



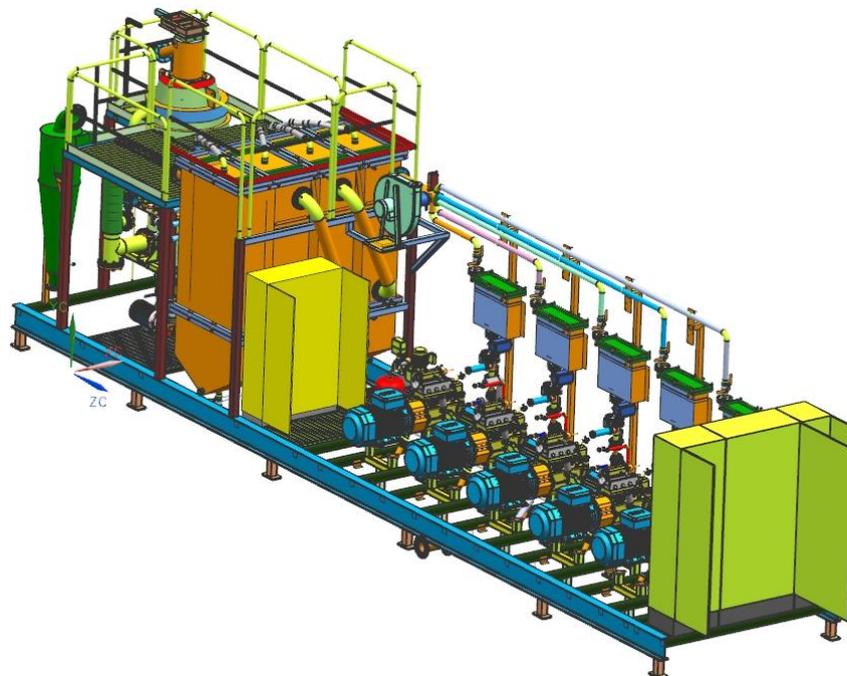
Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID
ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES
Grado en Ingeniería Mecánica

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL



María Valladares Marcos



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Caracterización de la combustión de gas
de gasificación haciendo uso del
programa BOOST de AVL**

Autor:

Valladares Marcos, María

Tutor:

**Reyes Serrano, Miriam
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, junio 2015.

Agradecimientos

Me gustaría agradecer en estas primeras líneas del presente trabajo, a todas aquellas personas que, de algún modo u otro, han hecho posible la realización del mismo.

En primer lugar, a mi tutora, Miriam Reyes Serrano, cuya ayuda y dedicación han sido fundamentales.

En segundo lugar, a la empresa AVL, por proporcionar la herramienta sobre la que se basa el desarrollo de este trabajo.

A continuación, y de forma muy especial, a Jorge, por su apoyo incondicional y su confianza ciega en mi capacidad para conseguir mis objetivos.

También, a cada uno de mis compañeros con los que durante estos años he compartido risas, agobios y metas. En especial a Marina y Nuria, dos amigas que me llevo de esta etapa.

A su vez, a mis amigas de siempre, que desde la distancia han estado apoyándome en todo momento.

Y por último, a mis padres y a mi hermano, cuyo cariño, apoyo y paciencia durante toda mi vida, han sido imprescindibles para llegar hasta donde estoy. A ellos les debo todo.

Resumen

En este Trabajo Fin de Grado se modela un motor de combustión interna alternativo (MCIA) integrado en una planta de gasificación de biomasa. El modelo se realiza a través del software BOOST de AVL, herramienta que permite analizar las prestaciones del motor y conocer la influencia de diferentes variables de entrada.

Inicialmente, tras describir las características del motor real, se describe el proceso de creación del modelo en BOOST. A continuación, se analizan los resultados obtenidos del programa, prestando especial atención a la potencia, cuya generación es el objetivo principal de la planta de gasificación.

En orden de obtener la máxima potencia, se caracteriza el comportamiento del motor cuando es alimentado con diferentes combustibles, todos obtenidos del proceso de gasificación de biomasa con diferentes propiedades: diferente contenido de humedad y diferente dosado relativo de gasificación. De esta forma se analiza la influencia de ambas propiedades en la composición del gas de gasificación obtenido, y como consecuencia, en las prestaciones del motor.

Palabras clave

Motor de combustión interna alternativo (MCIA), gas de gasificación, modelo, BOOST AVL, potencia.

Índice:

1	Introducción	11
1.1	Justificación y antecedentes	11
1.2	Objetivos	14
2	Descripción de la instalación.....	17
2.1	Sistema de admisión.....	17
2.1.1	Conductos.....	19
2.1.2	Válvulas de mariposa.....	20
2.1.3	Filtro de aire.....	20
2.2	Motor de combustión interna alternativo (MCIA).....	21
2.2.1	Motor de encendido provocado (MEP)	21
2.2.2	Descripción del motor Toyota 4Y	25
2.3	Sistema de escape	32
3	Modelado del motor.....	35
3.1	Introducción BOOST AVL	36
3.2	Modelado del motor Toyota 4Y en BOOST de AVL	38
3.2.1	Diseño del modelo	38
3.2.2	Datos generales de entrada.....	41
3.2.3	Motor (<i>Engine</i>).....	45
3.2.4	Cilindros (<i>Cylinders</i>)	48
3.2.5	Límites del sistema (<i>System Boundaries</i>).....	62
3.2.6	Válvulas de mariposa (<i>Throttle</i>)	64
3.2.7	Filtro de aire (<i>Air Cleaner</i>).....	65
3.2.8	Uniones (<i>Junctions</i>).....	68
3.2.9	Tuberías (<i>Pipes</i>).....	69
3.2.10	Puntos de medida (<i>Measuring Points</i>)	73
3.3	Sistema de control	75
3.3.1	Intérprete de fórmulas (<i>Formula Interpreter</i>).....	76
3.3.2	Controlador PID (<i>PID Controller</i>)	78

3.3.3	Monitor (<i>Monitor</i>).....	80
3.4	Modelo final.....	81
4	Resultados de la simulación.....	83
4.1	Parámetros característicos	83
4.1.1	Presión media efectiva (p_{me}).....	84
4.1.2	Potencia efectiva (N_e).....	85
4.1.3	Par efectivo (M_e)	86
4.1.4	Consumo específico indicado (g_{if})	87
4.2	Resultados en el punto de funcionamiento del motor	88
4.2.1	Actuación del sistema de control	89
4.2.2	Presiones en los cilindros	90
4.2.3	Temperaturas en los cilindros	92
4.2.4	Condiciones en los cilindros en la apertura del escape (AE).....	94
4.3	Validación del modelo	94
5	Estudio paramétrico.....	97
5.1	Modelo termoquímico del proceso de gasificación.....	98
5.1.1	Resultados: el efecto del contenido de humedad y del dosado relativo de gasificación en la composición del gas de gasificación.....	98
5.2	Modelado de los combustibles en BOOST de AVL.....	101
5.3	Modificaciones necesarias de parámetros del modelo	101
5.3.1	Datos generales de entrada	101
5.3.2	Tuberías.....	103
5.3.3	Sistema de control.....	103
5.3.4	Combustión en los cilindros.....	104
5.4	Resultados.....	110
5.4.1	Propiedades de los combustibles	110
5.4.2	Actuación del sistema de control	111
5.4.3	Potencia	112
5.4.4	Par	115
5.4.5	Consumo específico indicado.....	117

5.4.6	Temperaturas máximas y emisiones contaminantes.....	119
6	Conclusiones	121
7	Bibliografía	123
I.	Anexo I: Cálculo del diámetro hidráulico	125

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

Índice de Figuras:

Figura 1.1.- Esquema de una planta de gasificación de biomasa para generar energía eléctrica con un motor de combustión interna alternativo. ...	13
Figura 1.2.- Representación de la planta de gasificación real.	14
Figura 2.1.- Esquema del sistema de admisión.....	18
Figura 2.2.- Elementos del sistema de admisión	19
Figura 2.3.- Avance del frente de llama de un MEP.	22
Figura 2.4.- Definición y ubicación de las tres fases de la combustión en un MEP.	23
Figura 2.5.- Evolución de las curvas de presión, de la FQL y de la DFQL al aparecer el autoencendido.	24
Figura 2.6.- Representación conjunta de la presión en el cilindro de varios ciclos sucesivos en un MEP operando en condiciones estacionarias.	25
Figura 2.7.- Motor Toyota 4Y.	25
Figura 2.8.- Medición del levantamiento de válvulas mediante un palpador y sistema de distribución.....	27
Figura 2.9.- Colector de admisión: a) de frente. b) de perfil.	28
Figura 2.10.- Primera pieza del colector de admisión y dimensiones.....	29
Figura 2.11.- Segunda pieza del colector de admisión y dimensiones.....	30
Figura 2.12.- Colector de escape y dimensiones.....	31
Figura 2.13.- Entradas y salidas de los cilindros.	31
Figura 2.14.- Primer elemento del sistema de escape.	32
Figura 2.15.- Sistema de escape.	32
Figura 3.1.- Editor de modelos de BOOST AVL.....	37
Figura 3.2.- Modelo del motor Toyota 4Y	39
Figura 3.3.- Modelado del colector de admisión.	40
Figura 3.4.- Definición del combustible (<i>producer gas</i>).	42
Figura 3.5.- Cuadro de inicialización.....	43
Figura 3.6.-Definición del control de la salida.	44
Figura 3.7.- Definición del motor.	45
Figura 3.8.- Orden de encendido de los cilindros.	46
Figura 3.9.- Definición de la fricción del motor.....	47
Figura 3.10.- Desplazamiento del bulón del pistón respecto al eje de simetría (e).....	48
Figura 3.11.- Coeficiente de carga en función del coeficiente de admisión. ..	50
Figura 3.12.- Definición de los cilindros.....	51
Figura 3.13.- Inicialización en el cilindro.....	52
Figura 3.14.- Ley de Vibe.....	54
Figura 3.15.- Transferencia de calor en el cilindro.....	57
Figura 3.16.- Especificación de la válvula de admisión.	58
Figura 3.17.- Especificación de la válvula de escape.....	59

Figura 3.18.- Coeficientes de flujo de una válvula.....	59
Figura 3.19.- Definición de los coeficientes de flujo de las válvulas.....	60
Figura 3.20.- Levantamiento válvula de admisión.....	61
Figura 3.21.- Levantamiento válvula de escape.....	61
Figura 3.22.- Definición de las condiciones de contorno del límite del sistema.....	63
Figura 3.23.- Definición de las válvulas de mariposa: a) TH1. b) TH2.....	64
Figura 3.24.-Coeficientes de flujo de las válvulas de mariposa TH1 y TH2....	65
Figura 3.25.-Modelo de cálculo del filtro de aire.....	66
Figura 3.26.- Definición de los parámetros del filtro de aire.....	66
Figura 3.27.- Definición de la fricción en el filtro de aire.....	67
Figura 3.28.- Definición de los coeficientes de flujo del filtro de aire.....	68
Figura 3.29.- Definición de las uniones.....	69
Figura 3.30.- Eficiencia de la conversión de contaminantes del catalizador..	75
Figura 3.31.- Definición de las variables de entrada.....	77
Figura 3.32.- Definición de la función.....	77
Figura 3.33.- Definición de la variable de salida.....	77
Figura 3.34.- Definición de los parámetros del controlador PID.....	79
Figura 3.35.- Definición de los canales del controlador PID.....	80
Figura 3.36.- Definición de los canales del monitor.....	80
Figura 3.37.- Modelo final.....	81
Figura 5.1.- Composición del gas de gasificación en función del dosado relativo de gasificación y del contenido de humedad de la biomasa, obtenido con el modelo termoquímico.....	99
Figura 5.2.- Modificación del combustible.....	102
Figura 5.3.- Modificación de la inicialización.....	102
Figura 5.4.- Modificación de la inicialización en tuberías.....	103
Figura 5.5.- Modificación del valor guía del controlador PID.....	104
Figura 5.6.- Modificación de la duración de la combustión.....	105
Figura 5.7.- Asignación de un parámetro a una variable.....	106
Figura 5.8.- Elección del parámetro de estudio de los Cases creados.....	106
Figura 5.9.- Definición Case Explorer.....	107
Figura 5.10.- Curvas de par y potencia en función del régimen de giro.....	116
Figura I.1.- Sección final del colector de admisión (Sección 1).....	126
Figura I.2.- Sección inicial del colector de escape (conductos 1-4) (Sección 2).....	126
Figura I.3.- Sección inicial del colector de escape (conductos 2-3) (Sección 3).....	127
Figura I.4.- Sección inicial del conducto que unifica los conductos 2 y 3 del colector de escape (Sección 4).....	127
Figura I.5.- Sección inicial del primer elemento del sistema de escape (Sección 5).....	128

Índice de Tablas:

Tabla 2.1.- Características de los conductos	19
Tabla 2.2.- Dimensiones de las válvulas de mariposa	20
Tabla 2.3.- Dimensiones del filtro de aire	20
Tabla 2.4.- Especificaciones del motor Toyota 4Y.	26
Tabla 2.5.- Dimensiones de los elementos del sistema de escape.	33
Tabla 3.1.- Elementos integrantes del modelo.	38
Tabla 3.2.- Coeficientes de flujo de los límites del sistema.	63
Tabla 3.3.- Definición de las tuberías.	72
Tabla 3.4.- Definición de diámetros y radios de curvatura variables.	73
Tabla 3.5.- Localización de los puntos de medida.	74
Tabla 3.6.- Elementos integrantes del sistema de control.	76
Tabla 4.1.- Presiones medias.	85
Tabla 4.2.- Potencias.	86
Tabla 4.3.- Desglose de la potencia de pérdidas mecánicas.	86
Tabla 4.4.- Par.	87
Tabla 4.5.- Presiones máximas en los cilindros.	92
Tabla 4.6.- Temperaturas máximas de los cilindros.	93
Tabla 4.7.- Condiciones en los cilindros en la AE.	94
Tabla 4.8.- Comparativa entre la potencia experimental y la del modelo.	95
Tabla 5.1.- Composición química, en peso, de la biomasa de corteza de pino en base seca.	99
Tabla 5.2.- Composiciones del gas de gasificación obtenidas.	100
Tabla 5.3.- Relación aire-combustible estequiométrica de los combustibles.	101
Tabla 5.4.- Valores del <i>Fuel Vapour</i> para cada combustible.	103
Tabla 5.5.- Duración de la combustión en segundos.	105
Tabla 5.6.- Duración de la combustión en grados.	105
Tabla 5.7.- Ángulo de inicio de la combustión.	109
Tabla 5.8.- Poder calorífico inferior de los combustibles.	110
Tabla 5.9.- Actuación del sistema de control para cada combustible.	112
Tabla 5.10.- Potencias obtenidas en función del combustible.	112
Tabla 5.11.- Consumos específicos indicados obtenidos en función del combustible.	117
Tabla 5.12.- Gastos máxicos consumidos en función del combustible.	118
Tabla 5.13.- Temperaturas máximas en función del combustible.	119
Tabla I.1.- Cálculo de los diámetros hidráulicos de las secciones no circulares.	128

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

Índice de Gráficas:

Gráfica 2.1.- Levantamiento de válvulas frente al ángulo del cigüeñal.....	27
Gráfica 4.1.- Presiones medias en el motor.....	84
Gráfica 4.2.- Potencia efectiva y de pérdidas mecánicas en el motor.....	85
Gráfica 4.3.- Par efectivo y de pérdidas mecánicas en el motor.....	87
Gráfica 4.4.- Consumo específico indicado.....	88
Gráfica 4.5.- Salida PID: ángulo de apertura de la válvula.	89
Gráfica 4.6.- Salida FI: relación aire combustible en J1.....	89
Gráfica 4.7.-Diagramas de presión en los cilindros.....	90
Gráfica 4.8.- Diagrama de presión en el cilindro 4.....	91
Gráfica 4.9.- Temperaturas en los cilindros.....	92
Gráfica 4.10.- Temperatura en el cilindro 4.....	93
Gráfica 4.11.- Fracción de calor liberado.....	93
Gráfica 5.1.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 1.....	107
Gráfica 5.2.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 2.....	108
Gráfica 5.3.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 3.....	108
Gráfica 5.4.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 4.....	108
Gráfica 5.5.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 5.....	109
Gráfica 5.6.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 6.....	109
Gráfica 5.7.- Potencia efectiva en función de h y F_{rg}	113
Gráfica 5.8.- Potencia indicada en función de h y F_{rg}	114
Gráfica 5.9.- Potencia de pérdidas mecánicas en función de h y F_{rg}	114
Gráfica 5.10.- Par efectivo en función de h y F_{rg}	115
Gráfica 5.11.- Consumo específico indicado en función de h y F_{rg}	118
Gráfica 5.12.- Temperaturas máximas en función de h y F_{rg}	120

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

1 Introducción

En el siglo XXI, ante el desarrollo de una sociedad en el que la energía juega un papel clave y fundamental, es imprescindible el desarrollo de las energías renovables para garantizar el suministro de ésta.

