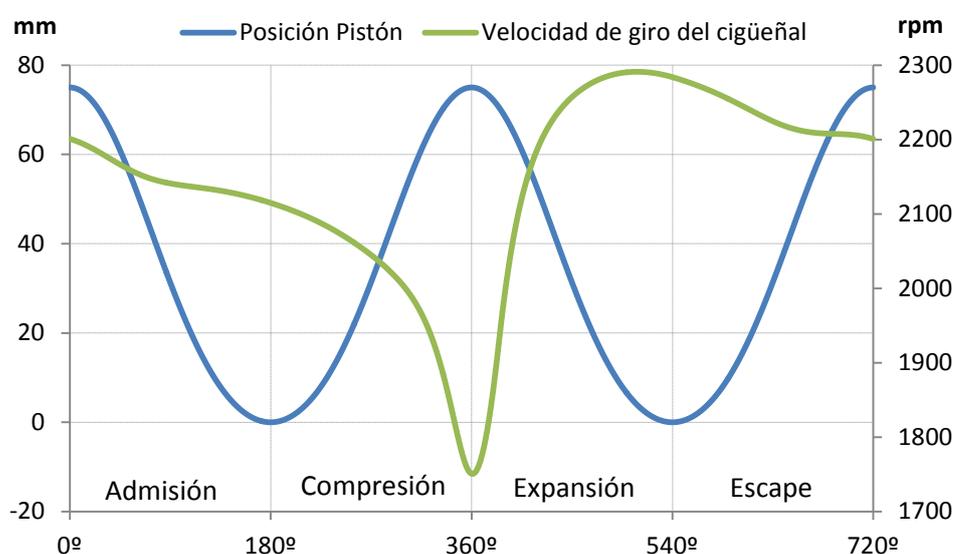


Figura 7.1. Gráfico de la posición del pistón y velocidad angular del cigüeñal a lo largo de un ciclo.

Tal y como se adelantó en el apartado 5.2.6 *Influencia de la variación del régimen de giro durante el ciclo*, debido a que el par producido en el motor no es constante y el par resistente sí lo es, la velocidad angular del motor fluctúa.

En la figura anterior (Figura 7.1) se puede observar cómo durante la carrera de compresión, en especial al final de la misma, la velocidad angular del cigüeñal desciende bruscamente, debido al aumento progresivo de la presión en el interior del cilindro que se opone al movimiento. Una vez que se produce la combustión de los gases del cilindro, la presión aumenta y favorece el movimiento, por lo que la velocidad angular crece con elevada pendiente, hasta alcanzar un máximo casi al final de la carrera de expansión. Durante las carreras de escape y admisión la velocidad angular del cigüeñal desciende, debido a los rozamientos entre las partes móviles del mecanismo y al par resistente.

Puesto que la fluctuación de la velocidad se produce con gran celeridad, los indicadores de la velocidad angular de los motores, también llamado régimen del motor, como por ejemplo las revoluciones por minuto del motor de un coche, muestran una velocidad media, no la velocidad instantánea. En este caso, la velocidad media de giro del cigüeñal es  $2132,87 \text{ rpm}$ . Puesto que los datos del ciclo termodinámico del motor se han obtenido para la condición de giro de  $2100 \text{ rpm}$ , el error relativo en la velocidad angular del cigüeñal obtenido en la simulación con respecto del real supone un  $1,57\%$ , por lo que es aceptable.

Comparando la gráfica de la velocidad angular del cigüeñal obtenida en la simulación (Figura 7.1) con la gráfica de la velocidad angular del cigüeñal del motor MINSEL M380 obtenida de forma experimental en un ensayo en el laboratorio de Motores realizado por el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica (Figura 7.2), se puede observar cómo la forma de ambas gráficas es similar.

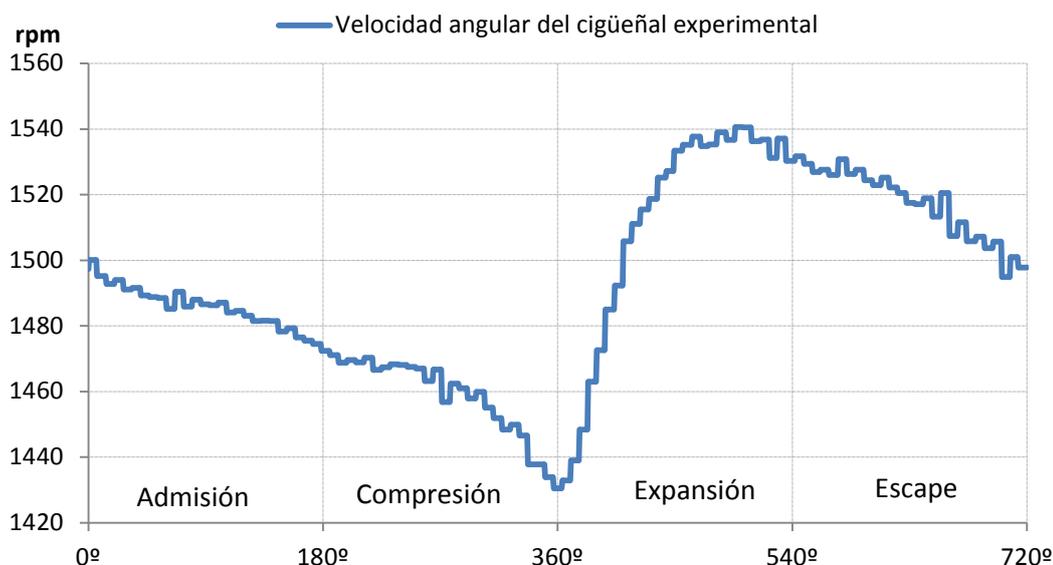


Figura 7.2. Gráfica de la velocidad angular experimental del motor MINSEL M380.

Sin embargo, los valores experimentales son menores, debido a que el ensayo se ha realizado en otras condiciones de funcionamiento del motor y de par resistente. Cabe destacar también cómo la fluctuación de la velocidad angular medida experimentalmente es menor que la correspondiente a la simulación. Este hecho se debe a que el motor ensayado experimentalmente posee un mayor volante de inercia. Realizando la simulación al mismo mecanismo pero sin volante de inercia, se puede observar cómo la fluctuación es mucho mayor, tomando la velocidad angular del cigüeñal valores comprendidos entre  $964$  y  $3587 \text{ rpm}$ , quedando un régimen medio de  $2792 \text{ rpm}$ . Pese a obtener un mayor régimen medio, al carecer de volante de

inercia, esta configuración del motor no podría hacer frente a resistencias más elevadas, ya que no posee suficiente inercia para superarlas y finalmente se detendría.

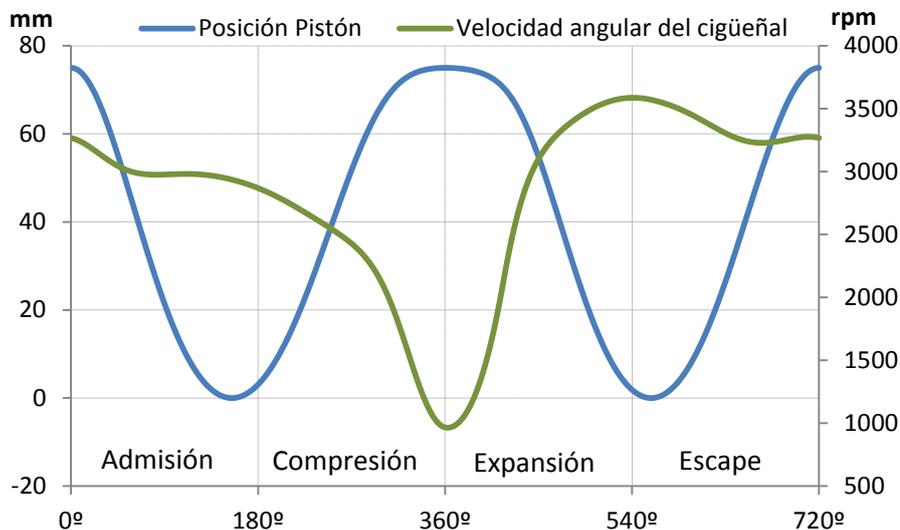


Figura 7.3. Gráfica de la velocidad angular del cigüeñal sin volante de inercia.

Si ahora se observa la gráfica de la aceleración angular (Figura 7.4), se puede corroborar lo comentado anteriormente sobre la velocidad angular del cigüeñal obtenida en la simulación dinámica del mecanismo completo, con volante de inercia.

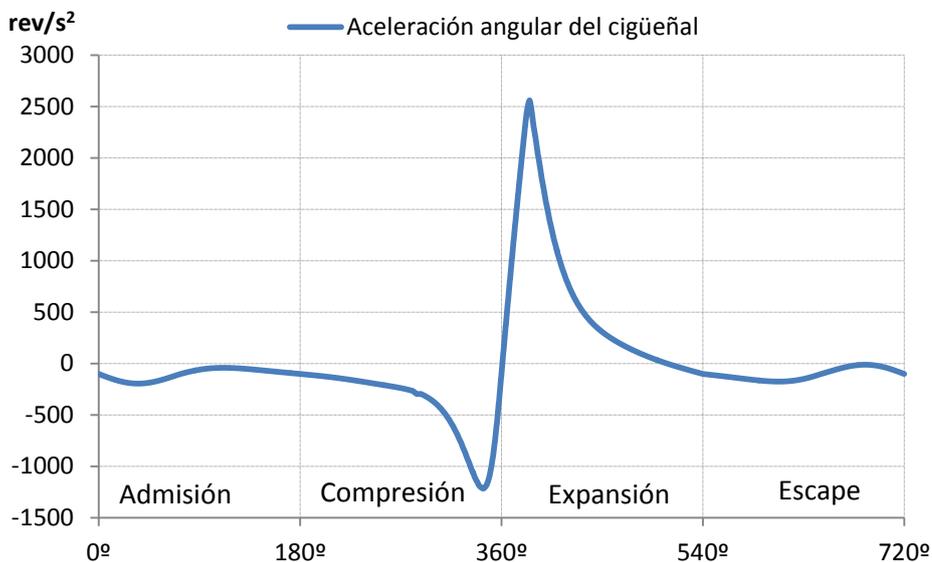


Figura 7.4. Gráfica de la aceleración angular del cigüeñal a lo largo de un ciclo.