Entre las fuentes de energías renovables, se encuentra la biomasa, cuya energía contenida es posible aprovechar a través de la gasificación. La gasificación es el proceso termoquímico mediante el que la biomasa es transformada en un gas combustible al que se denomina gas de gasificación. Este gas se puede utilizar como combustible en motores de combustión interna alternativos (MCIA) para la generación de potencia.

La tecnología de gasificación termoquímica de biomasa aplicada a los MCIA, está motivada, además de por aumentar el uso de fuentes de energía renovables y disminuir la dependencia de los combustibles fósiles, por la necesidad de reducir las emisiones contaminantes, y así como aprovechar energéticamente residuos del sector agroindustrial.

En este Trabajo Fin de Grado, se presenta un estudio teórico-experimental de las prestaciones obtenidas en un MCIA alimentado por gas de gasificación obtenido del proceso de gasificación de biomasa lignocelulósica. Este trabajo pretende dar continuidad a estudios realizados por el grupo de investigación de Motores Térmicos y Energías Renovables (Universidad de Valladolid).

1.1 Justificación y antecedentes

El uso de gas de gasificación de biomasa como combustible en motores de combustión interna viene motivado por diferentes consideraciones de importancia [1]:

- Medioambientales
 - Transformación de un residuo en un recurso, ya que el correcto tratamiento de la biomasa implica aumentar el reciclaje y a su vez disminuir los residuos.
 - Reducción de emisiones netas de dióxido de carbono (CO₂) y de metano (CH₄), gases que provocan el efecto invernadero.
 - Reducción de las emisiones de óxidos de azufre y de óxidos de nitrógeno, que contribuyen a las lluvias ácidas.

- Aprovechamiento de tierras abandonadas para cultivos energéticos, hecho que ayuda a evitar la erosión y la degradación del suelo.
- Económicas
 - Coste competitivo, ya que el precio de la biomasa es menor en comparación con los combustibles fósiles.
 - Alternativa a los combustibles fósiles, lo que permite un mayor aprovechamiento de los recursos autóctonos en países no productores de estos combustibles fósiles, fomentando la independencia energética.
 - Diversificación de las fuentes de energía.
- Sociales
 - Generación de empleo, debida al potencial de mano de obra que se requiere en el cuidado y recogida de biomasa, su manipulación y transporte, y las operaciones en planta necesarias.
 - Contribución al desarrollo social de regiones de actividad agrícola y a la reducción de las desigualdades entre regiones.
 - Contribución al desarrollo sostenible.
- Técnicas
 - Mayor facilidad en el uso de combustibles gaseosos en motores de combustión interna, debido a que éstos reaccionan en mayor totalidad que los combustibles líquidos al estar mezclados con el aire.
 - La gasificación termoquímica es una tecnología robusta y ampliamente probada, que puede ser operada tanto con sistemas sencillos como con sistemas más sofisticados.

El MCIA que emplea el gas de gasificación como combustible, está integrado en una planta de gasificación. Una planta de gasificación, se compone de un sistema de almacenamiento y acondicionamiento de la biomasa, un gasificador, un sistema de acondicionamiento del gas obtenido, un motor alternativo y un generador eléctrico. Un esquema de una planta de gasificación se muestra en la *Figura 1.1.* [2]

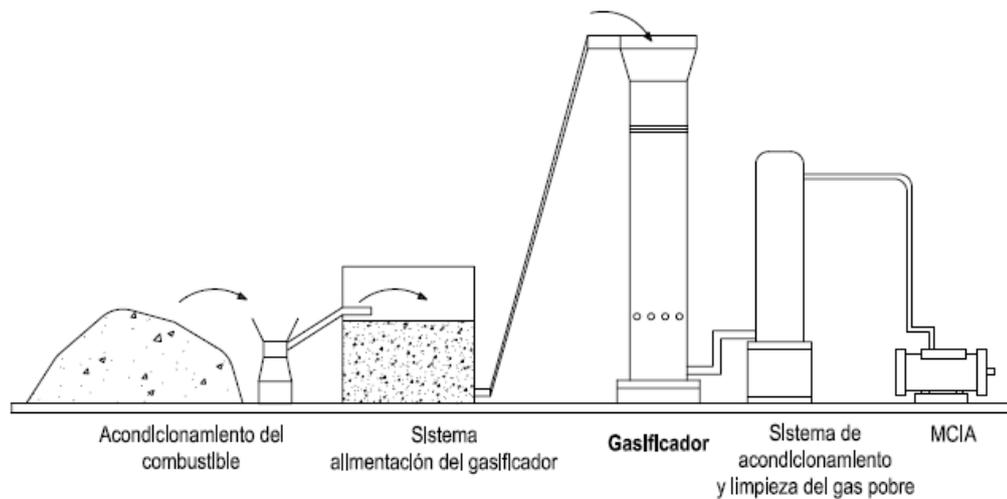


Figura 1.1.- Esquema de una planta de gasificación de biomasa para generar energía eléctrica con un motor de combustión interna alternativo. [2]

Las partes más importantes de la planta de gasificación se definen a continuación:

- Gasificador: reactor donde el combustible sólido se gasifica termo-químicamente produciendo el gas de gasificación.
- Sistema de acondicionamiento del gas: incluye la depuración para la remoción de compuestos orgánicos pesados, los compuestos de azufre, el polvo y demás impurezas, el enfriamiento y el secado del gas de gasificación.
- MCI: lugar donde el gas de gasificación reacciona con el aire para generar potencia mecánica en el eje.

El presente trabajo se basa en una planta de gasificación real, que sigue el esquema anterior, y cuya representación se muestra en la *Figura 1.2*.

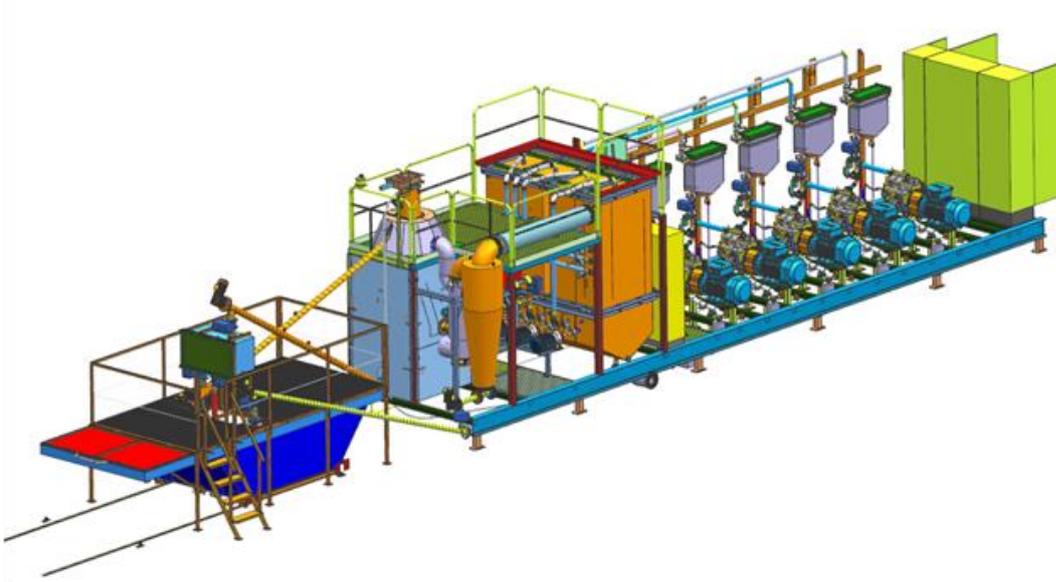


Figura 1.2.- Representación de la planta de gasificación real.

Esta planta cuenta con cinco MCIA del modelo Toyota 4Y. Será únicamente la última parte de la planta de gasificación (conductos de entrada del gas de gasificación y de aire en el motor, y éste) en la que se centrará de aquí en adelante el presente documento.

1.2 Objetivos

En el siguiente trabajo se va a describir la instalación que integra los conductos de entrada del gas de gasificación y del aire, la geometría y el funcionamiento del motor de combustión interna alternativo, y el conjunto de conductos que dan salida a los productos de combustión originados en el motor.

A continuación se definirán los pasos seguidos para el modelado completo de este motor a través del software BOOST de AVL, herramienta que permitirá analizar y simular el motor en cuestión, pudiendo así predecir las prestaciones del mismo y conocer la influencia de las variables de entrada.

Una vez completado el modelo con el que se trabajará, se realizará una validación del mismo que permita asumir como correctos los resultados obtenidos a través de la simulación de éste en el programa.

Partiendo del modelo generado, se mostrarán y se comentarán los datos obtenidos a través de la simulación de éste.

Finalmente se realizará un estudio paramétrico de las prestaciones obtenidas en el motor, en función de la composición del gas de gasificación empleado como combustible en el MCIA.

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

2 Descripción de la instalación

La instalación se puede dividir en tres partes:

- Sistema de admisión
- Motor de combustión interna alternativo (MCIA)
- Sistema de escape

A continuación se describirán con detalle dichas partes, mostrando imágenes de la realidad.

2.1 Sistema de admisión

El sistema de admisión se trata de un conjunto de conductos y elementos cuya misión es conducir el gas de gasificación, el aire, y la posterior mezcla de ambos, hasta el MCIA. En la *Figura 2.1* se muestra un esquema de este sistema.

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

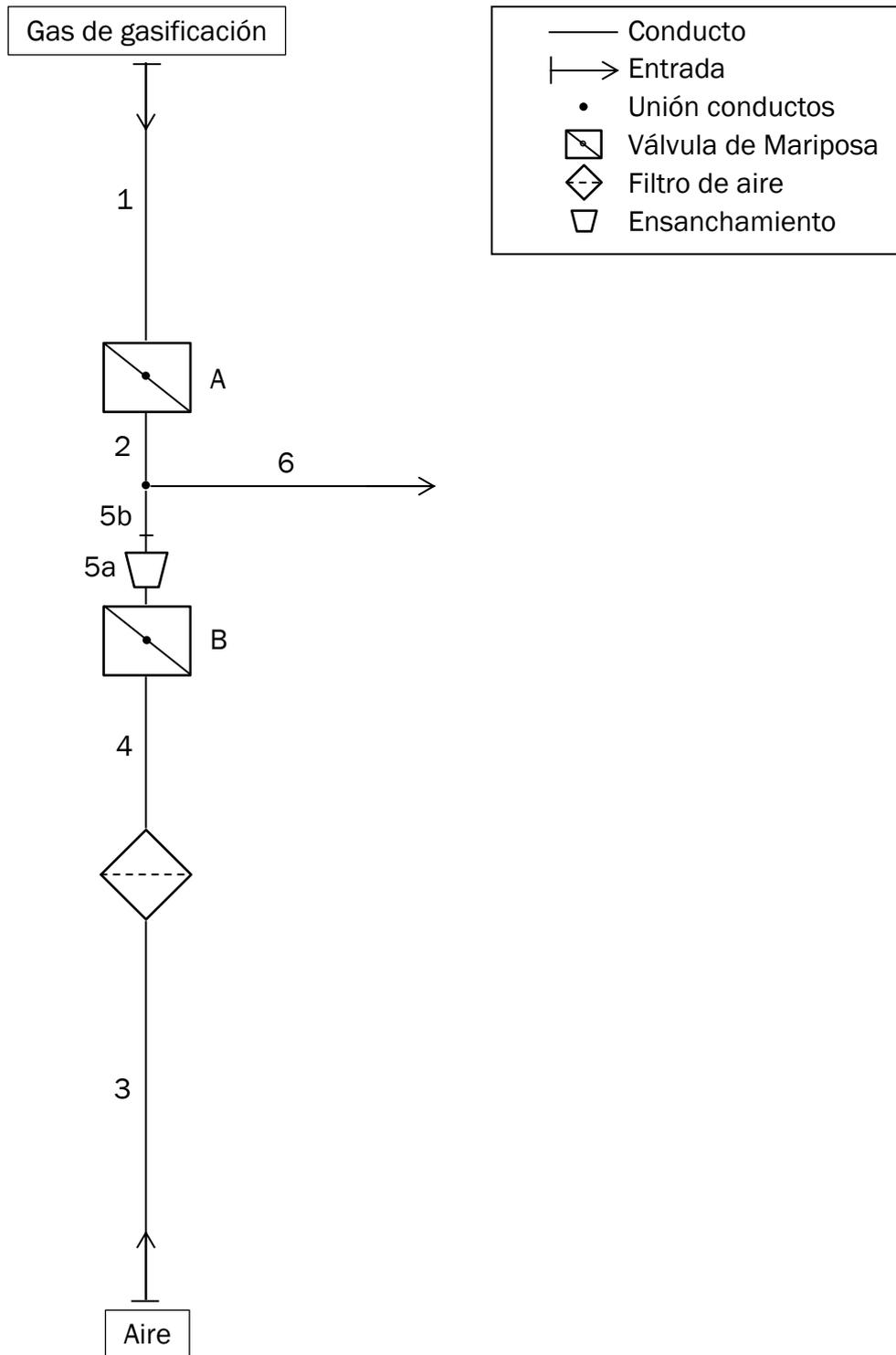


Figura 2.1.- Esquema del sistema de admisión

A su vez en la *Figura 2.2* se muestra una foto del sistema de admisión real, indicando los correspondientes elementos de acuerdo con el esquema anterior.

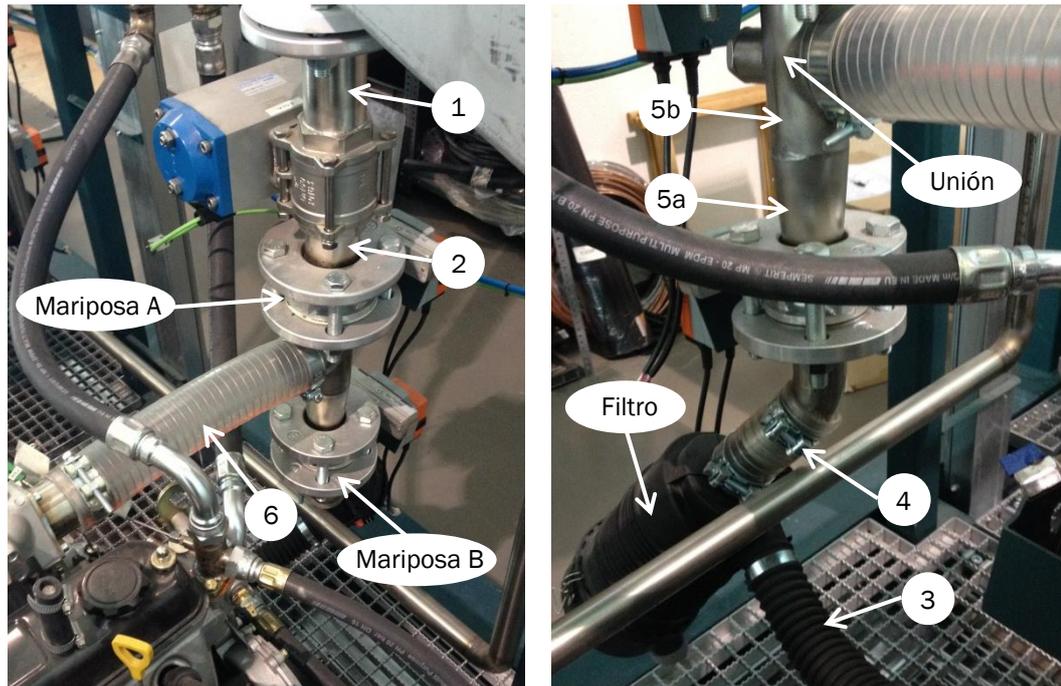


Figura 2.2.- Elementos del sistema de admisión

A continuación se describirán en detalle cada uno de los elementos que forman este sistema.

2.1.1 Conductos

Cada conducto tiene una longitud, un diámetro y está compuesto por un material diferente. En *la Tabla 2.1* se muestran las características para cada uno de los conductos.

Conducto	Longitud (mm)	Diámetro (mm)	Material
1	400	50	Acero inoxidable
2	100	50	Acero inoxidable
3	550	40	Plástico
4	220	40	Acero inoxidable
5a	100	40 ÷ 50	Acero inoxidable
5b	65	50	Acero inoxidable
6	410	50	Plástico

Tabla 2.1.- Características de los conductos.

2.1.2 Válvulas de mariposa

La válvula de mariposa es una válvula del tipo de un cuarto de vuelta, que permite la circulación y la regulación del fluido por medio de un disco circular, que puede girar hasta 90° para obtener la posición de apertura y cierre adecuada. [3]

Este tipo de válvula es muy utilizada debido a que es ligera, compacta, de bajo coste, requiere poco mantenimiento, precisa un número mínimo de piezas móviles, no tiene rincones ni cavidades, se limpia por sí sola, es fácil de automatizar y es bi-direccional.