Durante las carreras de admisión, compresión y escape la aceleración angular toma valores negativos, lo que supone un descenso de la velocidad angular del cigüeñal. En la fase final de la carrera de compresión la

aceleración angular descende de forma notoria y su efecto se traduce en una pendiente muy negativa de la velocidad, cuyo descenso se produce de forma más suave en las proximidades del punto muerto superior, es decir, del los 360°. En dicho instante, la aceleración angular del cigüeñal cambia de signo, pasando de negativa a positiva, provocando un cambio en la pendiente de la velocidad angular del cigüeñal.

Si, de nuevo, se vuelve a comparar la simulación realizada con una simulación sin volante de inercia, en este caso observando la aceleración angular del cigüeñal, se puede ver aún más la influencia de este elemento sobre el resto del mecanismo.

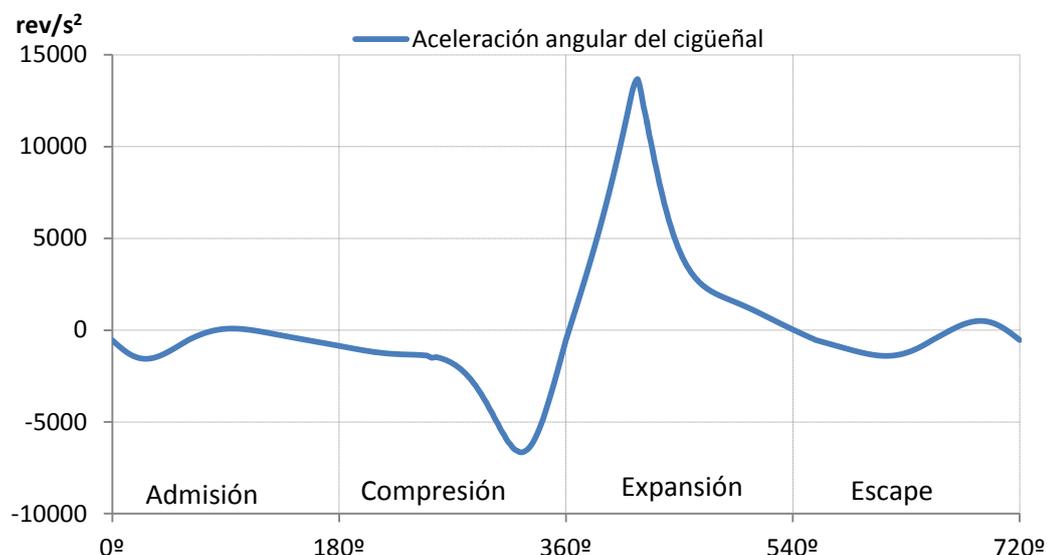


Figura 7.5. Gráfica de la aceleración angular del cigüeñal sin volante de inercia.

Claramente se pueden apreciar las grandes diferencias del comportamiento del mecanismo con y sin volante de inercia, a pesar del aspecto semejante entre ambas curvas. Mientras que en el mecanismo con volante de inercia la curva es bastante suave y fluctúa con valores comprendidos entre  $-1215$  y  $2562 \text{ rev/s}^2$ , en el mecanismo sin volante de inercia la curva de la aceleración angular del cigüeñal es más abrupta y fluctúa con valores comprendidos entre  $-6656$  y  $13673 \text{ rev/s}^2$ , lo cual supone valores de aproximadamente cinco veces superiores. Esta mayor fluctuación en la aceleración angular del cigüeñal también se traduce en una mayor fuerza que deben soportar los enlaces de los elementos del mecanismo, ya que ésta es proporcional a la aceleración.

## **7.2 Aceleración del pistón**

Atendiendo ahora a la aceleración del pistón o grupo pistón, y comparando la curva con la curva teórica de la aceleración del pistón del

modelo cinemático a velocidad angular del cigüeñal constante desarrollada en el apartado 5.1 *Modelo cinemático*, correspondiente a la ecuación Ec.24,  $\dot{x} \cong -r\omega^2 \left( \cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t \right)$  donde  $\omega$  se ha sustituido por el valor medio de la velocidad angular del cigüeñal expresado en rad/s; el resultado queda reflejado en la siguiente figura.

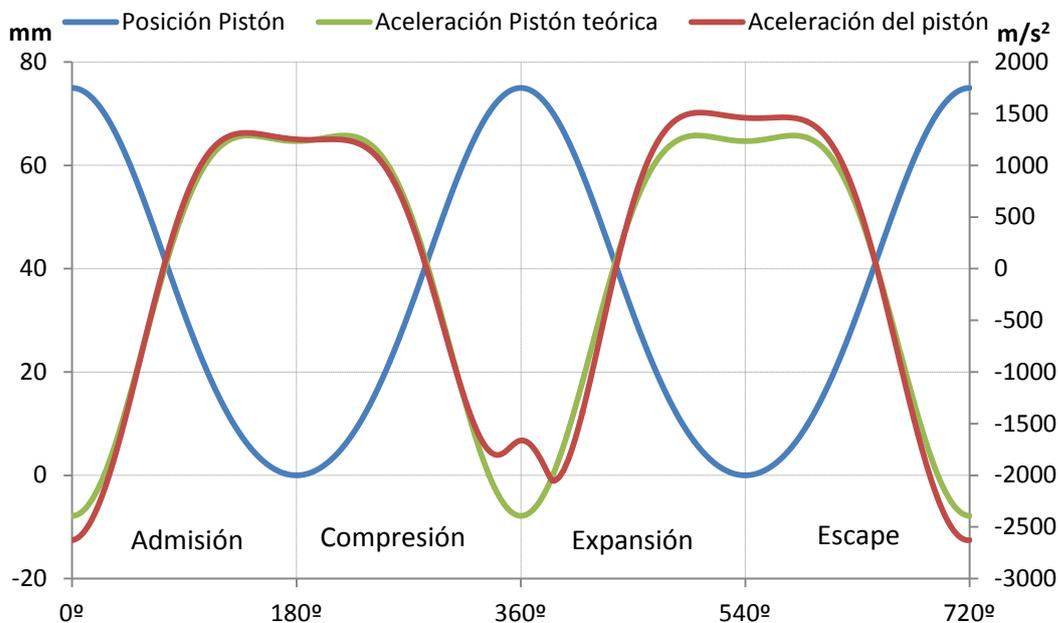


Figura 7.6. Gráfica comparativa de la aceleración del pistón teórica y la obtenida en la simulación dinámica.

Como se puede apreciar, las formas de ambas gráficas, teórica y aquella obtenida en la simulación dinámica, tienen gran parecido, exceptuando en el punto muerto superior correspondiente al final de la carrera de compresión e inicio de la carrera de expansión. Esta diferencia se debe a que en la curva del modelo teórico la velocidad angular del cigüeñal se considera constante, mientras que en la curva obtenida de la simulación esta hipótesis –como se ha podido comprobar en el apartado anterior– no se cumple, siendo dicho punto el de menor velocidad angular. Esta variación de la velocidad angular se traduce en un movimiento alternativo del pistón más irregular que en el modelo teórico mencionado anteriormente.

En las fases final de la carrera de expansión e inicial de la carrera de escape, el valor de la aceleración obtenido en la simulación es ligeramente superior al teórico, provocado por la mayor velocidad angular del cigüeñal tras la combustión, provocando una mayor variación de la velocidad lineal del pistón y, por tanto, también en la aceleración del mismo.

### 7.3 Par motor producto de la combustión de los gases

La principal función de cualquier motor es obtener un par a la salida de su eje de rotación capaz de vencer un par resistente, provocando el movimiento de un mecanismo.

Analizando el par transmitido del cigüeñal al volante de inercia a través de su unión tipo 'soldadura' existente entre ambos componentes del mecanismo, en las condiciones citadas al principio de este apartado 7. *Resultados de la simulación*, es decir, con las cargas definidas actuando en el mecanismo y con el volante de inercia girando a una velocidad angular impuesta de 1 rpm para eliminar los efectos producidos por las inercias, se obtiene el par producido por la combustión de los gases en el interior del cilindro.

Comparando los datos obtenidos con la curva de la expresión Ec.46 ( $T_{g21} \cong F_g r \sin \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \cos \omega t\right) \mathbf{k}$ ) que representa de forma aproximada el par teórico producido por la combustión de los gases en el interior del cilindro para una velocidad angular del cigüeñal constante, siendo ésta  $\omega = 219,91 \text{ rad/s}$  correspondiente a la velocidad angular media estimada al inicio de la simulación, de valor 2100 rpm, se obtiene la siguiente figura.

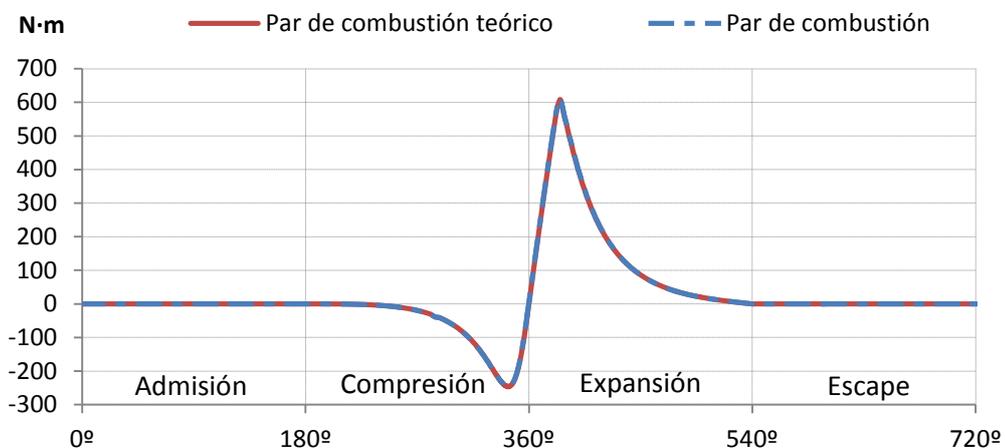


Figura 7.7. Gráfica comparativa del par de torsión producto de la combustión de los gases en el cilindro teórico y obtenido en la simulación dinámica.

Como se puede apreciar, ambas curvas coinciden perfectamente tanto en forma como en valores a lo largo de todo el ciclo. Analizando detenidamente las curvas, se puede apreciar que en las carreras de admisión y escape no se produce ninguna transferencia del par originado por la combustión entre el cigüeñal y el volante de inercia, ya que ambos procesos del ciclo no afectan a la combustión. Sin embargo, durante toda la carrera de compresión el par transmitido del cigüeñal al volante es negativo, es decir, que es el volante de inercia el que proporciona par al cigüeñal para que éste

pueda realizar la compresión del gas en el cilindro. Después, durante la carrera de expansión, cuando ya se ha producido la combustión, el par producto de la combustión de los gases transmitido del cigüeñal al volante de inercia adquiere signo positivo, pues el sentido de la transferencia es el mencionado y no el opuesto.

El valor medio del par producido por la combustión de los gases en el interior del cilindro obtenido en la simulación es de  $23,53 Nm$ , mientras que el valor medio de dicho par calculado de forma teórica es de  $24,34 Nm$ . Esta diferencia entre valores teórico y obtenido en la simulación supone una desviación del 5% entre ambos valores, por lo que la simulación se asemeja bastante al modelo teórico utilizado, pudiendo ser utilizada para observar la influencia que tienen cambios en el ciclo termodinámico o en el diseño de algún componente sobre el par de torsión producido por la combustión de los gases en el cilindro.

Debido a la gran fluctuación del valor del par producido por la combustión de los gases en el interior del cilindro, que toma valores comprendidos entre  $-245Nm$  y  $611Nm$ , los elementos de transmisión del par a la salida del motor –por ejemplo el eje de transmisión de un coche–, deben estar correctamente dimensionados para soportar estas variaciones en el par transmitido y las tensiones que producen, no sólo preparados para soportar el par medio transmitido. Por este motivo, los embragues dispuestos a la salida del eje del motor poseen muelles que absorben gran parte de esta variación en el par, permitiendo el uso de ejes menos resistentes y, por tanto, más ligeros y baratos.

#### **7.4 Modelo de masas equivalentes**

Según lo desarrollado en el apartado 5.2.2 *Masas equivalentes*, para proseguir con el modelo teórico de velocidad constante, antes es necesario definir las masas equivalentes situadas en las uniones del mecanismo. Para ello, es necesario resolver las ecuaciones de dicho apartado, donde:

- $r = 0,037 m$ .
- $l = 0,1175 m$ .
- $r/l = 0,31915 m$ .
- $l_a = 0,08692 m$ .
- $l_b = 0,03056 m$ .
- $r_{G2} = 0,00474 m$ .
- $m_2 = 5,4892 kg$ .
- $m_3 = 0,3589 kg$ .
- $m_4 = 0,5824 kg$ .

Quedando finalmente:

- $m_{3a} = 0,09329 \text{ kg}$ .
- $m_{3b} = 0,2656 \text{ kg}$ .
- $m_{2a} = 0,69354 \text{ kg}$ .
- $m_A = 0,78684 \text{ kg}$ .
- $m_B = 0,848 \text{ kg}$ .

### 7.5 Fuerzas y pares de inercia y sacudimiento

Tal y como se comentó en el apartado 5.2.3 *Fuerzas y pares de inercia y de sacudimiento*, las fuerzas de sacudimiento son las opuestas a las fuerzas de inercia, que son todas las fuerzas que actúan en el plano de la bancada. Una forma muy habitual de representar dichas fuerzas es en forma de diagrama polar, representando la componente 'X' de las fuerzas en el eje de abscisas y la componente 'Y' de las fuerzas en el eje de ordenadas.

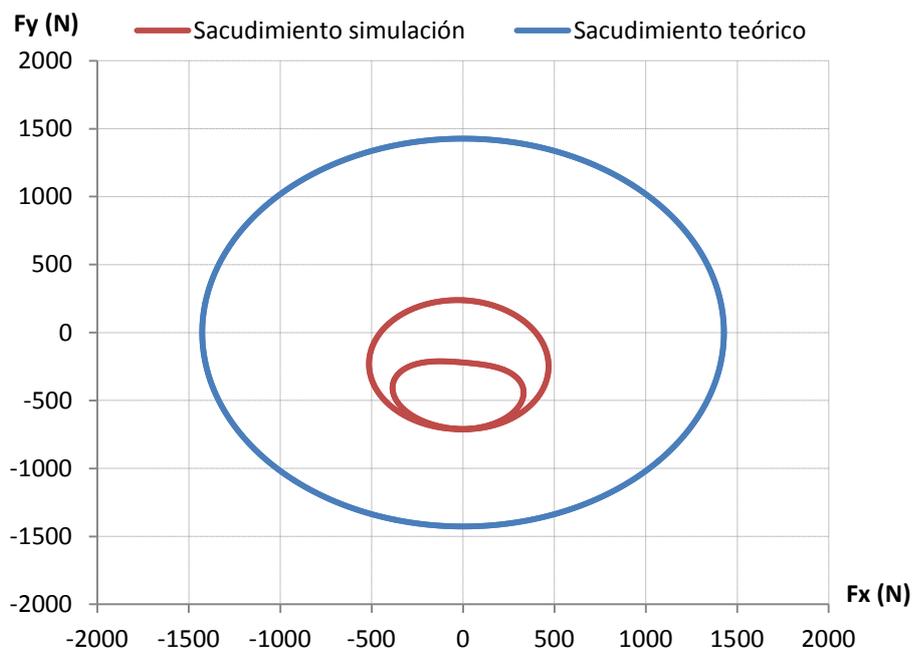


Figura 7.8. Gráfica con las fuerzas de sacudimiento teóricas y simuladas.

Como se puede observar en la figura anterior, el sacudimiento obtenido mediante el modelo teórico de velocidad angular del cigüeñal constante desarrollado en el apartado 5.2.3 *Fuerzas y pares de inercia y de sacudimiento*, es hasta tres veces mayor que el sacudimiento obtenido en la simulación. Además, el sacudimiento teórico está perfectamente centrado en el origen, lo que equivaldría a un mecanismo perfectamente equilibrado; mientras que el sacudimiento está ligeramente desplazado hacia la parte

inferior del diagrama, además de formar dos bucles en lugar de únicamente uno como el caso teórico.

En cuanto al par de inercia, o par de sacudimiento ya que son equivalentes, la gráfica comparativa del par de sacudimiento teórico obtenido del modelo de velocidad angular del cigüeñal constante frente al par de sacudimiento obtenido de la simulación corresponde con la siguiente figura:

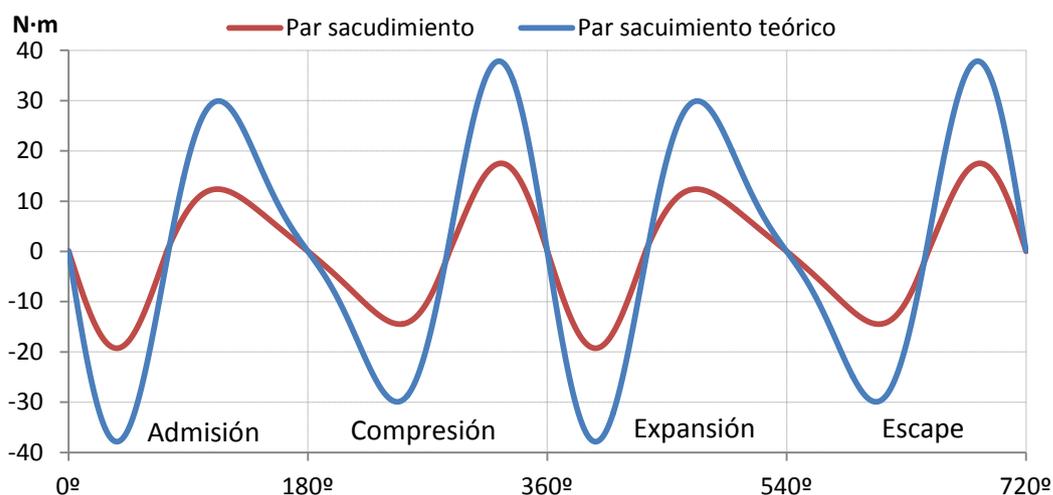


Figura 7.9. Gráfica del par de sacudimiento teórico y simulado.

De nuevo, al igual que sucede en el caso de las fuerzas de sacudimiento, el valor del par de sacudimiento calculado con el modelo desarrollado en el apartado 5.2.3 *Fuerzas y pares de inercia y de sacudimiento*, es del orden de tres veces mayor que el obtenido en la simulación dinámica. Sin embargo, en este caso, atendiendo a los perfiles de las curvas sí que guardan similitudes, salvo la ya comentada mayor amplitud de la curva teórica.

Al contrario que en el caso de la fuerza de sacudimiento, esta diferencia en el par de sacudimiento no es tan importante ya que el orden de magnitud de dicho par frente al par provocado por la combustión de los gases en el interior del cilindro es prácticamente despreciable.

Pese a que el efecto del sacudimiento es bastante menos importante que el efecto de las fuerzas y pares provocados por la combustión de los gases en el interior del cilindro, las notables diferencias entre los resultados procedentes del modelo teórico y la simulación pueden deberse a dos motivos principales:

- Los parámetros del modelo dinámico de velocidad angular del cigüeñal constante, calculados en el apartado anterior 7.4 *Modelo de masas equivalentes* no son correctos y son la causa principal de dicha

discordancia entre los resultados teóricos y los obtenidos de la simulación dinámica.