En el sistema de admisión, se precisan dos válvulas de mariposa, cada una de las cuales regula el paso del gas de gasificación y del aire respectivamente. Sus dimensiones se exponen en la *Tabla 2.2*.

Mariposa	Diámetro (mm)
A	50
B	40

Tabla 2.2.- Dimensiones de las válvulas de mariposa.

2.1.3 Filtro de aire

El filtro de aire es el elemento encargado de limpiar el aire proveniente del exterior, eliminando todas aquellas impurezas que pudiera haber en la atmósfera (polvo, arena, etc.). Este elemento nos asegura evitar la entrada de éstas impurezas en los cilindros del motor, entrada que podría provocar un desgaste mecánico.

Por lo general, el filtro de aire consta de una lámina de papel que deja pasar el aire pero no las partículas líquidas y sólidas. De esta forma, se consigue que al motor únicamente llegue aire puro, lo que se traducirá en un funcionamiento del motor más limpio, duradero y factible. [4]

La geometría del filtro de aire de este sistema de admisión es cilíndrica, tal y como se mostró en la *Figura 2.2*. Sus dimensiones se muestran en la *Tabla 2.3*.

Diámetro (mm)	Altura (mm)	Volumen (l)
130	240	3,18

Tabla 2.3.- Dimensiones del filtro de aire.

2.2 Motor de combustión interna alternativo (MCIA)

El MCIA es el conjunto de elementos mecánicos, donde la energía química almacenada en el gas de gasificación (combustible) se transforma en energía mecánica a través de la combustión del gas de gasificación mezclado con el aire. Los MCIA se pueden dividir en dos tipos atendiendo al proceso de combustión:

- Motor de encendido provocado (MEP)
- Motor de encendido por compresión (MEC)

En el caso que se está estudiando, se trata de un MEP de inyección indirecta, de manera que en primer lugar se explicarán los fundamentos teóricos de este tipo de motores, para a continuación centrarse en la descripción del motor Toyota 4Y, motor real del que dispone la instalación.

2.2.1 Motor de encendido provocado (MEP)

Estos motores se caracterizan por las siguientes afirmaciones [5]:

- La formación de la mezcla se puede producir dentro o fuera del cilindro, en función de si el motor es de inyección directa o indirecta respectivamente.
- La combustión se inicia por una causa externa, habitualmente el salto de una chispa.
- La combustión se realiza sobre una mezcla de aire y combustible homogénea.
- La relación aire-combustible utilizada está en el entorno de la estequiométrica.

Se diferencian dos tipos de combustión en los motores de combustión interna de encendido provocado: combustión normal y combustión anormal.

El proceso de combustión normal, conocido como combustión por avance del frente de llama, se inicia por un agente externo, una chispa procedente de una bujía de encendido, que actúa en el volumen de mezcla ubicado en la zona exterior del plasma generado por la chispa. [6]

En una primera fase de combustión, la frontera de ese volumen se va propagando, inicialmente poco a poco, hacia el resto de la mezcla sin quemar que lo envuelve. En la *Figura 2.3* se muestra el interior de la cámara de combustión de un MEP, en una situación intermedia de desarrollo del proceso

de combustión, con un frente de llama de espesor δ que separa la zona de mezcla sin quemar de la de productos quemados y que avanza con una velocidad u_F . Transcurrido un determinado tiempo, el tamaño de la región quemada empieza a ser ya importante, y el efecto de la combustión empieza a percibirse en la presión que se registra en el interior de la cámara de combustión.

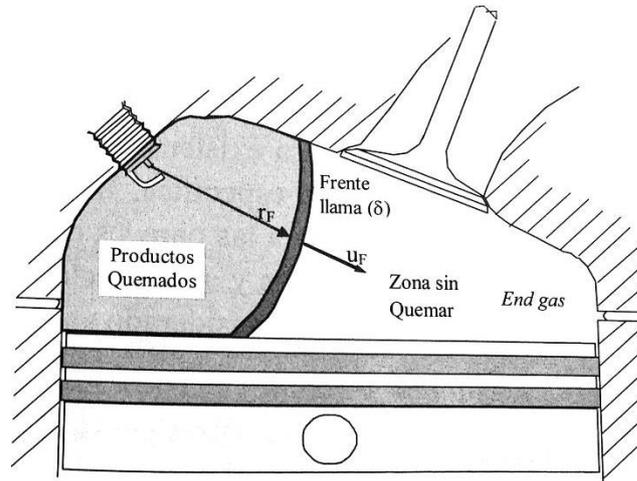


Figura 2.3.- Avance del frente de llama de un MEP. [6]

A partir de ese momento se inicia una segunda fase de combustión, ya mucho más rápida debido al efecto combinado de mayor superficie del frente de llama, mayores temperaturas en la mezcla sin quemar e incremento de la velocidad de combustión, por lo que la presión crece de manera muy sensible. Durante esta segunda fase se quema la mayor parte de la mezcla. Esta fase finaliza cuando el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión, ralentizándose su propagación.

Es entonces cuando se inicia la tercera y última fase del proceso de combustión, que se desarrolla hasta que finaliza por completo dicho proceso. Estas tres fases se muestran en la *Figura 2.4*, utilizando para ello la información de la presión, la fracción de calor liberado (FQL) y la derivada de la fracción de calor liberado (DFQL) durante el proceso de combustión.

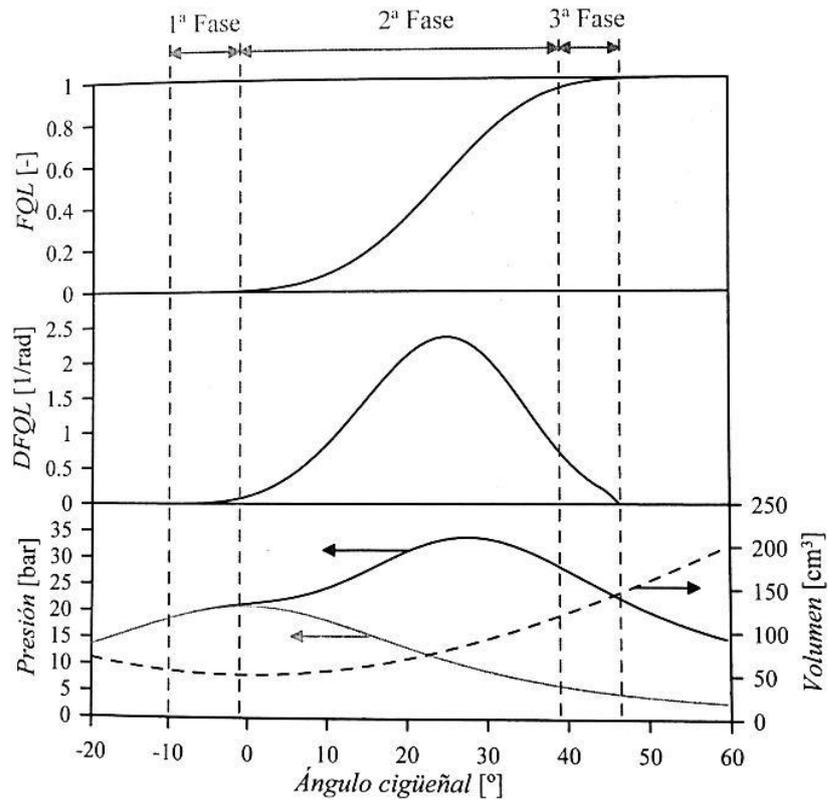


Figura 2.4.- Definición y ubicación de las tres fases de la combustión en un MEP. [6]

Por otro lado, existe la combustión anormal, que tiene lugar cuando se dan determinadas condiciones que provocan la aparición de ciertas anomalías en el proceso de combustión, y que pueden traer consigo peligros importantes para el motor. Las dos principales anomalías son la combustión con autoinflamación y el encendido superficial, que se describen a continuación. [6]

En la combustión con autoinflamación, la combustión de la mezcla comienza de forma espontánea, sin ningún agente externo, como consecuencia de las elevadas condiciones termodinámicas (presión y temperatura) alcanzadas en la zona sin quemar. Este tipo de combustión normalmente se ve precedido por la combustión normal, debido a que al avanzar el frente de llama se produce la compresión de la zona sin quemar. Es una combustión brusca y rápida, casi instantánea, lo que provoca elevados gradientes de presión con la aparición de ondas de presión, hablándose entonces de detonación o picado de bielas. Este fenómeno es muy peligroso, pudiendo llegar a destruir el motor. Algunos factores que favorecen la aparición de la detonación son: sobrecargas del motor, desigual repartición de la carga entre los cilindros, relación de compresión excesiva, mezcla demasiado rica o no uniforme, excesivo avance del encendido, exceso de la temperatura de la mezcla de la admisión, etc.

En la *Figura 2.5* se muestra la curva de presión en el cilindro en la que se da el fenómeno del autoencendido, observándose una oscilación importante en la presión que será tanto más intensa cuanto mayor sea la cantidad de mezcla que sufra este fenómeno. A su vez se puede observar el incremento brusco de la parte final de la *FQL*, que lleva asociado un gran pico en la *DFQL*.

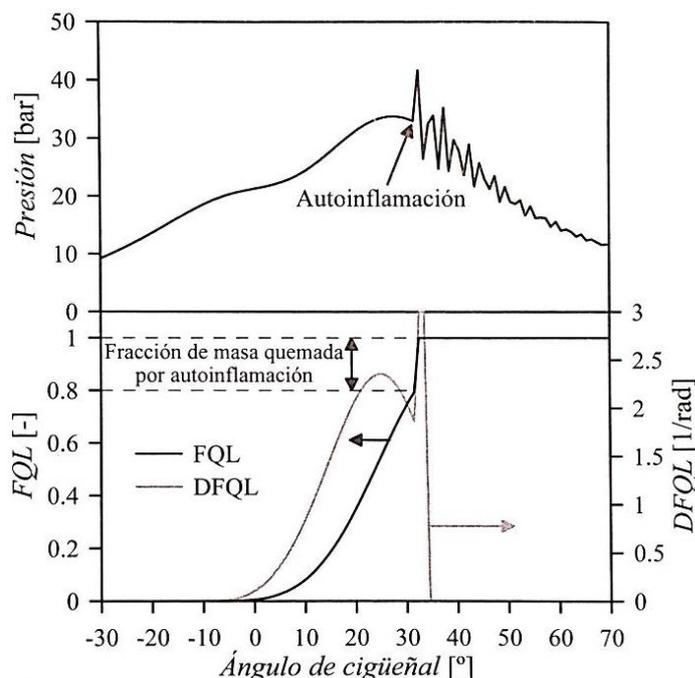


Figura 2.5.- Evolución de las curvas de presión, de la FQL y de la DFQL al aparecer el autoencendido. [6]

Y por último, la segunda anomalía en la combustión es el encendido superficial, que se produce cuando en determinadas circunstancias, algún punto caliente de la cámara de combustión puede llegar a iniciar un frente de llama en cualquier momento del ciclo.

Los puntos calientes que pueden dar lugar a este fenómeno suelen ser el electrodo de la bujía (que, a causa del aislamiento eléctrico que lo envuelve está a una temperatura muy elevada), o bien alguna deposición carbonosa en la culata o en la cabeza del pistón (que, por entorpecer la evacuación de calor, también se encuentra a una temperatura muy elevada).

Se distinguen dos tipos de encendido superficial en función de si este inicio espontáneo del frente de llama tenga lugar antes o después del salto de la chispa: preencendido y postencendido respectivamente. El preencendido es más peligroso, puesto que la combustión se inicia antes de lo normal, lo que a efectos prácticos sería equivalente a un incremento en el avance del encendido, hecho que a la larga suele desembocar en la combustión con

autoinflamación. Según si el preencendido se ve acompañado o no de detonación, se distinguen: picado intenso (*wild ping*) o marcha dura (*rumble*). Por otro lado, el postencendido conlleva un incremento en el gradiente de presión, si bien, a medida que el motor sigue operando, este fenómeno tiende a tener lugar más pronto, conduciendo al preencendido, y por tanto, se agrava la situación.

Finalmente y para concluir la caracterización de los MEP, hay que añadir que cuando se analiza la evolución de la presión en el cilindro en este tipo de motores funcionando en unas determinadas condiciones de operación con un proceso de combustión normal, se observa una importante dispersión de ciclo a ciclo. Este hecho se muestra en la *Figura 2.6*.

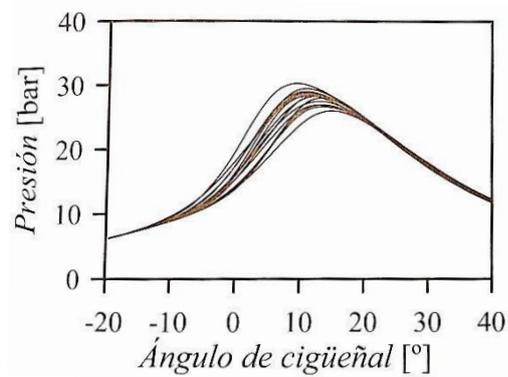


Figura 2.6.- Representación conjunta de la presión en el cilindro de varios ciclos sucesivos en un MEP operando en condiciones estacionarias. [6]

2.2.2 Descripción del motor Toyota 4Y

El MCIA utilizado en la planta de gasificación es el Toyota 4Y. En la *Figura 2.7* se muestra este motor en dos perspectivas diferentes.

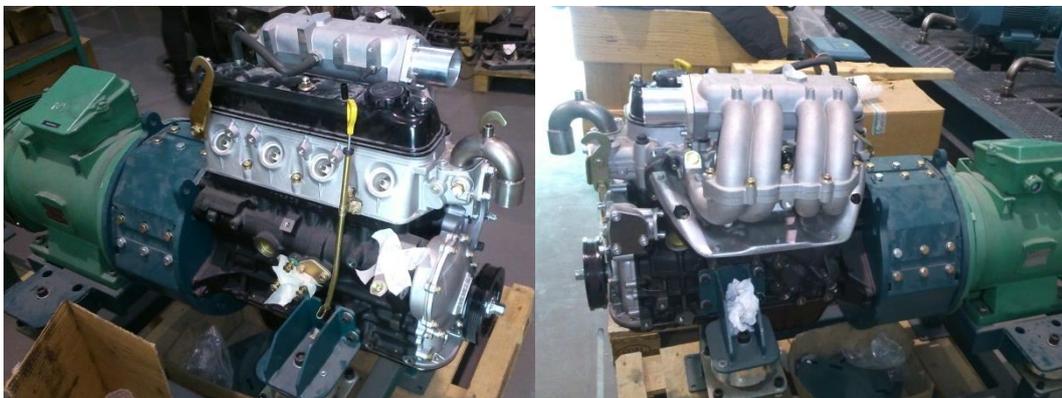


Figura 2.7.- Motor Toyota 4Y.

En estas imágenes se observa como el motor se encuentra acoplado a un alternador que se encargará de transformar la energía mecánica obtenida en el MCI en energía eléctrica.

A continuación, en la *Tabla 2.4* aparecen recogidas las especificaciones del motor en cuestión dadas por el fabricante. [7]

Tipo de motor	4Y
Nº de cilindros, disposición	4 en línea, montados verticalmente
Diámetro x Carrera	91 x 86 mm
Cilindrada total	2237 cc
Sistema de accionamiento de las válvulas	OHV accionado por cadena
Tipo de cámara de combustión	Cámara de cuña
Ciclo	4 tiempos
Orden de encendido	1-3-4-2
Sistema de refrigeración	Refrigeración por agua
Dimensiones (largo x ancho x altura)	709 x 513 x 733 mm
Peso en seco	126 kg

Tabla 2.4.- Especificaciones del motor Toyota 4Y. [7]

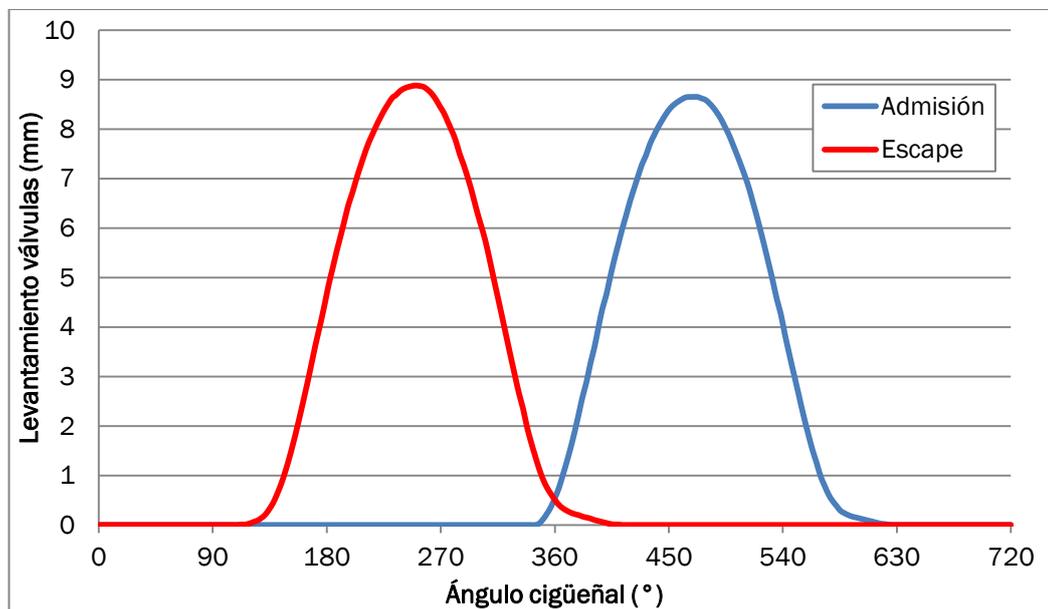
A parte de las especificaciones anteriores, es importante conocer el levantamiento de las válvulas de admisión y de escape. Como se menciona en la tabla anterior, el sistema de accionamiento de las válvulas es del tipo *Overhead Valve* (OHV), que significa que dispone del árbol de levas en el bloque y las válvulas en la culata, y que como elementos de enlace entre las levas y las válvulas emplean un sistema de empujadores y balancines. [8]

El levantamiento de las válvulas ha sido medido de forma experimental en el propio motor con ayuda de un palpador. En la *Figura 2.8* se muestra el palpador montado sobre una de las válvulas. A su vez se puede observar parte del sistema de distribución del motor.