- El modelo dinámico de velocidad angular del cigüeñal constante no es lo suficientemente representativo de la realidad para el cálculo o estimación del sacudimiento, por lo que no es un modelo válido para estudiar dicho efecto sobre el mecanismo y es necesario definir y desarrollar un nuevo modelo que tenga en cuenta la variación en el régimen de giro del motor.
- La simulación no está hecha de forma correcta, provocado por un incorrecto establecimiento de las condiciones de contorno del problema a la hora de realizar la simulación.

Por tanto, dependiendo del grado de precisión que se desee a la hora de estudiar los efectos del sacudimiento, puede ser recomendable utilizar otra herramienta o modelo más exacto.

### 7.6 *Par total del motor*

El par total del motor, tal y como se adelantó en el apartado 5.2.4 *Par de torsión total del motor*, es la suma de los pares producidos por la combustión del gas del interior del cilindro y del par de inercia, y representa el par disponible en el eje de salida del motor.

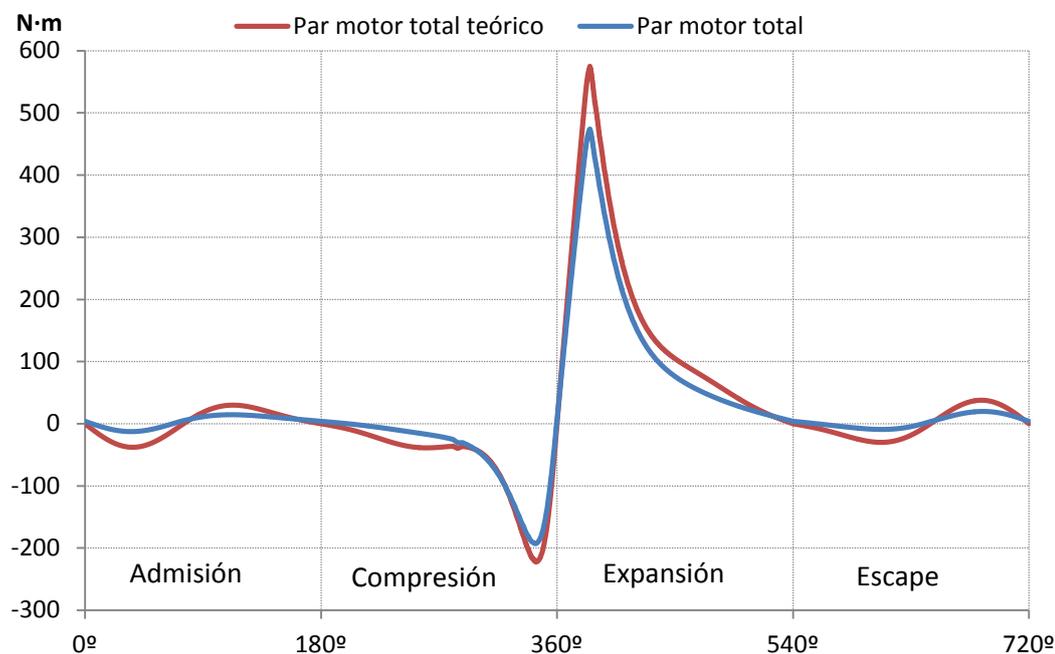


Figura 7.10. Gráfica del par motor total teórico y simulado.

Observando la figura anterior en la que se muestran los resultados obtenidos del modelo teórico de velocidad angular del cigüeñal constante

frente a la curva obtenida de la simulación dinámica del mecanismo, se puede apreciar cómo el perfil de ambas curvas es semejante. Sin embargo, de nuevo la curva teórica alcanza valores más extremos que la curva simulada, no sólo durante las carreras de admisión y escape donde predomina el efecto inercial de los componentes del mecanismo, donde ya se vio que el modelo teórico daba valores del orden a tres veces mayores que la simulación, sino también en el pico máximo tras la combustión. Esta desviación de la curva procedente de la simulación con respecto a la teórica reside en que una parte del par del motor se disipa a causa de la fricción en las uniones de la simulación, mientras que el modelo teórico no tiene en cuenta este efecto. Esta diferencia no aparecía reflejada en el ensayo para obtener el par procedente de la combustión de los gases en el interior del cilindro, ya que la poca velocidad angular en dicho ensayo ( $1\text{ rpm}$ ) la disipación de par por fricción es despreciable.

En cuanto al par medio del ciclo del motor disponible en el eje de salida del mismo, el valor obtenido del modelo teórico de velocidad angular del cigüeñal constante es de  $24,33\text{ Nm}$ , mientras que el obtenido en la simulación dinámica es de  $21,74\text{ Nm}$ , lógicamente menor que el teórico, ya que en este caso sí se tienen en cuenta las pérdidas debidas a la fricción entre los componentes, además de la desviación entre los efectos inerciales teóricos y simulados. Aún así, esta diferencia entre valores teórico y simulado supone un error relativo del  $10,64\%$ , que podría asumirse como un porcentaje del par perdido en vencer la fricción de las uniones de los componentes del mecanismo.

Si ahora se comparan los resultados de par medio obtenidos, tanto de la simulación como del modelo teórico, con el par que según el fabricante suministra el motor en las condiciones simuladas, es decir,  $21\text{ Nm}$ , se puede ver que hay mayor diferencia en el modelo teórico –de  $24,33\text{ Nm}$  y por tanto un error de aproximadamente el  $16\%$ –. Esta notable divergencia en los resultados de este modelo se debe, mayoritariamente, a que en el par teórico que proporciona el motor en estas condiciones está fuertemente influenciado por la fuerza del gas (ver Ec.46:  $T_{g21} \cong F_g r \sin \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \cos \omega t\right) \mathbf{k}$ ) y ésta proviene del ciclo termodinámico de aire ideal aproximado utilizado en los cálculos y no del ciclo real, que es desconocido. Además, el modelo teórico no tiene en cuenta la fricción entre los componentes, por lo que es lógico que el valor del par teórico que suministra el motor en dichas condiciones a partir del modelo de velocidad angular del cigüeñal constante sea mayor que el indicado por el fabricante.

Sin embargo, el par medio obtenido en la simulación –de valor  $21,74\text{ Nm}$ –, se asemeja mucho más al dato de par suministrado por el

fabricante, con un error relativo del 3,5 %, por lo que es un resultado de la simulación en este caso más que aceptable.

Por otro lado, debido a la gran fluctuación del valor del par total se puede ver claramente por qué los elementos de transmisión del par que se acoplan al eje de salida del motor –por ejemplo el eje de transmisión de un coche–, deben estar correctamente dimensionados para soportar estas variaciones en el par transmitido y las tensiones que producen, no sólo preparados para soportar el par medio transmitido. Nuevamente se ve la necesidad de la disposición a la salida del motor de embragues capaces de absorber parte de esta variación en el par.

### 7.7 Fuerzas durante el ciclo

En este apartado, se van a mostrar los resultados relativos a las fuerzas más destacadas obtenidas durante la simulación del ciclo completo y, siempre que sea posible, se van a comparar dichos resultados con el modelo teórico de velocidad angular del cigüeñal constante y con curvas proporcionadas por el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica.

Para empezar, se muestran los resultados de la simulación referentes a la fuerza que ejerce el pistón sobre la pared del cilindro en dirección perpendicular a su movimiento alternativo, correspondiente a la ecuación 91 ( $F_{41} = F_{g41} + F_{ip41} + F_{iw41} = -[(m_4 + m_{3b})a_B + F_g] \tan \phi j$ ), frente a la curva obtenida en la simulación.

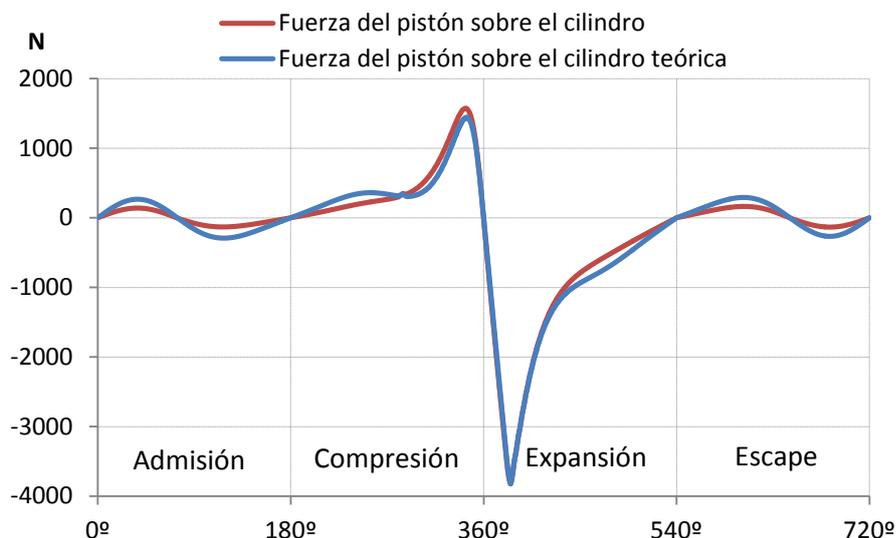


Figura 7.11. Gráfica de la fuerza del pistón sobre el cilindro teórica y simulada.

De nuevo, podemos ver cómo, durante las carreras de admisión y escape, el perfil de la curva es similar y la curva procedente del modelo teórico de velocidad angular del cigüeñal tiene mayor amplitud, efecto

provocado por la mayor influencia de las fuerzas de inercia en el modelo teórico que en la simulación. Sin embargo, durante las carreras de compresión y expansión, especialmente durante la primera fase de la carrera de expansión, los perfiles de las curvas son prácticamente idénticos.

Por tanto, se puede asumir que tanto el modelo teórico de velocidad angular del cigüeñal constante como la simulación dinámica del mecanismo realizada en este trabajo muestran unos resultados muy similares, por lo que son válidos en una primera aproximación.

Si ahora se atiende a la fuerza que se realiza sobre los apoyos del cigüeñal en la bancada fija, aspecto determinante a la hora de diseñar y dimensionar correctamente los cojinetes y sistema de lubricación pertinentes, la forma más común de realizarlo es mediante un diagrama polar de fuerzas, representando la componente 'X' de la fuerza en el eje de abscisas y la componente 'Y' de la fuerza en el eje ordenado.