Figura 2.8.- Medición del levantamiento de válvulas mediante un palpador y sistema de distribución.

A continuación se muestra en la *Gráfica 2.1* el levantamiento real de las válvulas de admisión y de escape recogidos.



Gráfica 2.1.- Levantamiento de válvulas frente al ángulo del cigüeñal.

Como se observa, las válvulas no abren y cierran en los puntos muertos, sino que se abren antes y se cierran después de éstos por dos motivos fundamentales: mejorar el llenado del cilindro y disminuir el trabajo

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

de bombeo [9]. La contribución a conseguir lo anterior de cada adelanto o retraso es la siguiente:

- Adelanto a la apertura del escape (AAE):
Este ángulo viene determinado para minimizar las pérdidas de bombeo sin que aumenten excesivamente las pérdidas de escape.
- Adelanto a la apertura de la admisión (AAA):
Mejora el vaciado del cilindro de gases quemados ya que cuando el pistón está al final de la carrera de escape, el volumen en el cilindro varía muy poco y existe un efecto de succión en el colector de escape debido a las inercias. Este momento se aprovecha para abrir la admisión y que entren gases frescos y salgan los quemados (cruce de válvulas).
- Retraso al cierre del escape (RCE):
Disminuye la masa de residuales en el cilindro.
- Retraso al cierre de la admisión (RCA):
Tiene por objeto mejorar el llenado del cilindro porque se aprovechan los efectos de la inercia de los gases.

Para terminar la caracterización del motor, es importante describir la geometría de sus colectores de admisión y de escape.

En primer lugar, se describirá el colector de admisión, el cual se muestra en la *Figura 2.9*.

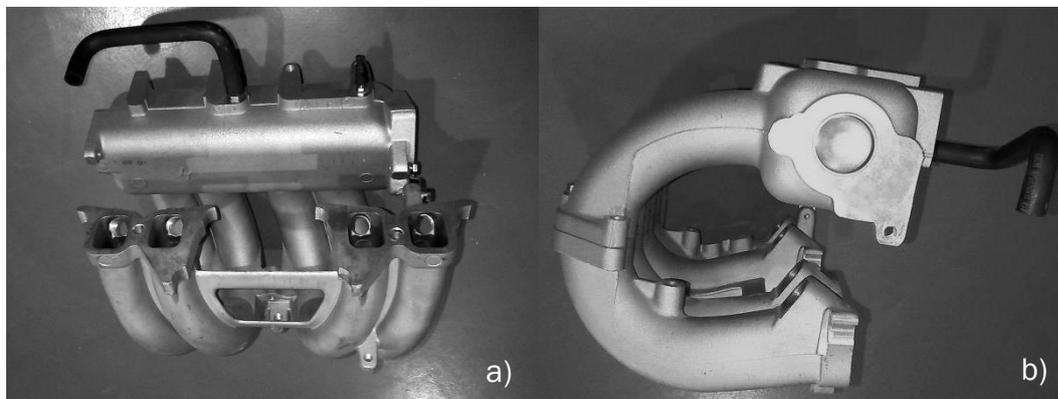


Figura 2.9.- Colector de admisión: a) de frente. b) de perfil.

El colector de admisión está formado por dos piezas, ambas de fundición de aluminio. A continuación se mostrarán ambas piezas por separado, indicando sus dimensiones principales, las cuales serán necesarias para modelar el motor.

La primera de las dos piezas se muestra en la *Figura 2.10*, y es aquella que se une con el final del sistema de admisión (*apartado 2.1*).

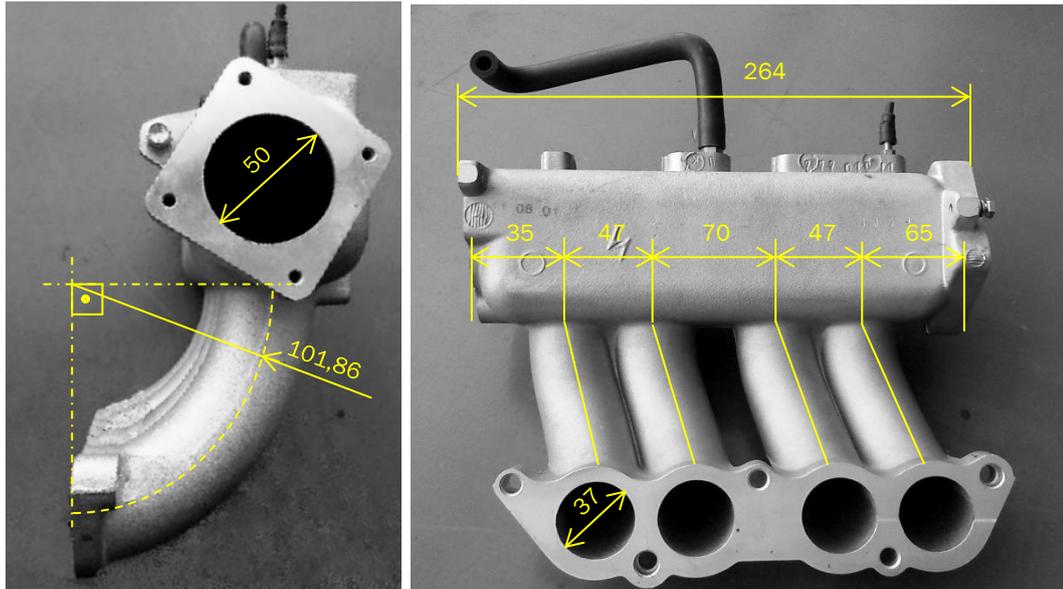


Figura 2.10.- Primera pieza del colector de admisión y dimensiones.

Como se puede observar, la mezcla entra en un primer volumen del colector de admisión por el orificio de $\varnothing 50$, y en este volumen se reparte la mezcla en tantos conductos como entradas a los cilindros tenga el motor, cuatro en este caso.

La segunda pieza del colector de admisión se muestra en la *Figura 2.11*, y une la pieza anterior con la entrada a los cilindros situada en la culata del motor.

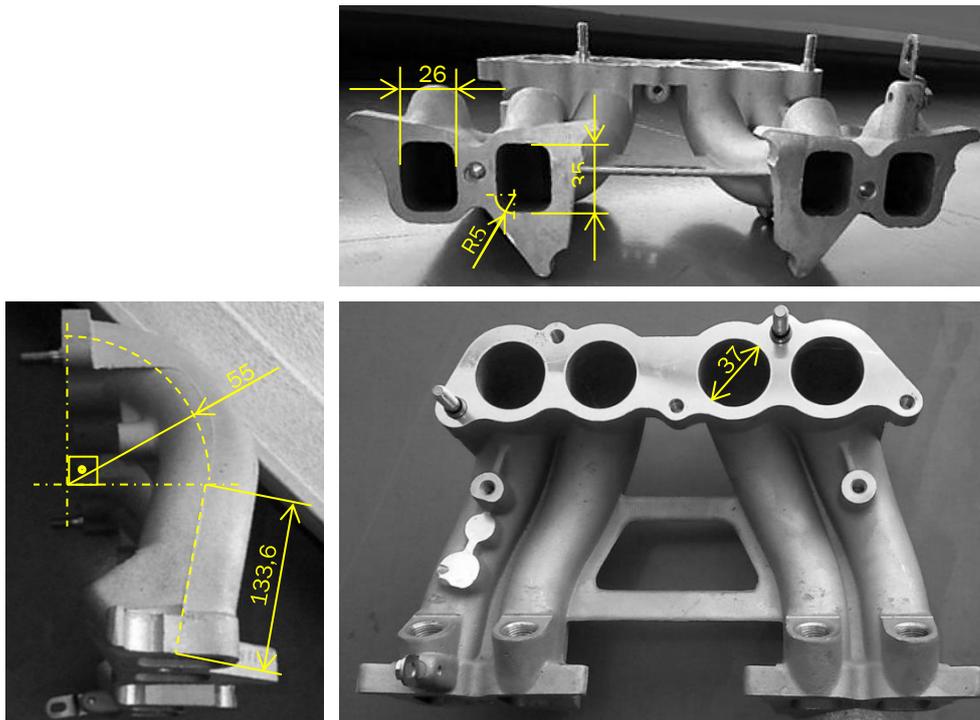


Figura 2.11.- Segunda pieza del colector de admisión y dimensiones.

Finalmente, el colector de escape se muestra en la *Figura 2.12*. Está hecho de fundición de hierro, y es la pieza que conduce los productos de la combustión del interior del cilindro hacia el sistema de escape que se explicará en el siguiente apartado.

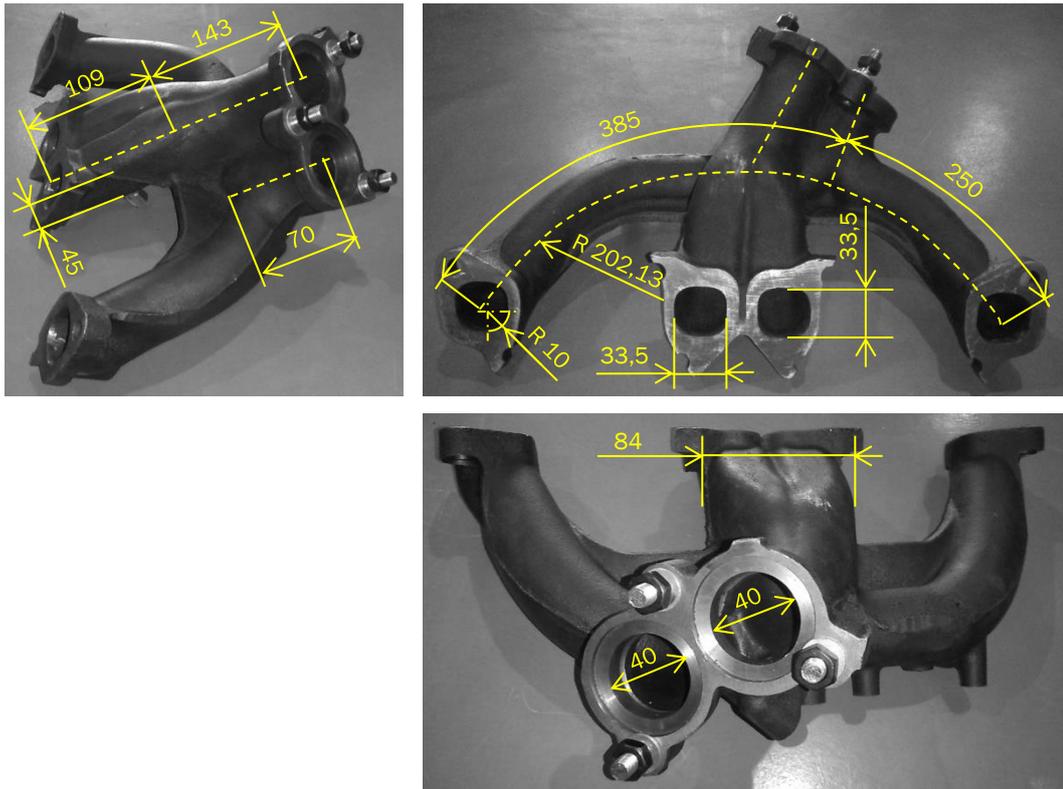


Figura 2.12.- Colector de escape y dimensiones.

El colector de escape reúne dos a dos los conductos de salida de los gases de escape de los cuatro cilindros: conductos de salida de los cilindros 1 y 4 en un conducto, y los de los cilindros 2 y 3 en otro conducto, tal y como se observa en la figura anterior.

Las entradas a los cilindros (E) y las salidas de los mismos (S), situadas en la culata se muestran en la *Figura 2.13*, distinguiendo la de cada uno de los cuatro cilindros.

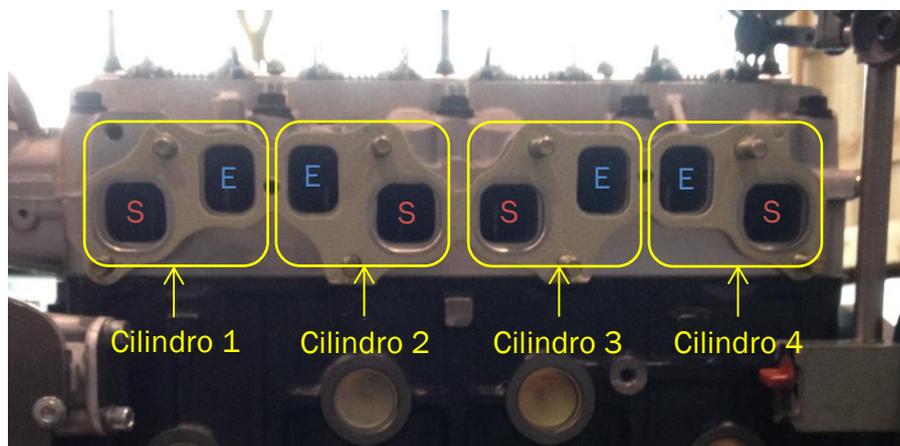


Figura 2.13.- Entradas y salidas de los cilindros.

2.3 Sistema de escape

El sistema de escape se trata de un conjunto de conductos, codos y elementos cuya misión es conducir los productos de la combustión generados en el cilindro hacia el exterior del MCIa para ser tratados posteriormente.

El elemento más destacable de este sistema es el primero, fabricado en acero inoxidable, el cual se une con la salida del colector de escape. En particular, su misión es reunir los dos conductos resultantes al final de este colector, en uno sólo. En la *Figura 2.14* se muestra dicho elemento.

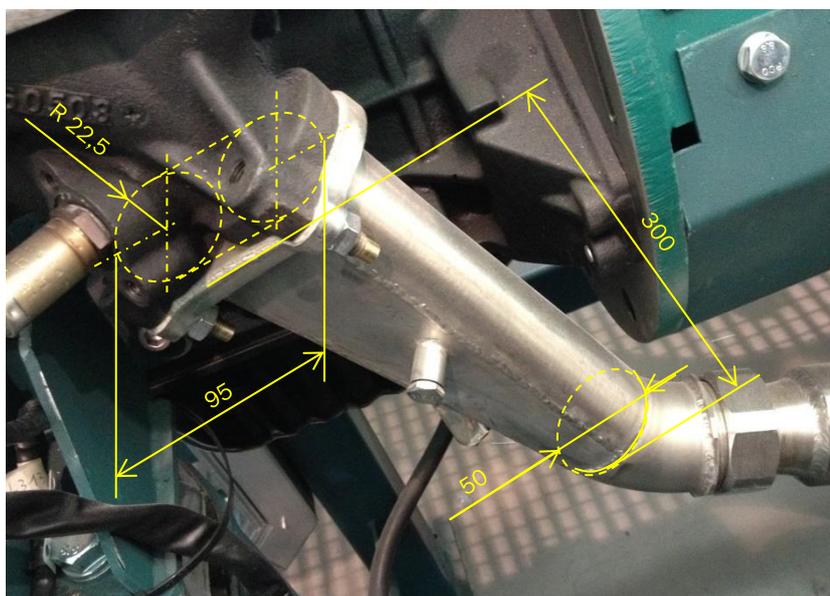


Figura 2.14.- Primer elemento del sistema de escape.