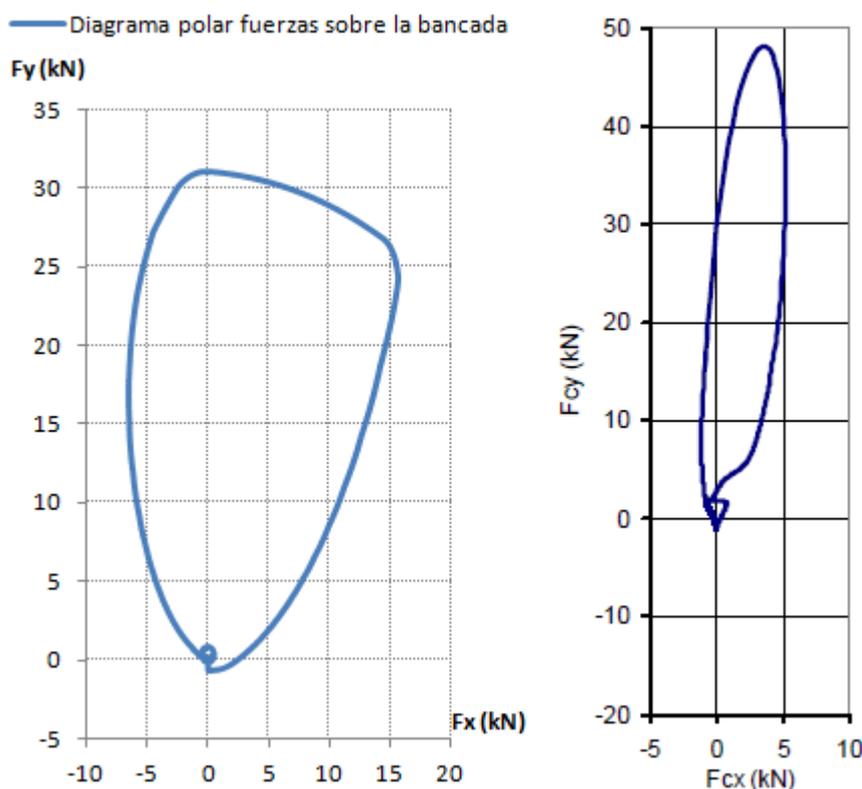


Figura 7.12. Diagrama polar de fuerzas sobre la bancada simulado (izquierda) y proporcionado por el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica (derecha).

En este caso, la comparación de los resultados de la simulación se realiza con una curva proporcionada por el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica, correspondientes a una velocidad angular del cigüeñal de 1500 rpm. Observando ambas curvas, ambas tienen un perfil

análogo, aunque la curva simulada tiene menor valor de fuerzas en el eje 'Y' y mayor valor de fuerzas en el eje 'X'.

La primera de las diferencias, referida al mayor valor de las fuerzas en el eje 'y' se debe al diferente régimen de giro de ambas curvas. La curva de la simulación corresponde con una velocidad angular del cigüeñal de 2132,87 rpm, mientras que la curva comparativa corresponde a un régimen de 1500 rpm. Como se ha comentado varias veces a lo largo de este trabajo, a mayor régimen de giro del motor la fuerza debida a la presión del gas en el interior del cilindro se compensa con las fuerzas de inercia.

La segunda diferencia, referida al mayor valor de las fuerzas en el eje 'x' se debe a que el mecanismo simulado no está perfectamente equilibrado, mientras que la curva comparativa es de un mecanismo equilibrado. La masa en rotación desequilibrada provoca este efecto de incrementar la fuerza lateral que se ejerce en los apoyos del cigüeñal.

### **7.8 Análisis de tensión**

A modo de introducción a una posible continuación de este Trabajo de Fin de Grado, se ha realizado un sencillo análisis de tensiones al cigüeñal en el estado de cargas que se ha considerado más crítico para el mismo. Este estado crítico coincide con el instante de mayor par suministrado por el motor, es decir, a los 390º girados por el cigüeñal desde el inicio del ciclo.

Para exportar el mencionado estado crítico de cargas desde el entorno de la simulación dinámica, hay que marcar con un tic la casilla correspondiente a dicho instante de tiempo y pulsar sobre el botón de 'Exportar a CEF' (  ) en la barra de herramientas de la ventana 'Resultados'. Después, se abandona el entorno de la simulación dinámica y se accede al entorno de análisis de tensión.

Una vez dentro del entorno del análisis de tensión, se realiza la simulación pertinente. Para ello, se ha dejado la configuración por defecto del mallado del cigüeñal y se ha importado el instante de tiempo procedente de la simulación dinámica. Durante la simulación, se calculan diferentes tipos de tensiones (Von Mises y tensiones principales), desplazamientos según los ejes 'XYZ', y deformación.

En concreto, en este caso de estudio sencillo, únicamente se han extraído los resultados relativos a la tensión de Von Mises; ya que es la más utilizada a la hora de realizar cálculos posteriores relativos a la resistencia de los materiales.

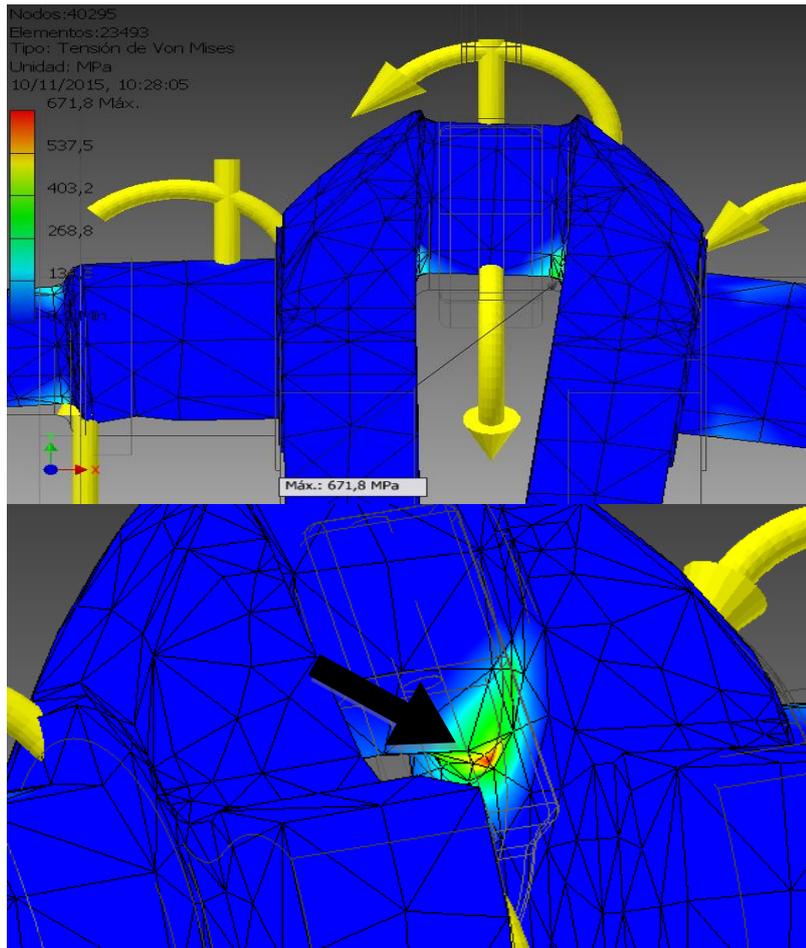


Figura 7.13. Detalles del punto de tensión máxima de Von Mises en el cigüeñal.

En la figura anterior, se puede ver la localización del punto de mayor tensión de Von Mises y, por tanto, el más crítico en cuanto a la resistencia del cigüeñal encontrándose en la unión de la muñequilla con los contrapesos. Por ello, es importante evitar que constructivamente sea una zona de concentración de tensiones, realizando el mecanizado de un radio de acuerdo entre ambas caras del sólido, evitando la existencia de aristas vivas en esa zona que incrementen el riesgo de ruptura, como se puede ver en la siguiente figura, detallando esta zona del cigüeñal real.

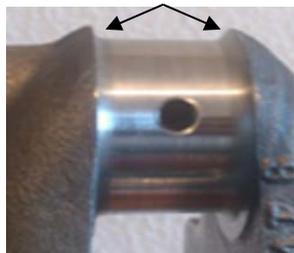


Figura 7.14. Detalle de la zona redondeada para evitar la concentración de tensiones en el cigüeñal real.

## **8. Conclusiones**

Recordando lo expuesto en el primer capítulo de introducción, el objetivo principal del Trabajo de Fin de Grado es realizar una simulación dinámica del mecanismo, en concreto, del motor Minsel M380 con Autodesk Inventor 2014 y comparar los resultados de la simulación con un modelo teórico, en este caso del modelo de velocidad angular del cigüeñal constante desarrollado en el apartado 5. *Dinámica de un motor monocilíndrico*, y si es posible, con los resultados reales del motor proporcionados por el fabricante y por los profesores de Motores Térmicos del departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica; a fin de estudiar la validez de los resultados obtenidos en la simulación.

Como consecuencia del mencionado objetivo principal, se desprende otro objetivo o '*subobjetivo*', que consiste en la adquisición de un conocimiento apropiado de las destrezas necesarias para el manejo de Autodesk Inventor 2014, sin el cual no es posible llevar a cabo una simulación dinámica de forma adecuada. Visto los resultados de la misma, se puede concluir que dicho '*subobjetivo*' se ha conseguido.

Para comenzar, es necesario volver a hacer inciso en que los resultados de la simulación dinámica tienen una fuerte dependencia de las condiciones de contorno que se aplican a la misma, pudiendo dar resultados erróneos si éstas no son acertadas, además de ser influidos también por las hipótesis simplificadoras del problema, como por ejemplo la hipótesis de que el ciclo termodinámico que ocurre en el interior del cilindro se asemeja a un ciclo teórico de aire a presión constante o la eliminación de los segmentos del pistón y los cojinetes de todo el mecanismo. Cuantas más hipótesis se asuman en el proceso de diseño y configuración de la simulación, más sencilla y rápida computacionalmente será la simulación, pero deben ser lo suficientemente acertadas para no inducir a errores en los resultados. Por ello, es necesario tomar una decisión de compromiso con respecto al nivel de simplicidad del modelo simulado con respecto al real, para obtener una simulación rápida, sencilla y lo más precisa posible.

Analizando los resultados obtenidos –apartado 7. *Resultados de la simulación*–, de forma general se puede asumir que la simulación realizada se ajusta bastante bien a los resultados procedentes del modelo teórico y a los reales del motor. En especial, cabe destacar que, pese a que el modelo teórico está basado en la hipótesis de que la velocidad angular del cigüeñal es constante y ni en la simulación ni en el funcionamiento real del motor se cumple esta premisa, los resultados son bastante fieles; a excepción, como es evidente, de la velocidad y aceleración angular del cigüeñal.

Merece la pena mencionar especialmente los resultados relativos a la velocidad angular del cigüeñal y al par medio suministrado por el motor, ya que ambos son los únicos resultados que pueden ser comparados directamente con el comportamiento real del motor. En cuanto a la velocidad angular del cigüeñal, el perfil característico de esta curva es prácticamente idéntico al perfil obtenido en un ensayo realizado en este mismo motor por el departamento de Energía Energética y Fluidomecánica. Sin embargo, las curvas no son iguales, ya que las condiciones del ensayo no son las mismas que las condiciones de simulación, como ya se vio en el apartado 7.1 *Velocidad y aceleración angular del cigüeñal*. Por otra parte, en lo referente al par suministrado por el motor, que es el punto inicial para obtener las condiciones de funcionamiento del motor con el fin de realizar la simulación, el fabricante indica que a un régimen de 2100 rpm se obtiene un par motor de 21 Nm; mientras que los resultados obtenidos en la simulación indican un par suministrado por el motor de 21,74 Nm a un régimen de 2132,87 rpm. Por tanto, es legítimo concluir que, en este aspecto, la simulación dinámica se asemeja al comportamiento real del motor de forma fidedigna.

Sin embargo, no todos los resultados de la simulación dinámica se asemejan tanto a la realidad o al modelo teórico, como es el caso de las fuerzas de sacudimiento o el par de inercia del motor, como ya se vio en sus respectivos apartados. Las causas más probables de esta falta de semejanza en dichos resultados pueden ser una incorrecta resolución del problema de las masas equivalentes, una incorrecta configuración de la simulación y/o que el modelo teórico no es suficientemente representativo del comportamiento real en estos casos.

Otro aspecto muy influyente en la simulación es el efecto del volante de inercia. La presencia del mismo no sólo amortigua las fluctuaciones de las prestaciones del motor y permite una simulación más rápida debida al menor tiempo necesario para entrar en el período de funcionamiento estacionario del motor; sino que además permite la obtención de muchos de los resultados de la simulación, por medio de su unión de tipo ‘soldadura’ con el cigüeñal –como es el caso del par–, y de poder establecer diferentes configuraciones de simulación, por medio de las condiciones impuestas en la unión de tipo ‘revolución’ con la bancada, lo que permite imponer una velocidad angular determinada necesaria para completar la simulación. Por ello, a pesar de no ser un componente estrictamente necesario para el funcionamiento del mecanismo, se convierte en un elemento imprescindible a la hora de simular.

Por tanto, en definitiva, es necesario definir correctamente las condiciones de contorno de la simulación, para que ésta sea representativa de la realidad. En concreto, la simulación dinámica realizada del motor Minsel

M380 con Autodesk Inventor 2014 sí es válida en la mayoría de condiciones de funcionamiento del mecanismo, ajustándose en gran medida al modelo teórico de velocidad angular del cigüeñal constante, a los ensayos experimentales del motor y a los datos proporcionados por el fabricante.

Para finalizar, algunas posibles continuaciones de este Trabajo de Fin de Grado podrían ser estudiar la influencia de la variación del ciclo termodinámico en los resultados de la simulación, para poder introducir mejoras en las prestaciones del motor; estudiar la influencia en las prestaciones del motor y de los esfuerzos de los componentes al variar alguna propiedad física y/o geométrica de algún elemento del mecanismo; e incluso realizar un análisis de elementos finitos del mecanismo más completo y exhaustivo en su posición más crítica para completar la simulación importando el estado de cargas desde el entorno de simulación dinámica hacia el entorno de análisis de tensiones, también presente en Autodesk Inventor 2014.



## **9. Bibliografía**

### Referencias:

- [1] Sanz Arranz, Juan Manuel. (2013). Tema 1: Introducción. *Apuntes de la asignatura 'Diseño Asistido por Ordenador'*
- [2] Waguespack, Curtis. (2013). *Mastering Autodesk® Inventor® 2014 and Autodesk® Inventor LT™ 2014*. Indiana: Sybex.
- [3] Younis, Wasim. (2010). *Up and Running Autodesk Inventor simulation 2011*. (2ª Edición). EE.UU: Butterworth-Heinemann.
- [4] Suárez, J., Morán, S., Rubio, R., Gallego, R. y Martín, S. (2006). *Diseño e ingeniería con Autodesk Inventor*. Madrid: Prentice-Hall.
- [5] <http://www.abamotor.com/>
- [6] Payri, F., Desantes, J.M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. (p.44-70) (Edición 2011. 4ª Reimpresión, 2014). Barcelona: Editorial Reverté, S.A.
- [7] Robert L. Norton. (2009). Capítulo 13: Dinámica de motores. En Robert L. Norton, *DISEÑO DE MAQUINARIA. Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*, (pp. 569-609) (4ª Edición). México: McGraw-Hill. (Original en inglés, 2008).

### Bibliografía adicional consultada:

- Cardona Foix, S., Clos Costa, D., (2001). *Teoría de máquinas*. (1ª Edición). Barcelona: Ediciones UPC.
- Apuntes de la asignatura 'Motores de combustión interna alternativos', 4º curso del Grado en Ingeniería Mecánica, año 2015.
- <http://help.autodesk.com/view/INVNTOR/2014/ESP/>
- Buty, L., Petricenko, M. (1964). *L'Attelage mobile des moteurs rapides: Le piston, la bielle, le vilebrequin*. París: Éditions Technip.
- Calero Pérez, R., Carta González, J.A., (1998). *Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros*. Madrid: McGraw-Hill/Interamericana de España.
- Beer, Ferdinand. (2004). *Mecánica vectorial para ingenieros. Dinámica*. (7ª Edición). México D.F.: McGraw-Hill/Interamericana editores.

- Budynas, Richard. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (9ª Edición. Madrid: McGraw-Hill.

***Anexo I: Planos de  
definición de los  
componentes simulados.***

D

C

B

A

4

4

3

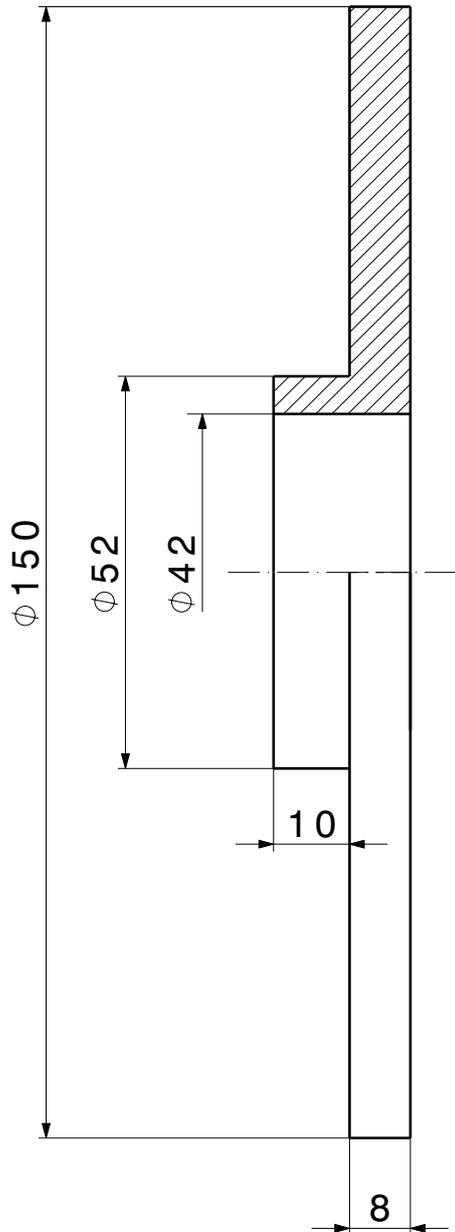
3

2

2

1

1



SIMULACIÓN DINÁMICA  
DE UN MECANISMO CON  
AUTODESK INVENTOR  
2014

# MOTOR MINSEL M380

TÍTULO

## VOLANTE DE INERCIA

DIBUJADO POR:

TAMAÑO

MATERIAL

JAIME SÁNCHEZ PESCADOR

A4

ACERO FUNCIONCIÓN MECANIZADO

ESCALA

1:1

PESO(kg)