Después del elemento anterior, se suceden un conjunto de codos y conductos, todos fabricados en acero inoxidable y de diámetro 50 mm. Todos ellos se muestran en la *Figura 2.15*.

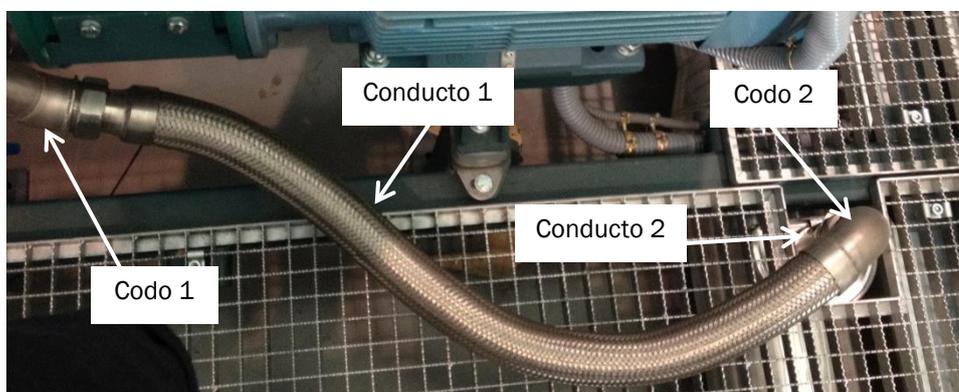


Figura 2.15.- Sistema de escape.

Las dimensiones de los codos y de los conductos anteriores se muestran en la *Tabla 2.5*.

	Longitud (mm)	Diámetro (mm)	Ángulo (°)	Radio de curvatura (mm)
Codo 1	65	50	45	82,76
Codo 2	160	50	90	101,86
Conducto 1	1000	50	-	-
Conducto 2	300	50	-	-

Tabla 2.5.- Dimensiones de los elementos del sistema de escape.

Finalmente, los productos de la combustión del motor, tras ser conducidos por el sistema de escape, se agrupan en otro conducto mayor con los productos de la combustión del resto de motores de la instalación, para ser trasladados al lugar donde serán tratados posteriormente.

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

3 Modelado del motor

Se entiende por modelado de motores a la representación de sistemas del motor mediante modelos matemáticos implementados en forma de programas de ordenador. Estos modelos matemáticos resuelven las ecuaciones de un modelo físico que representa con mayor o menor fiabilidad los fenómenos más relevantes en el sistema de motor a calcular. La fidelidad del modelo a los fenómenos físicos vendrá determinada por las hipótesis simplificadoras en las que se base. [6]

Los modelos permiten no solamente evaluar distintas opciones de diseño y predecir las prestaciones que el motor alcanzaría, sino que también permiten analizar los fenómenos físicos identificando las variables que controlan los procesos. También sirven para identificar tendencias y sensibilidad de las variables de salida al variar las variables de entrada. En este sentido se utilizan mucho más los llamados estudios paramétricos.

El modelado se ha convertido en una herramienta clave para el diseño de motores de combustión interna alternativos. La razón es que permite evaluar distintas opciones de diseño de los sistemas de motor con un coste reducido y en plazo razonable. En algunos sistemas de motor, el modelado es la principal estrategia de desarrollo. En la mayoría de los sistemas, sin embargo, la combinación entre modelado y experimentación resulta la mejor estrategia para el análisis y síntesis de los sistemas de motor.

La relación entre modelado y ensayos experimentales es muy intensa. Así, han de entenderse estas dos actividades como complementarias dentro del proceso de diseño de un motor. Por una parte, los ensayos experimentales son en general más cercanos a la realidad, aunque siempre estarán afectados por la incertidumbre en la medida. Sin embargo, son más costosos en general que los estudios mediante modelado. Los modelos permiten analizar de una manera más rápida el comportamiento de un sistema y sintetizar la configuración óptima, aunque han de ser validados con algún ensayo experimental. Algunos modelos necesitan información experimental de los sistemas o elementos que se modelan de forma simplificada mediante la caracterización en una instalación específica.

Los modelos se pueden clasificar según los objetivos que se persiguen con el modelado. Esto está relacionado con el tipo de variables de entrada y de salida que tiene el modelo. Habitualmente, los modelos se utilizan para predecir las prestaciones de un sistema de motor a partir de sus características geométricas y las condiciones de funcionamiento, hablándose en este caso de modelos predictivos. En otros casos, se pretende obtener

información relevante del sistema modelado a partir de datos experimentales, hablándose en este caso de modelos de diagnóstico, ya que permiten evaluar y analizar un resultado experimental.

En este trabajo, se pretende realizar un modelo predictivo del motor Toyota 4Y, para lo cual se empleará el software BOOST de AVL. Partiendo de las características geométricas del motor ya descritas en el apartado anterior, y de unas condiciones de funcionamiento determinadas que se describirán en el presente capítulo, este programa nos permitirá predecir las prestaciones de dicho motor.

3.1 Introducción BOOST AVL

El programa BOOST de AVL permite simular una amplia variedad de motores: de 4 tiempos o de 2 tiempos, de encendido provocado (MEP) o de encendido por compresión (MEC). Las aplicaciones para las que se puede utilizar dicho programa van desde pequeños motores para motocicletas o fines industriales, hasta grandes motores para propulsión de barcos. A su vez, BOOST se puede utilizar para simular sistemas neumáticos. [10]

El programa BOOST consta de un pre-procesador interactivo que ayuda en la preparación de los datos de entrada necesarios para el programa de cálculo principal. Para el análisis de los resultados, consta de un post-procesador interactivo.

La interfaz gráfica de usuario del espacio de trabajo de AVL (*Figura 3.1*) cuenta con un editor de modelos y con una entrada guiada de los datos de partida necesarios. El modelo de cálculo del motor se diseña seleccionando los elementos necesarios en un árbol de elementos mediante un clic de ratón, y conectándolos a través de elementos tubería. De esta manera se pueden modelar fácilmente incluso configuraciones muy complejas de un motor, ya que hay disponible una gran variedad de elementos.

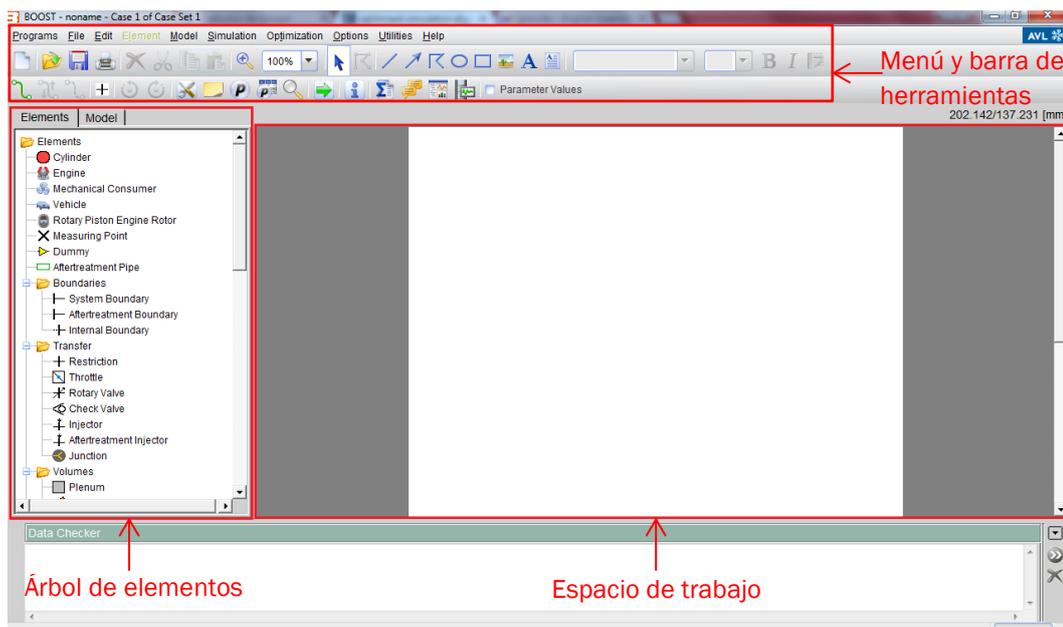


Figura 3.1.- Editor de modelos de BOOST AVL.

El programa proporciona algoritmos de simulación optimizados para todos los elementos disponibles. El flujo en las tuberías se considera unidimensional, esto significa que las presiones, temperaturas y velocidades de flujo obtenidas a partir de la solución de las ecuaciones de la dinámica de gases, representan los valores medios sobre la sección transversal de las tuberías. Las pérdidas de flujo debidas a los efectos tridimensionales en determinados lugares del motor, se tienen en cuenta a través de los coeficientes de flujo. Si los efectos tridimensionales deben ser considerados con más detalle, AVL dispone de un código de simulación de flujo en tres dimensiones llamado FIRE. Así pues, es posible combinar una simulación multi-dimensional del flujo en partes críticas del motor con una simulación unidimensional más rápida en otras partes. Esta posibilidad que ofrece puede ser de particular interés para la simulación de la renovación de la carga en el cilindro o el proceso de barrido de un motor de dos tiempos.

El IMPRESS Chart y las herramientas de post-procesamiento PP3 analizan la multitud de datos que se obtienen como resultado de una simulación. Todos los resultados pueden ser comparados con los resultados de las mediciones o cálculos anteriores. Por otra parte, es posible hacer una presentación animada de los resultados de cálculo seleccionados. Esto también contribuye a desarrollar la solución óptima para el problema del usuario.

3.2 Modelado del motor Toyota 4Y en BOOST de AVL

En este apartado se describirá cómo crear el modelo del motor Toyota 4Y sobre el que se está trabajando, utilizando el programa BOOST de AVL.

3.2.1 Diseño del modelo

Para realizar el diseño del modelo, hay que seleccionar con doble clic en el árbol de elementos, los elementos necesarios para simular el motor en cuestión. De esta forma, dichos elementos aparecerán en el espacio de trabajo donde podrán ser colocados a voluntad del usuario, seleccionándolos con el botón izquierdo del ratón y desplazándolos hasta la posición deseada. A continuación, activando el comando , se conectan los elementos requeridos a través de tuberías, haciendo clic sobre los puntos interactivos que aparecen en los elementos.

Los elementos que se han requerido para el modelo en cuestión, se muestran en la *Tabla 3.1* junto con la abreviatura y el símbolo con los que se les caracteriza en el programa:

Elemento	Número	Abreviatura	Símbolo
Motor	1	E	
Cilindro	4	C	
Filtro de aire	1	CL	
Válvula de mariposa	2	TH	
Límite del sistema	3	SB	
Unión	8	J	
Punto de medida	20	MP	
Tubería	20	Número 1-20	

Tabla 3.1.- Elementos integrantes del modelo.

En la *Figura 3.2* se muestra el modelo resultante, señalando las partes de las que se compone el mismo.

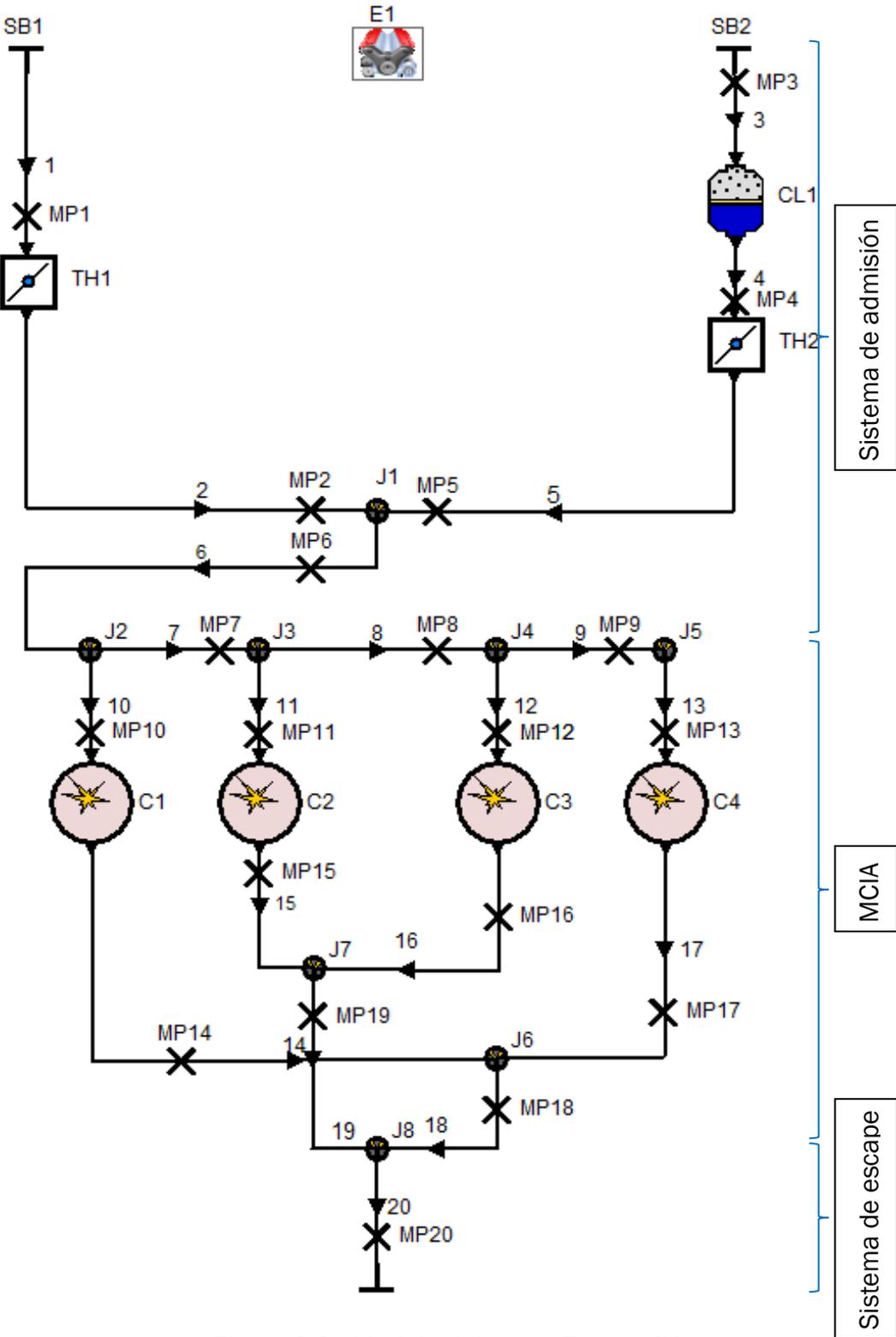


Figura 3.2.- Modelo del motor Toyota 4Y

En el modelo creado, el sistema de admisión se ha modelado fielmente a la realidad siguiendo el mismo esquema mostrado en el *apartado 2.1*, con dos ramas que conducen el gas de gasificación y el aire respectivamente, que cuentan con sus correspondientes elementos.

A continuación, se encuentra el MCI, que empieza con el colector de admisión. El colector de admisión se podía haber modelado siguiendo dos opciones: una utilizando tuberías y uniones tal y como se ha decidido finalmente, u otra utilizando un volumen. Esta última opción podría permitir prever una distribución equitativa de aire, lo que es una cuestión crítica, especialmente para conductos de descarga largos, con una sección transversal pequeña. Sin embargo se ha optado por la opción de tuberías y uniones debido a que ésta permite modelar las longitudes existentes entre los ejes de los conductos que parten del conducto inicial del colector de admisión, hacia los cuatro cilindros. Reflejar estas longitudes en el modelo es importante debido a los fenómenos de superposición de ondas generadas en el proceso de admisión en los cilindros. Estas ondas pueden ser transmitidas del colector de admisión de uno de los cilindros al de los demás, lo cual puede ser beneficioso o perjudicial según el régimen de giro. En la *Figura 3.3* se muestra el modelado del colector de admisión que se ha realizado y su superposición sobre el colector real.

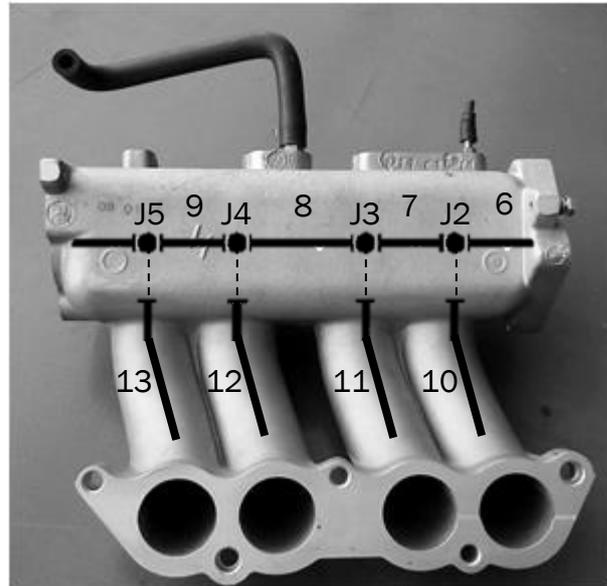


Figura 3.3.- Modelado del colector de admisión.

Después del colector de admisión se encuentran los cuatro cilindros que componen el MCIA, seguidos del colector de escape. Para modelar este colector se ha vuelto a optar por utilizar tuberías (de la tubería 14 a la 19) y uniones (J6, J7 y J8). Y finalmente, se encuentra el sistema de escape, que debido a su simplicidad, se ha modelado a través de una única tubería (tubería 20).

3.2.2 Datos generales de entrada

Es necesario especificar los datos generales de entrada antes de definir cada uno de los elementos que conforman el modelo. Para ello, en la opción **Simulation|Control** del menú, se definirán los valores globales que emplea la simulación, y los parámetros que se utilizan para controlarla.

1) *Tareas de la simulación (Simulation Tasks)*

El programa nos da la opción de realizar tres posibles tareas:

- *Simulación de Ciclo (Cycle Simulation)*: consiste en el cálculo del intercambio de gases y de la combustión.
- *Análisis del Post Tratamiento (Aftertreatment Analysis)*: consiste en la simulación de los procesos químicos y físicos en los elementos del tratamiento posterior.
- *Acústica Lineal (Linear Acoustics)*: consiste en predecir el comportamiento acústico de los elementos.

Para el objetivo del presente documento, se seleccionará la opción que permite simular los ciclos del modelo en cuestión.

2) *Simulación de ciclo (Cycle Simulation)*

Se ha elegido la opción *Transporte de Especies Clásico (Classic Species Transport)*, a través de la que se resuelven las ecuaciones de conservación para los productos de la combustión y para el vapor de combustible. A su vez, se ha definido que la simulación finalice una vez calculados 30 *ciclos*. Por último, es necesario especificar el tamaño medio de las celdas en las que se van a discretizar las tuberías, siendo éste de 5 *mm*.

3) Configuración de Especies Clásica (Classic Species Setup)

En este apartado se permite escoger un combustible estándar, o crear una determinada mezcla de componentes combustibles a través de la herramienta *BOOST Gas Properties Tool*. Se ha empleado esta herramienta para definir el gas de gasificación que se va a emplear como combustible. Para hacerlo basta con especificar cada uno de los componentes, junto con las fracciones volumétricas de cada uno de ellos. Una vez especificado lo anterior, la herramienta proporciona el poder calorífico inferior, y la relación aire-combustible estequiométrica del combustible creado. En la *Figura 3.4* se muestra la definición a través de esta herramienta del combustible en cuestión, que tendrá una composición estándar de un gas de gasificación, y al que se le denominará *producir gas*.

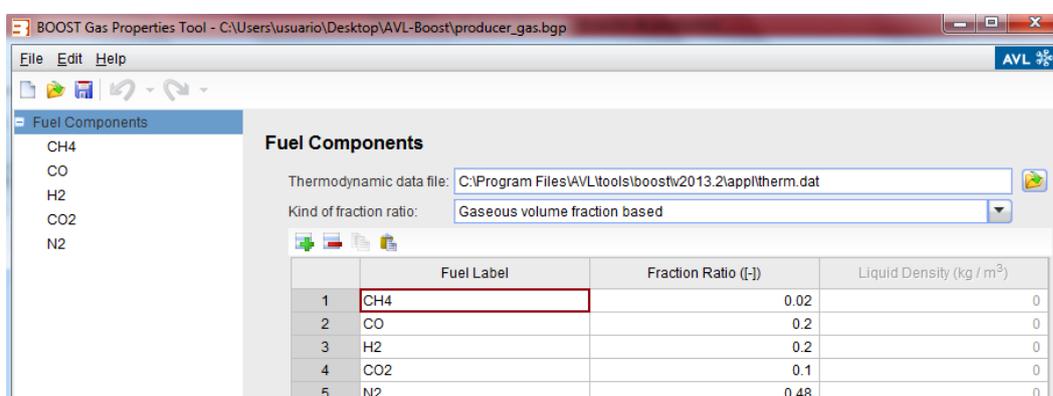


Figura 3.4.- Definición del combustible (*producir gas*).

Las propiedades del *producir gas* obtenidas son las siguientes:

- Poder calorífico inferior (PCI): 5010,6665 kJ/kg
- Relación aire-combustible estequiométrica (A/F_{st}): 1,3719501

Las propiedades del gas empleado serán variables, lo que significa que en cualquier lugar en el sistema, las propiedades del gas se determinarán a partir de la composición del gas, la presión y la temperatura reales. Sin embargo, es necesario definir una presión y una temperatura inicial de referencia, siendo éstas *1 bar* y *24,85 °C* respectivamente.

4) Inicialización (Initialization)

Es necesario definir unas condiciones iniciales para las entradas y la salida de la instalación modelada, así como para cada uno de los elementos que la forman y por los que circula bien aire, combustible, la mezcla de ambos o los productos de su combustión. Estas condiciones iniciales serán empleadas por el programa únicamente para poder realizar los

cálculos de los primeros ciclos, ya que después se consiguen unos valores estables que serán los empleados para el cálculo de los ciclos posteriores.

Se han definido cuatro conjuntos de condiciones iniciales, cada uno de los cuales engloba cinco parámetros:

- Presión (bar)
- Temperatura (°C)
- Concentración de combustible (*Fuel Vapour*)

$$Fuel\ Vapour = \frac{1}{1 + \frac{1}{A/F_{st}}} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

- Concentración de productos de combustión (*Combustion Products*)
- Inverso del dosado relativo (*Air Equivalence Ratio*)

En la *Figura 3.5* se muestran los cuatro conjuntos de condiciones iniciales definidos, denominados Set en el programa.

Initialization					
Ratio	Air Equivalence Ratio ▾				
	Press.	Temp.	Fuel Vapour	Comb. Products	A/F Ratio
	bar	degC	[-]	[-]	[-]
1	0.93	24.85	0	0	0
2	0.93	24.85	1	0	0
3	0.9	24.85	0.42	0	0
4	1.1	24.85	0	1	1
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Figura 3.5.- Cuadro de inicialización.

El *Set 1* y el *Set 2* se corresponden con las condiciones iniciales en la entrada de aire y en la entrada de combustible respectivamente en el sistema de admisión. Además, sabiendo que el aire se toma del ambiente, hay que señalar que el *Set 1* hace referencia a las condiciones ambientales normales del espacio donde se encuentra la instalación. El *Set 3* hace referencia a las condiciones iniciales estequiométricas de la mezcla aire-combustible que circula antes de la entrada a los cilindros. Finalmente el *Set*

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

4 se refiere a los productos de la combustión que salen de los cilindros y circula hasta la salida.

5) Control de reinicio (Restart Control)

Se ha elegido que cada nuevo cálculo comience con los valores de inicialización especificados anteriormente, y no con las condiciones iniciales tomadas de un archivo de reinicio. De esta forma, la opción de creación y utilización de dicho archivo de reinicio estará desactivada.

6) Control de la salida (Output Control)

Se ha decidido que en la salida del programa se muestre únicamente *un ciclo*, que será el último ciclo calculado, así como que el intervalo de almacenamiento de los datos calculados sea de 1° .

En este apartado es necesario definir las condiciones ambientales de referencia (presión y temperatura), con el fin de calcular los datos específicos del rendimiento del motor, tales como el rendimiento volumétrico relacionado con las condiciones ambientales. La *Figura 3.6* muestra la definición de estas condiciones.

Output Control

Animation

Traces

Recorded Range

Traced Cycles 1

Acoustic Cycles 0

Saving Interval 1 deg

Reference Ambient Conditions

Pressure 1 bar

Temperature 24.85 degC

Figura 3.6.-Definición del control de la salida.

3.2.3 Motor (*Engine*)

En este elemento del modelo es necesario definir tanto los reglajes y las características de funcionamiento del motor, como una serie de datos para el cálculo de las pérdidas de fricción que se dan en el mismo.

1) *General* (*General*)

En este apartado (*Figura 3.7*) se define que se va a trabajar con una velocidad del motor constante e igual a *3000 rpm*, siendo ésta la velocidad de rotación del cigüeñal. También se ha especificado que se trata de un motor de cuatro tiempos (*4T*) y que no se va a realizar un control sobre la presión media efectiva (*BMEP*).

The image shows a software interface for configuring an engine. The title is 'General'. It contains several settings:

- Transient Engine Speed
- Engine Speed: 3000 rpm
- Inertia Moment of Engine: [] kg.m²
- Cycle Type:
 - 2-Stroke
 - 4-Stroke
 - Rotary Piston Engine
- BMEP Control

Figura 3.7.- Definición del motor.

2) *Configuración de los cilindros de un motor de émbolo alternativo* (*Cylinder/RPE-Rotor Setup*)

Es necesario especificar el orden de encendido de los cilindros, siendo éste *1-3-4-2* tal y como se dijo en el *apartado 2.2.2*. Este orden se expresa en función del ángulo comprendido entre el ángulo de inicio absoluto del cigüeñal (0°) y el ángulo para el que se produce el encendido para cada uno de los cilindros. Estos ángulos se muestran en la *Figura 3.8*.

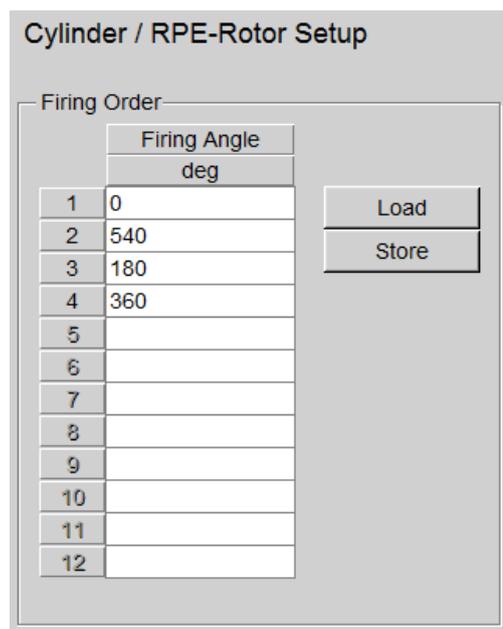


Figura 3.8.- Orden de encendido de los cilindros.

3) Fricción del motor (*Engine Friction*)

Se ha decidido tener en cuenta la fricción del motor debido a que ésta afecta negativamente al trabajo de salida obtenido y al ahorro de combustible. También tiene gran parte de responsabilidad en la diferencia en el consumo de combustible entre el funcionamiento del motor en frío y en caliente. Para conocer la presión media efectiva (p_{me}) y el consumo específico de combustible (g_f), es necesario calcular la presión media de pérdidas por fricción. El programa ofrece varios métodos para el cálculo de éstas pérdidas. El método elegido es el *Modelo de Patton, Nitschke y Heywood* [11], que calcula las pérdidas por fricción asociadas a los cojinetes, al sistema de accionamiento de las válvulas, al grupo pistón-biela y a los componentes auxiliares. Los datos necesarios para el cálculo de estas pérdidas son fundamentalmente datos geométricos, distinguiendo datos relacionados con el cilindro y datos relacionados con el sistema de accionamiento de las válvulas. Todos ellos se enumeran a continuación.

Datos relacionados con el cilindro (*cylinder*):

- Número de cojinetes del cigüeñal (*Number of Crankshaft Main Bearings*)
- Diámetro de los cojinetes del cigüeñal (*Crankshaft Main Bearing Diameter*)
- Ancho de los cojinetes del cigüeñal (*Crankshaft Main Bearing Length*)

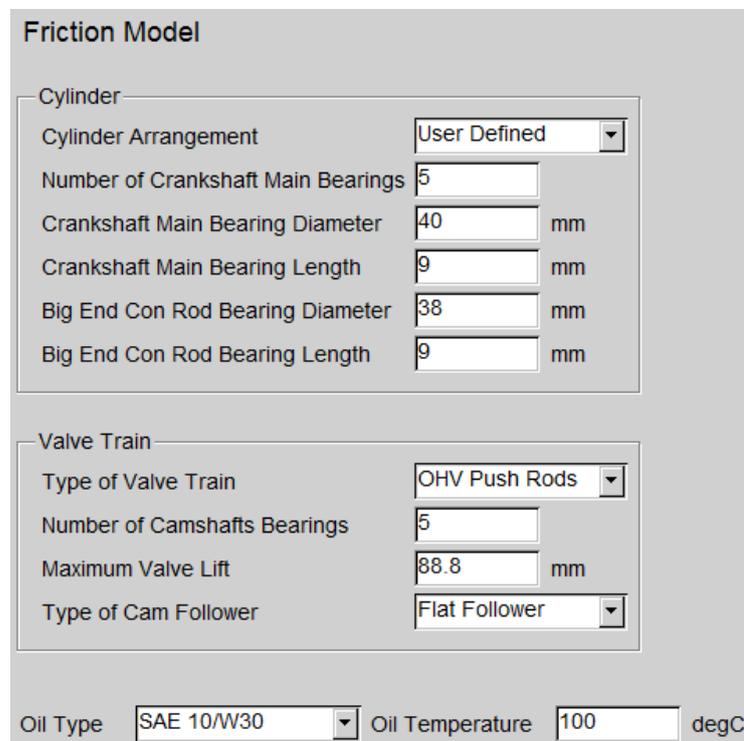
- Diámetro del cojinete de la cabeza de la biela (*Big End Con Rod Bearing Diameter*)
- Ancho del cojinete de la cabeza de la biela (*Big End Con Rod Bearing Length*)

Datos relacionados con el sistema de accionamiento de las válvulas (*Valve Train*):

- Tipo de sistema de accionamiento de las válvulas (*Type of Valve Train*)
- Número de cojinetes del árbol de levas (*Number of Camshafts Bearings*)
- Levantamiento máximo de las válvulas (*Maximum Valve Lift*)
- Tipo de seguidor de leva (*Type of Cam Follower*)

El *Modelo de Patton, Nitschke y Heywood* tiene en cuenta el efecto derivado de un cambio de viscosidad del aceite, siendo este cambio función de la temperatura del mismo. Por ello es necesario especificar el tipo de aceite empleado (*Oil Type*) y su temperatura (*Oil Temperature*).

En la *Figura 3.9* se observa todos los datos anteriores requeridos con los que queda completa la definición de la fricción del motor.



Friction Model

Cylinder

Cylinder Arrangement: User Defined

Number of Crankshaft Main Bearings: 5

Crankshaft Main Bearing Diameter: 40 mm

Crankshaft Main Bearing Length: 9 mm

Big End Con Rod Bearing Diameter: 38 mm

Big End Con Rod Bearing Length: 9 mm

Valve Train

Type of Valve Train: OHV Push Rods

Number of Camshafts Bearings: 5

Maximum Valve Lift: 88.8 mm

Type of Cam Follower: Flat Follower

Oil Type: SAE 10/W30

Oil Temperature: 100 degC

Figura 3.9.- Definición de la fricción del motor.

3.2.4 Cilindros (*Cylinders*)

Para la definición de los cilindros, es necesario especificar sus dimensiones básicas, así como las dimensiones del conjunto de la biela. Además es necesario definir las características de la combustión, de la transferencia de calor que se da en el elemento, del proceso de barrido y de las válvulas de admisión y de escape. Para realizar los cálculos oportunos en el cilindro, también se deben especificar sus condiciones iniciales.

Es necesario saber que la posición relativa del pistón se define como la distancia del pistón a la posición del punto muerto superior (PMS) con relación a la carrera. Un ángulo de cero grados del cigüeñal se corresponde al PMS de encendido del cilindro seleccionado.

A continuación se irán definiendo cada uno de los apartados anteriores. Hay que señalar que para los cuatro cilindros de los que consta el modelo (C1, C2, C3 y C4), la definición es idéntica.

1) *General* (*General*)

En este apartado se definen las dimensiones básicas del elemento siguientes:

- Diámetro (*Bore*)
- Carrera (*Stroke*)
- Relación de compresión (*Compression Ratio*)
- Longitud de la biela (*Con-Rod Length*)
- Desplazamiento del bulón del pistón respecto al eje de simetría (*Piston Pin Offset*)(Figura 3.10)

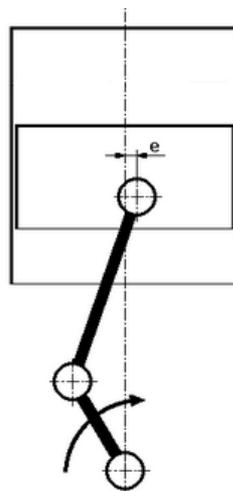


Figura 3.10.- Desplazamiento del bulón del pistón respecto al eje de simetría (e). [10]

El movimiento del pistón se calcula a partir de la carrera, la longitud de la biela y el desplazamiento del bulón.