10

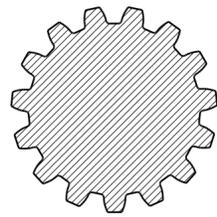
HOJA

1/1

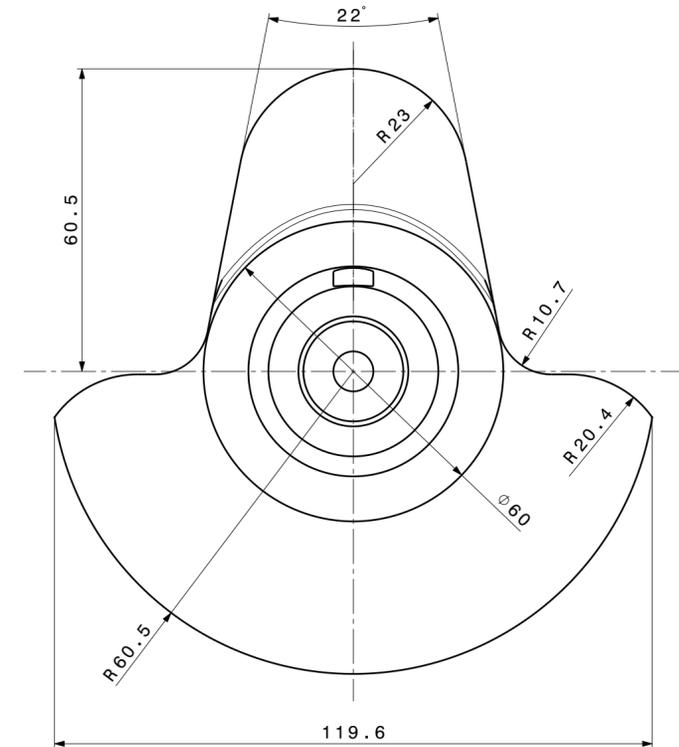
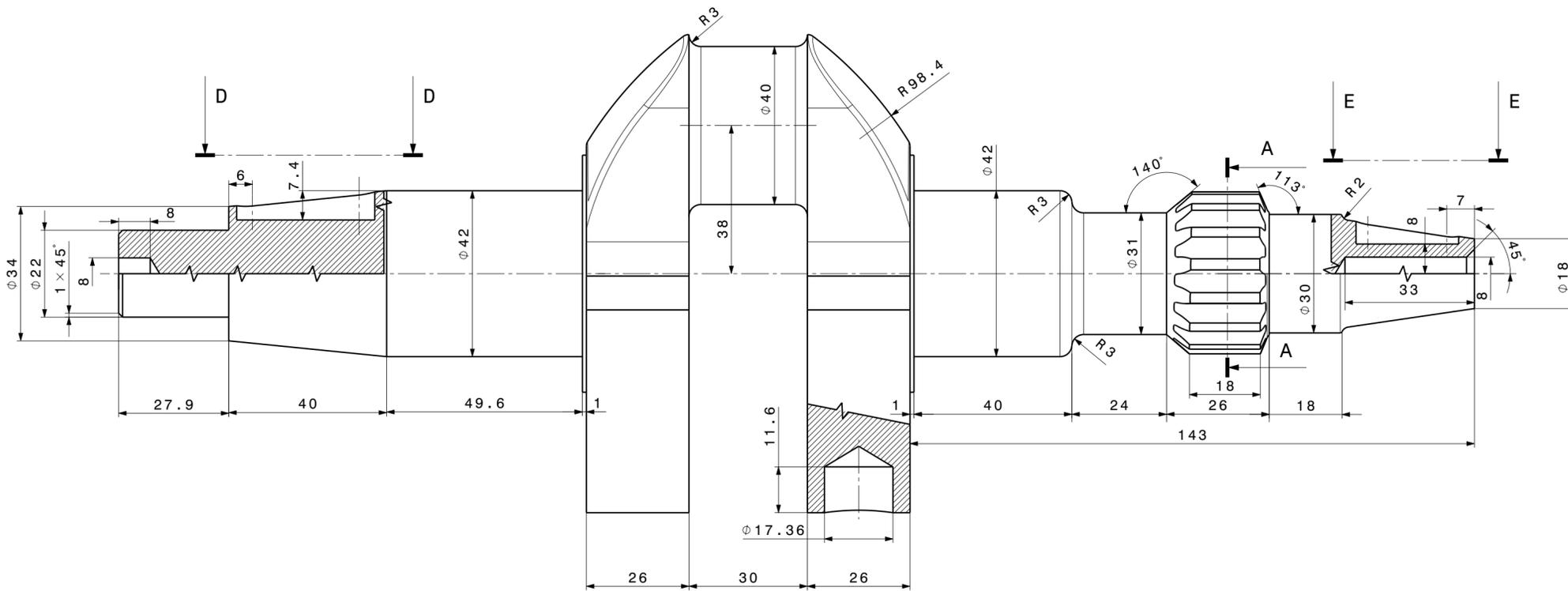
D

A

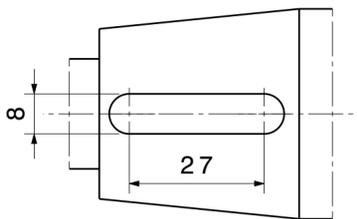
A-A



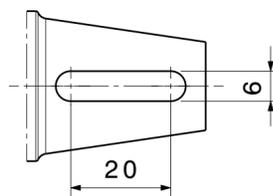
Número de dientes	15
Módulo	2,417
Diámetro primitivo	36,26 mm
Altura del diente	3,45 mm



D-D



E-E



SIMULACIÓN DINÁMICA DE UN MECANISMO CON AUTODESK INVENTOR 2014	MOTOR MINSEL M380			
	PLANO			
DIBUJADO POR JAIME SÁNCHEZ PESCADOR	TAMAÑO	MATERIAL		
	A2	FUNDICIÓN		
ESCALA	1:1	PESO(g)	5489,2	HOJA 1/1

H G F E D C B A

4

3

2

1

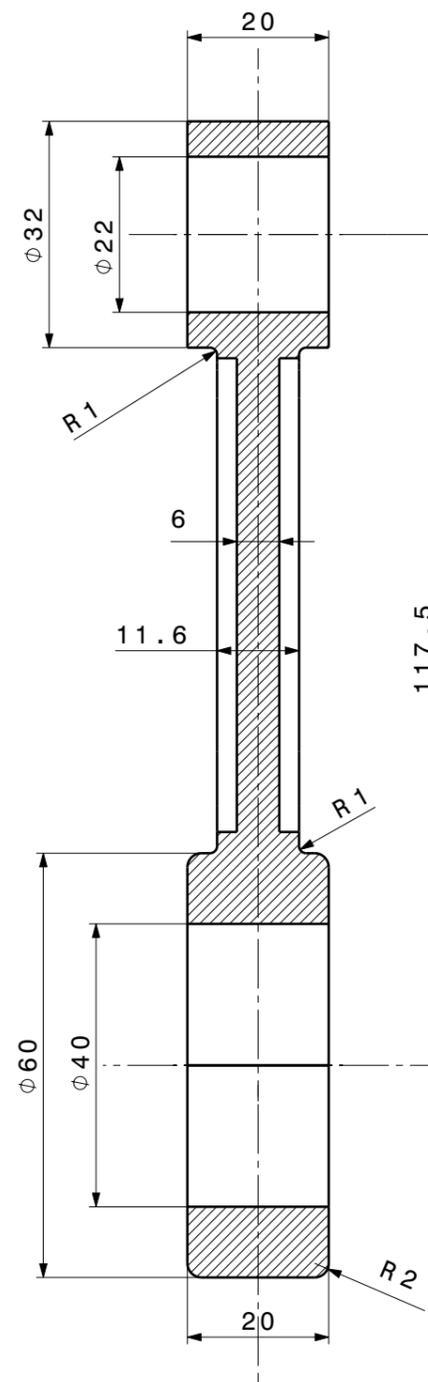
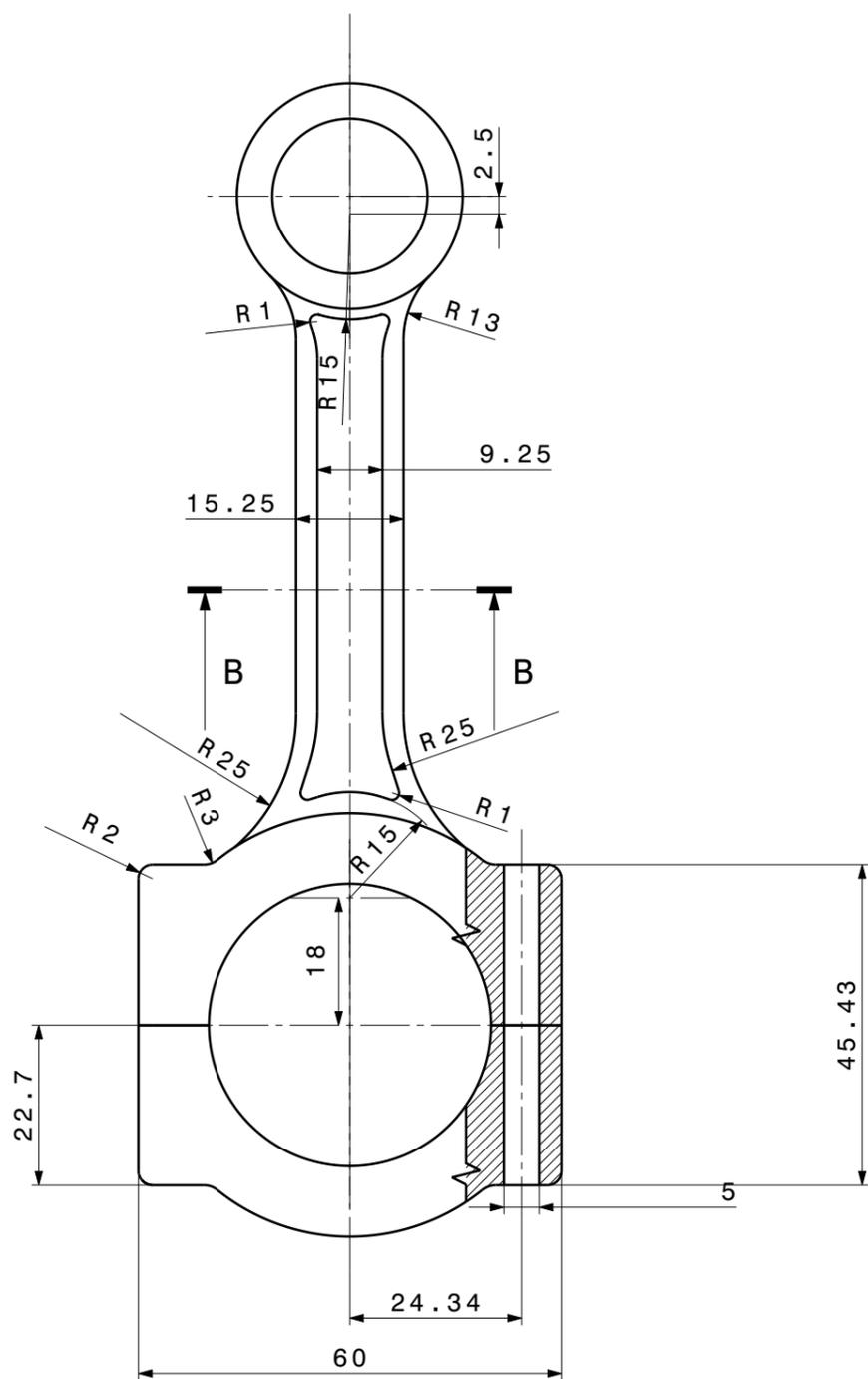
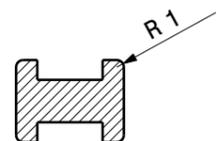
4