BOOST da la opción de considerar la existencia de *blow-by*, que son los gases parcialmente quemados durante la combustión, que consiguen pasar hacia el cárter a través de los segmentos de los pistones. Estos gases se depositan en el cárter, contaminando y diluyendo el aceite, lo que afecta a la vida del lubricante y consecuentemente al propio motor, que disminuye sus prestaciones. Para su definición se debe especificar la medida del hueco existente entre el cilindro y el pistón (*Effective Blow By Gap*) y la presión media del cárter (*Mean Crankcase Pressure*). El flujo másico real de *blow-by* se calcula a partir de las condiciones en el cilindro, la presión en el cárter y el área de flujo efectiva, calculada a partir de la circunferencia del cilindro y la medida efectiva del hueco.

En nuestro modelo no será necesario emplear ninguna de ellas, pero el programa ofrece las posibilidades de que el usuario defina el movimiento del pistón (*User Defines Piston Motion*), y de, en el caso de simular un motor con cámara de combustión dividida, especificar las características de la precámara (*Chamber Attachment*).

Por último, hay que definir el modelo de barrido (*Scavenge Model*) que se empleará. BOOST ofrece tres modelos posibles:

- Mezcla perfecta (*Perfect Mixing*): la mezcla fresca que entra en el cilindro se mezcla de forma homogénea con los gases quemados del interior del cilindro. De esta forma, la composición de los gases que salen del cilindro es la misma que la composición de la mezcla que permanece en el cilindro. Este modelo es el modelo de barrido estándar para la simulación de motores de 4 tiempos, ya que en estos motores se suele dar el cruce de válvulas debido al adelanto de la apertura de la admisión y al retraso del cierre del escape.
- Desplazamiento perfecto (*Perfect Displacement*): la mezcla fresca que entra al cilindro reemplaza a los gases quemados, de forma que todos los gases quemados son expulsados del cilindro, y sólo cuando no hay más gases quemados en el cilindro, se produciría la pérdida de mezcla fresca por el escape (cortocircuito), de manera que en ningún momento se produce la mezcla de ambos. Este modelo se emplea para la simulación de motores de 2 tiempos.
- Modelo de barrido definido por el usuario (*User-defined Scavenging Model*): en este modelo se requiere la

especificación del coeficiente de admisión (R_s) (*Scavenge Ratio*) y del coeficiente de carga (η_s) (*Scavenging Efficiency*). El coeficiente de admisión se define como la relación entre la masa suministrada y la masa de referencia, siendo ésta el producto del volumen del cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMI por la densidad de la mezcla fresca medida a la presión de escape y a la temperatura después de la bomba de barrido. El coeficiente de carga se define como la relación entre la masa retenida, que es la parte de la masa suministrada que no se ha cortocircuitado hacia el escape, y la de referencia.

En la *Figura 3.11* se muestra el coeficiente de carga en función del coeficiente de admisión para los modelos de mezcla perfecta y de desplazamiento perfecto.

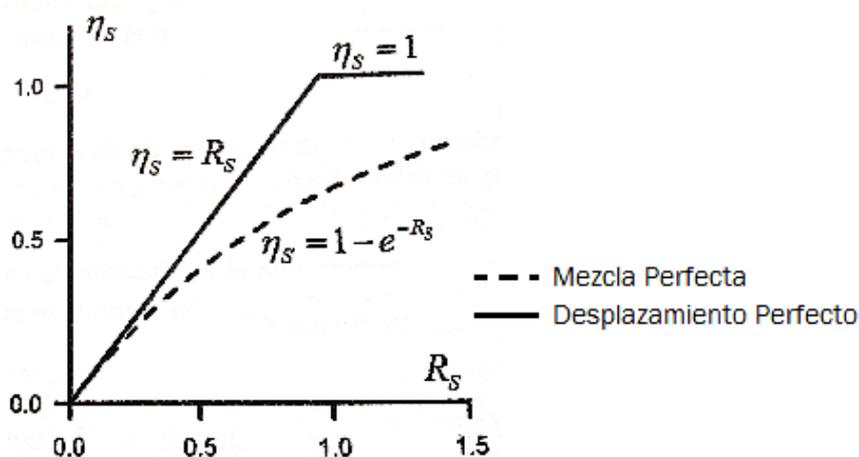


Figura 3.11.- Coeficiente de carga en función del coeficiente de admisión. [6]

La opción elegida para la simulación del proceso de barrido ha sido el modelo de mezcla perfecta (*Perfect Mixing*), ya que es la más adecuada tratándose de un motor de 4 tiempos.

Finalmente, se muestra la definición en el programa de todas las características anteriormente citadas en la *Figura 3.12*.

General	
Bore	<input type="text" value="91"/> mm
Stroke	<input type="text" value="86"/> mm
Compression Ratio	<input type="text" value="12"/> [-]
Con-Rod Length	<input type="text" value="187"/> mm
Piston Pin Offset	<input type="text" value="0"/> mm
Effective Blow By Gap	<input type="text" value="0.0008"/> mm
Mean Crankcase Press.	<input type="text" value="1"/> bar
<input type="checkbox"/> User Defined Piston Motion	
<input type="checkbox"/> Chamber Attachment	
Scavenge Model	<input type="text" value="Perfect Mixing"/> ▼

Figura 3.12.- Definición de los cilindros.

2) *Inicialización (Initialization)*

Como inicialización se deben especificar las condiciones en el cilindro cuando finalizan las altas presiones, en el momento de la apertura de la válvula de escape, siendo éstas la presión (*Pressure*), la temperatura (*Temperature*) y la composición del gas (*Gas Composition*). La simulación de las condiciones en el interior del cilindro para cada uno de ellos comienza con la primera apertura de la válvula de escape y no antes.

En algunos casos (como por ejemplo, para la identificación de los parámetros del modelo de combustión) puede ser útil especificar el estado del cilindro en el inicio de las altas presiones (*Start of High Pressure - SHP*), con todas las válvulas cerradas. Para ello se activaría la opción Configuración de las Condiciones en SHP (*SHP Condition Setting*). Para nuestro modelo no se precisa esta opción.

La definición de este apartado se muestra en la *Figura 3.13*.

Initialization

Initial Conditions at EO

Pressure 4 bar

Temperature 950 degC

Initial Gas Composition

Ratio Type Air Equivalence Ratio

Ratio Value 1 [-]

Fuel Vapour 0 [-]

Combustion Products 1 [-]

SHP Condition Setting

Figura 3.13.- Inicialización en el cilindro.

3) *Combustión (Combustion)*

Durante el proceso de combustión se produce la liberación de calor. Dependiendo de cómo y en qué condiciones se produzca la combustión, el calor será liberado de una forma u otra. Esta liberación de calor se puede modelar en función de la posición angular del cigüeñal.

Es habitual representar frente al ángulo girado por el cigüeñal, el calor liberado durante el proceso de combustión y su derivada. Si el calor liberado se representa adimensionalizado con el calor total que se libera en todo el proceso, se expresa como fracción de calor liberado (FQL), o fracción de masa quemada (*Mass Fraction Burned*). La FQL se suele derivar respecto del ángulo, obteniendo la derivada de la fracción de calor liberado (DFQL), también llamada tasa de liberación de calor (*Rate of Heat Release – ROHR*). [5]

El programa ofrece multitud de posibilidades para definir la tasa de liberación de calor. En este caso se ha elegido la *Ley de Vibe*, puesto que es la que más se asemeja al comportamiento real ya que es ajustable según las condiciones de operación mediante la variación de unos parámetros.

Respecto al proceso de combustión, también es necesario especificar cómo es el sistema de formación de la mezcla, distinguiendo entre:

- Preparación interna de la mezcla (*Internal Mixture Preparation*): el combustible se inyecta directamente en el cilindro y por lo tanto la carga de combustible es parte de la especificación que se debe hacer en el cilindro.
- Preparación externa de la mezcla (*External Mixture Preparation*): el combustible se inyecta al sistema de admisión y el calor total suministrado se calcula a partir de la cantidad de combustible en el cilindro al cierre de la válvula de admisión.

En nuestro caso, el sistema de formación de la mezcla existente se identifica con la opción de preparación externa de la mezcla (*External Mixture Preparation*).

Por último, es necesario especificar la temperatura del combustible (*Fuel Temperature*), siendo ésta de 25 °C.

Ahora, centrándose en la definición de la tasa de liberación de calor, se explicará *la Ley de Vibe* [12]. Esta ley es ajustable según la configuración de la cámara y las condiciones de operación. Se expresa de acuerdo a las Ecuaciones 3.2, 3.3 y 3.4.

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Siendo:	Q	calor total aportado por el combustible
	α	ángulo del cigüeñal
	α_o	ángulo de inicio de la combustión
	$\Delta\alpha_c$	duración de la combustión
	m	parámetro de forma
	a	parámetro de la Ley de Vibe

La forma integrada de la tasa de liberación de calor (*Ecuación 3.2*) representa la fracción de masa quemada en función del ángulo de giro del cigüeñal, que se muestra en la *Ecuación 3.5*.

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

$$x = \int \frac{dx}{d\alpha} \cdot d\alpha = 1 - e^{-a \cdot \gamma^{(m+1)}} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Siendo: x fracción de masa quemada

En esta ley, a es un parámetro indicador de la fracción máxima de masa quemada en la combustión y m es indicativo de cuándo y cómo se libera la energía. Un valor usual para el parámetro a es de 6,9, que corresponde a una fracción máxima de masa quemada ($x_{m\acute{a}x}$) igual a 0,999. Cuanto mayor es m (que puede variar desde 1 hasta 7) mayor es la liberación de energía en la fase final de la combustión.

BOOST requiere la especificación del ángulo de inicio de la combustión (*Start of Combustión*), de la duración de la misma (*Combustion Duration*), del parámetro de forma m (*Shape Parameter m*) y del parámetro a (*Parameter a*). En la *Figura 3.14* se muestran estas especificaciones, así como la tasa de liberación de calor (*ROHR*) y la fracción de masa quemada (*Mass Fraction Burned*).

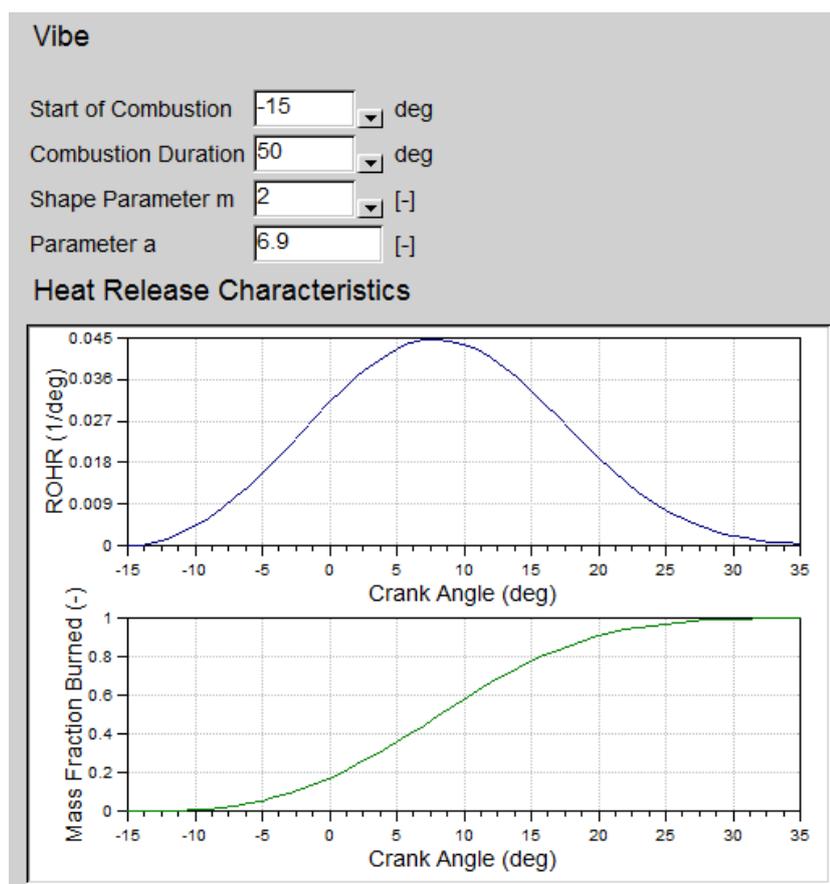


Figura 3.14.- Ley de Vibe.

4) *Transferencia de calor (Heat Transfer)*

La transferencia de calor a las paredes de la cámara de combustión, es decir, al pistón (*Piston*), a la culata (*Cylinder Head*) y a la camisa del cilindro (*Cylinder Liner*), se calcula a partir de la expresión de la *Ecuación 3.6*. [12]

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Siendo: Q_{wi} flujo de calor de la pared (pistón, culata, camisa)
 A_i superficie (pistón, culata, camisa)
 α_w coeficiente de transferencia de calor
 T_c temperatura del gas en el cilindro
 T_{wi} temperatura de la pared (pistón, culata, camisa)

Así, atendiendo a la ecuación anterior, para la definición de la transferencia de calor, será necesario especificar las superficies (*Surface Area*) y las temperaturas de las paredes del pistón, de la culata y de la camisa (las temperaturas de las paredes se definen como la temperatura media en la superficie) (*Wall Temperature*). Además, se deberá elegir un modelo de transferencia de calor a través del que se obtendrá el coeficiente de transferencia de calor.

BOOST ofrece varios modelos de transferencia de calor, y para este modelo, se ha elegido el modelo de *Woschni 1978*, que proporciona el coeficiente de transferencia de calor utilizando la correlación mostrada en la *Ecuación 3.7*. [12]

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m \cdot C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,o}) \right]^{0,8} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Siendo: $C_1 = 2,28 + 0.308 \cdot c_u/c_m$
 $C_2 = 0,00324$ para motores de inyección directa
 $C_2 = 0,00622$ para motores de inyección indirecta
 D diámetro del cilindro
 c_m velocidad lineal media del pistón
 c_u componente tangencial de la velocidad
 V_D cilindrada unitaria
 p_c presión en el cilindro
 T_c temperatura en el cilindro
 $p_{c,o}$ presión en el cilindro a motor arrastrado

$p_{c,1}$	presión en el cilindro cuando se cierra la válvula de admisión
$T_{c,1}$	temperatura en el cilindro cuando se cierra la válvula de admisión
$V_{c,1}$	volumen en el cilindro cuando se cierra la válvula de admisión

En el modelo del motor en cuestión, se tendrá en cuenta la transferencia de calor producida a través del pistón y de la culata únicamente, ya que la transferencia de calor producida a través de la camisa del cilindro es nula debido a que se define para la posición del pistón en el punto muerto superior, y para los cilindros de este motor, la superficie de la camisa del cilindro para esta posición del pistón (*Surface Area (Piston at TDC)*), es cero.

Para especificar las superficies del pistón y de la culata, se pueden emplear las siguientes directrices [10]:

- Pistón: la superficie se aproxima a la superficie definida por el diámetro del cilindro.
- Culata: la superficie se aproxima a 1,1 veces la superficie definida por el diámetro del cilindro.

Es posible definir un factor de calibración (*Calibration Factor*) para cada superficie, que puede ser usado para aumentar o reducir la transferencia de calor. Se ha elegido utilizar un factor de calibración igual a la unidad.

El programa también permite tener en cuenta la transferencia de calor a través de las válvulas de admisión y de escape (*Ports*). A su vez, con el fin de considerar la influencia del movimiento de la carga dentro del cilindro en la transferencia de calor, el programa permite especificar la llamada relación de remolino (*Swirl Ratio*), definida como la velocidad angular de la carga en el cilindro entre la velocidad angular del motor. Sin embargo, se ha decidido no considerar ninguna de las dos opciones con motivo de la simplificación del modelo.

Finalmente, el programa requiere especificar si el motor en cuestión se trata de un motor de inyección directa (*DI*) o de inyección indirecta (*IDI*), siendo en este caso un motor de inyección directa.

La especificación completa de la transferencia de calor se muestra en la *Figura 3.15*.

Heat Transfer

Cylinder

Ports Zapf None

Piston

Surface Area mm²

Wall Temperature degC

Piston Calibration Factor [-]

Cylinder Head

Surface Area mm²

Wall Temp. degC

Head Calibration Factor [-]

Liner

Layer Discretization

Surface Area (Piston at TDC) mm²

Wall Temp. (Piston at TDC) degC

Wall Temp. (Piston at BDC) degC

Liner Calibration Factor [-]

Combustion System DI IDI

Incylinder Swirl Ratio nD/nM [-]

Figura 3.15.- Transferencia de calor en el cilindro.

5) Especificación de las válvulas de admisión y de escape (Valve Port Specifications)

En primer lugar, es necesario definir el modo en el que se controla la admisión y el escape de la mezcla fresca y de los productos de la combustión respectivamente en el cilindro a través de las tuberías conectadas a éste. En el modelo en cuestión, la admisión y el escape se controlan a través de una válvula (*Valve*).