3

2

1

B-B



SIMULACIÓN DINÁMICA DE UN MECANSIMO CON AUTODESK INVENTOR 2014	MOTOR MINSEL M380			
	TITULO			
DIBUJADO POR:  JAIME SÁNCHEZ PESCADOR	TAMANO	MATERIAL		
	A3	FUNDICIÓN		
ESCALA	1:1	PESO (g)	358,9	HOJA 1/1

H G F E D C B A

D

C

B

A

4

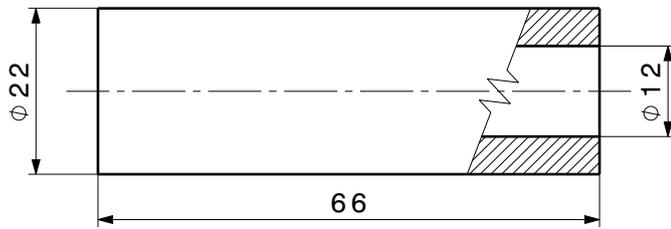
4

3

3

2

2



1

1

SIMULACIÓN DINÁMICA  
DE UN MECANISMO CON  
AUTODESK INVENTOR  
2014

# MOTOR MISNEL M380

TITULO

BULÓN BIELA-PISTÓN

DIBUJADO POR:

TAMAÑO

MATERIAL

JAIME SÁNCHEZ PESCADOR

A4

ACERO MECANIZADO

ESCALA 1:1

PESO(g)

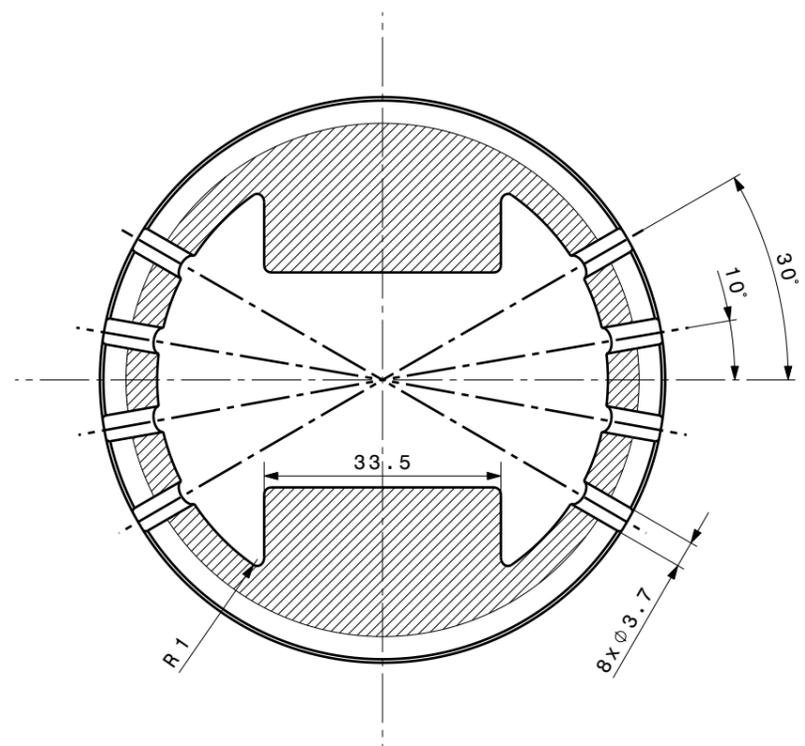
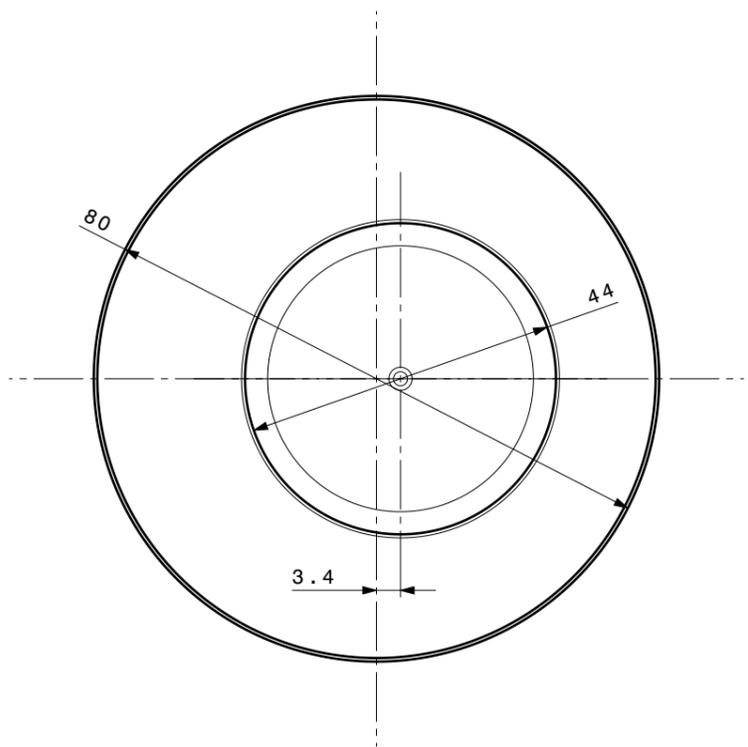
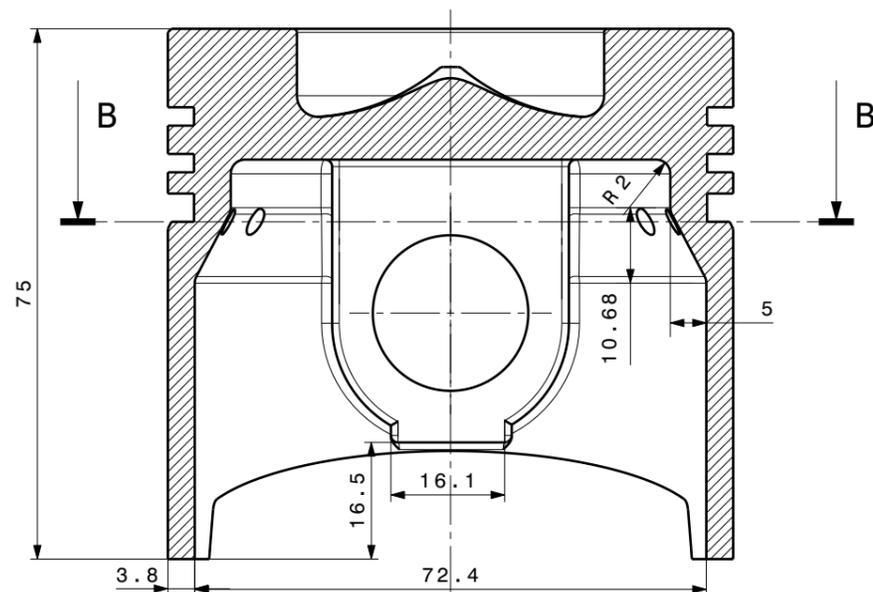
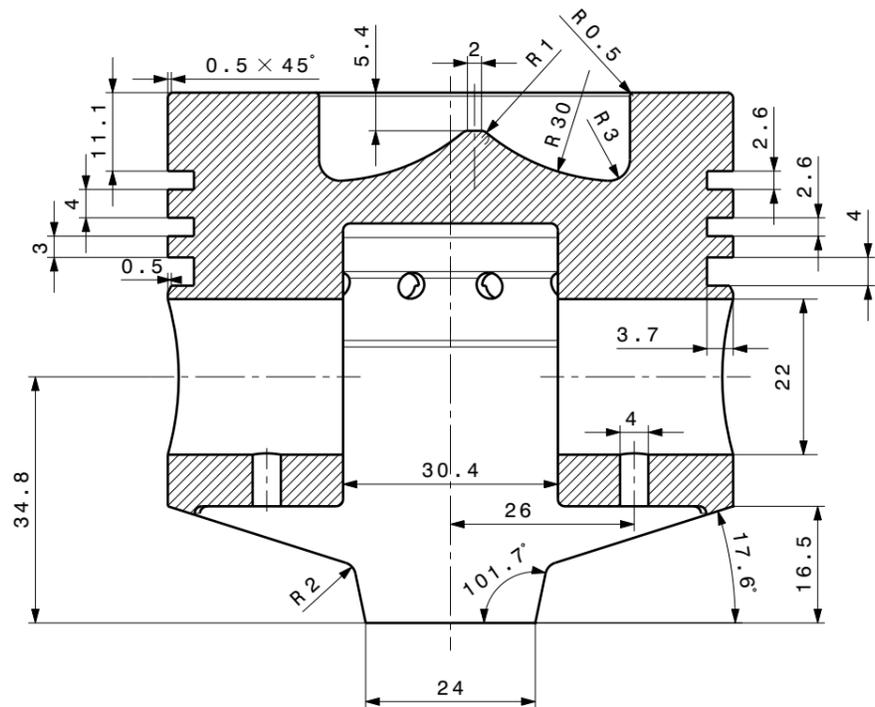
141,8

HOJA

1/1

D

A



SIMULACIÓN DINÁMICA DE UN MECANISMO CON AUTODESK INVENTOR 2014	MOTOR MINSEL M380			
	TITULO			
DIBUJADO POR:  JAIME SÁNCHEZ PESCADOR	PISTÓN			
	TAMANO	MATERIAL		
A3	ALEACIÓN DE ALUMINIO			
ESCALA	1:1	PESO(g)	440.6	HOJA 1/1