A continuación, tanto para la válvula de admisión (*Intake Valve*) como para la válvula de escape (*Exhaust Valve*), se requiere especificar el diámetro interior de su asiento (*Inner Valve Seat Diameter*), así como su holgura (*Valve Clearance*). Además, el programa, para considerar las pérdidas de presión debidas a fenómenos de flujo multidimensionales, pide indicar un factor de escala de la sección de paso efectiva del flujo (*Scaling Factor for Effective Flow Area*), y los coeficientes de flujo (*Flow Coefficients*). El conjunto del factor de escala y los coeficientes de flujo, relaciona el área efectiva

(definida por el diámetro interior del asiento de la válvula) con el área de referencia (definida por el diámetro de la tubería conectada a la válvula en cuestión). Las expresiones de los parámetros anteriores se muestran en la Ecuación 3.8, en la Ecuación 3.9, en la Ecuación 3.10 y en la Ecuación 3.11. [10]

$$f_{sc} = n_v \cdot \frac{d_{vi}^2}{d_{pi}^2} \quad \text{Ecuación 3.8}$$

$$A_{eff} = n_v \cdot \frac{\pi \cdot d_{vi}^2}{4} \cdot \alpha \quad \text{Ecuación 3.9}$$

$$A_{ref} = \frac{\pi \cdot d_{pi}^2}{4} \quad \text{Ecuación 3.10}$$

$$\frac{A_{eff}}{A_{ref}} = \frac{n_v \cdot \frac{\pi \cdot d_{vi}^2}{4} \cdot \alpha}{\frac{\pi \cdot d_{pi}^2}{4}} = n_v \cdot \frac{d_{vi}^2}{d_{pi}^2} \cdot \alpha \rightarrow \frac{A_{eff}}{A_{ref}} = f_{sc} \cdot \alpha \quad \text{Ecuación 3.11}$$

Siendo:

- f_{sc} factor de escala
- n_v número de válvulas (de admisión o de escape) existentes en el cilindro
- d_{vi} diámetro interior del asiento de la válvula
- d_{pi} diámetro de la tubería conectada a la válvula
- A_{eff} área efectiva
- A_{ref} área de referencia
- α coeficiente de flujo

Así, la especificación completa de la válvula de admisión se muestra en la Figura 3.16, mientras que la de la válvula de escape se muestra en la Figura 3.17.

Valve Port Specification

Intake pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter mm

Valve Clearance mm

Scaling Factor for Eff. Flow Area [-]

Figura 3.16.- Especificación de la válvula de admisión.

Valve Port Specification	
Exhaust pipe	
Inner Valve Seat (= Reference) Diameter	<input type="text" value="36"/> mm
Valve Clearance	<input type="text" value="0"/> mm
Scaling Factor for Eff. Flow Area	<input type="text" value="1.03"/> [-]

Figura 3.17.- Especificación de la válvula de escape.

Una vez completadas las especificaciones anteriores, falta definir los coeficientes de flujo. Para su definición, es necesario especificar el valor de los coeficientes de flujo en función del levantamiento de la válvula. Sin embargo, el programa ofrece la posibilidad de elegir definir los coeficientes de flujo en función del levantamiento de válvula efectivo (*Effective Valve Lift*), que se trata del propio levantamiento, o en función del levantamiento de válvula normalizado (*Normalized Valve Lift*), definido como el levantamiento dividido entre el diámetro del asiento de la válvula. Se ha elegido utilizar el levantamiento normalizado, y en la *Figura 3.18* se muestra el valor de los coeficientes de flujo en función de éste.

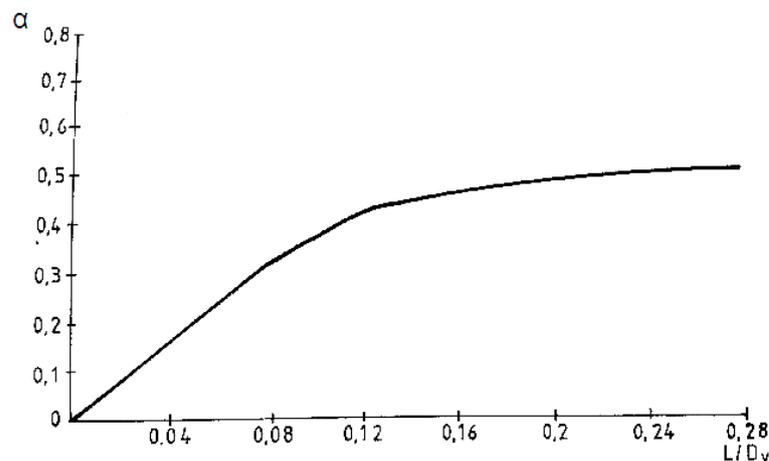


Figura 3.18.- Coeficientes de flujo de una válvula. [13]

Fijándose en la figura anterior, se observa que el coeficiente de flujo aumenta bruscamente para bajos levantamientos, tendiendo a estabilizarse para valores del levantamiento normalizado por encima de un cierto valor. Así, el levantamiento normalizado máximo suele estar entre 0,25 y 0,3, ya que al aumentar el levantamiento apenas influiría sobre el coeficiente de flujo y aumentarían las sollicitaciones mecánicas del sistema de distribución. [13]

La definición de los coeficientes de flujo en el programa se muestra en la *Figura 3.19*.

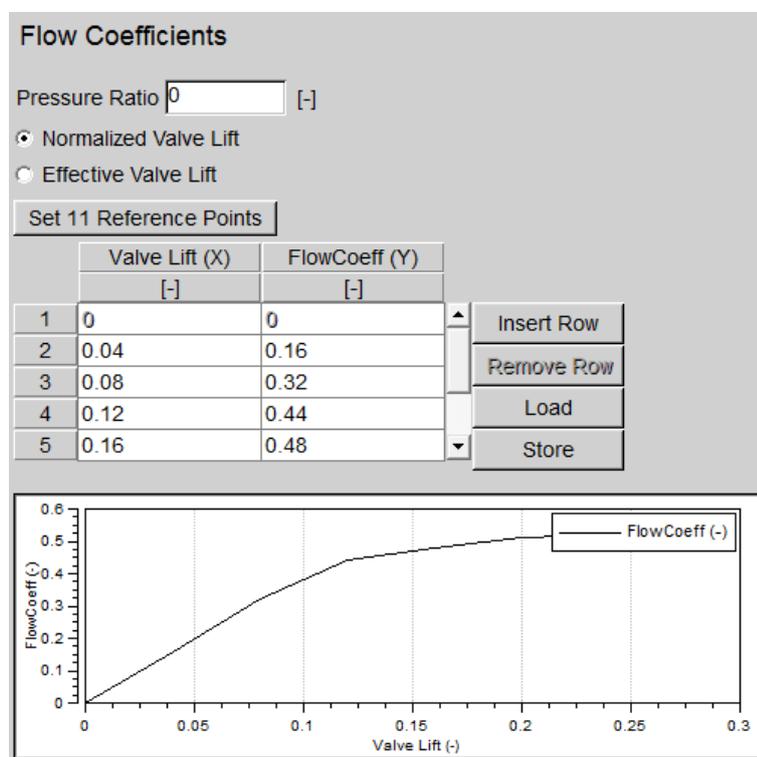


Figura 3.19.- Definición de los coeficientes de flujo de las válvulas.

Finalmente, se requiere definir el levantamiento de las válvulas. Este levantamiento que se introducirá será el medido experimentalmente y mostrado en la *Figura 2.9* del apartado 2.2.2. BOOST permite cargar automáticamente un archivo *.dat* en el que esté definido el levantamiento en función del ángulo del cigüeñal. Una vez cargado este archivo, el programa define por sí mismo los parámetros necesarios, siendo estos parámetros el ángulo de apertura de la válvula en cuestión (*Valve Opening*), y la longitud de la biela (*Cam Length*). En la *Figura 3.20* se muestra la definición del levantamiento de la válvula de admisión, y en la *Figura 3.21* la definición del levantamiento de la válvula de escape.

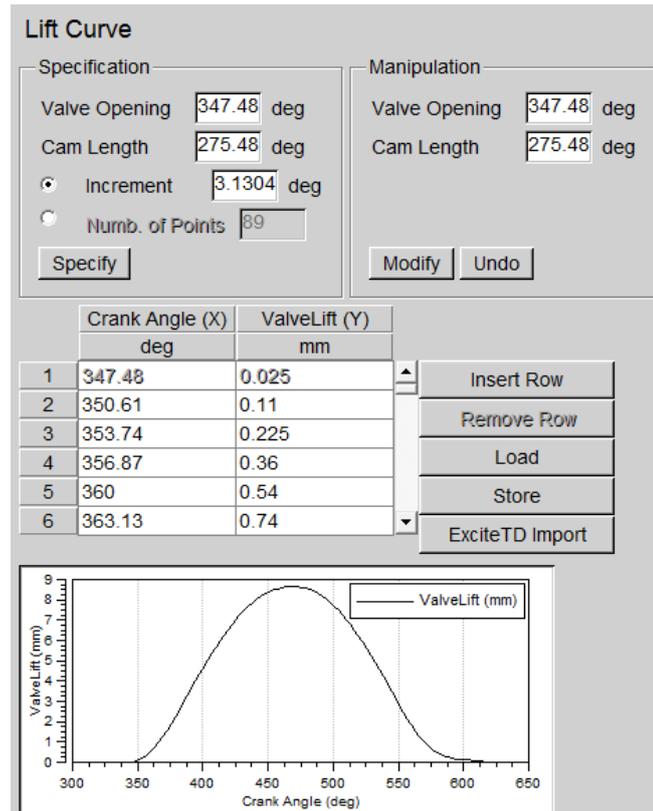


Figura 3.20.- Levantamiento válvula de admisión.

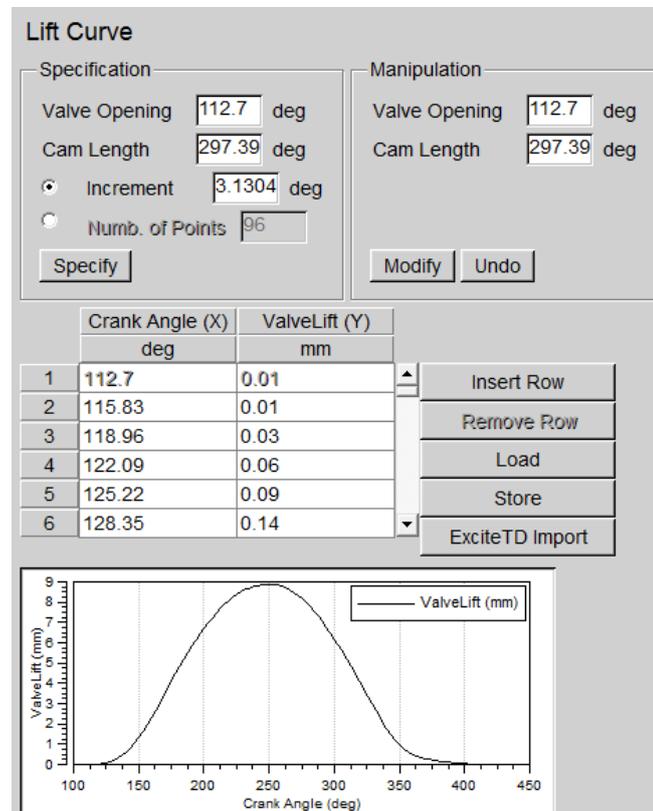


Figura 3.21.- Levantamiento válvula de escape.

3.2.5 Límites del sistema (*System Boundaries*)

Los límites del sistema relacionan el modelo de cálculo creado con ambientes definidos por el usuario. Las condiciones ambientales (presión, temperatura, relación aire-combustible, vapores de combustible, y productos de combustión) tienen que ser definidos para estos ambientes. En nuestro modelo se han empleado tres límites del sistema (*SB*):

- *SB1*: define el ambiente del que proviene el combustible en su entrada al sistema de admisión.
- *SB2*: define el ambiente del que proviene el aire en su entrada al sistema de admisión.
- *SB3*: define el ambiente al que se descargan los productos de la combustión a través del sistema de escape.

1) *General (General)*

Los tipos de límites de sistema definidos han sido en los tres casos el *estándar (Standard)*, ya que no se precisa de la definición de ninguna característica especial. Además se ha escogido emplear la opción de *Corrección Final (End Correction)*, que incluye una corrección acústica final con el fin de tener en cuenta los efectos multidimensionales.

2) *Condiciones de contorno (Boundary Conditions)*

En este apartado es donde se deben definir las condiciones del ambiente con el que conecta el límite del sistema en cuestión. Se ha optado por establecer las *Condiciones de Contorno Locales (Local Boundary Conditions)*.

El programa ofrece la posibilidad de cargar automáticamente estas condiciones si éstas han sido definidas previamente en el cuadro de inicialización (*Figura 3.5*) en los *Datos generales de entrada (apartado 3.3.2)*. En este caso coinciden los conjuntos de condiciones definidos en la *Inicialización* con los que se corresponden con los ambientes a definir, por lo que se utilizarán el *Set 1* en el *SB2* (entrada de aire), el *Set 2* en el *SB1* (entrada de combustible) y el *Set 1* en el *SB3* (salida de productos de combustión). Para este último, se considera que el conducto al que salen los productos de combustión se encuentra a unas condiciones de presión y temperatura iguales a las del ambiente, y es por ello que se utiliza el *Set 1*. Como ejemplo, se muestra en la *Figura 3.22* la definición de las condiciones de contorno del *SB1*.

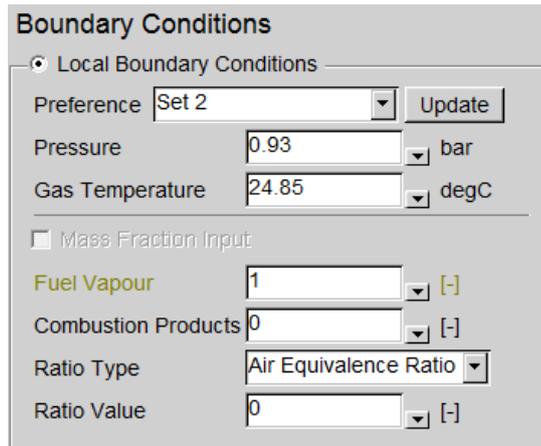


Figura 3.22.- Definición de las condiciones de contorno del límite del sistema.

3) Coeficientes de flujo (Flow Coefficients)

Los coeficientes de flujo para un flujo de entrada desde el ambiente a una tubería dependen principalmente de la protuberancia del extremo de la tubería a través de la pared en la que está instalada y de las características de la boca de la tubería, siendo su valor habitualmente poco menor que la unidad. Mientras que, para un flujo de salida desde una tubería al ambiente, se aproxima en la mayoría de los casos a la unidad.

Para el modelo en cuestión, se ha empleado la unidad como coeficientes de flujo para el SB2 y el SB3. Sin embargo, para el SB1 no se ha empleado la unidad ya que en este caso existe una caída de presión entre la presión del ambiente (0,93 bar) y la presión a la entrada de la tubería (tubería 1) de 0,3 bar según datos experimentales. Para alcanzar esta caída de presión, se han ajustado los coeficientes de flujo a 0,15, consiguiendo este valor mediante varios ensayos de prueba y error. La no existencia de esta caída de presión podría acarrear problemas de reflujos en la rama del modelo en cuestión. En la *Tabla 3.2* se recogen todos los valores de los coeficientes de flujo definidos.

	Coeficiente de flujo	
	Flujo de entrada	Flujo de salida
SB1	0,15	0,15
SB2	1	1
SB3	1	1

Tabla 3.2.- Coeficientes de flujo de los límites del sistema.

3.2.6 Válvulas de mariposa (*Throttle*)

Este elemento permite regular el flujo que circula a través de él, ya que permite considerar una pérdida de presión en el lugar donde este elemento se sitúa dentro del sistema de tuberías. Esta pérdida de presión es causada por una restricción geométrica de la sección transversal de la tubería.

1) *General* (*General*)

Es necesario definir el diámetro de la válvula de mariposa (*Reference Diameter*), así como el ángulo de apertura o cierre que se fija para ésta (*Throttle Angle*), correspondiendo el valor de 0° para la posición de la válvula cerrada, y el valor de 90° para la posición de la válvula completamente abierta. En la *Figura 3.23* se muestra la definición de ambos parámetros para las dos válvulas de mariposa existentes en nuestro modelo.

General	
Reference Diameter	<input type="text" value="50"/> mm
Throttle Angle	<input type="text" value="90"/> deg

General	
Reference Diameter	<input type="text" value="40"/> mm
Throttle Angle	<input type="text" value="45"/> deg

Figura 3.23.- Definición de las válvulas de mariposa: a) *TH1*. b) *TH2*.

2) *Coefficientes de flujo* (*Flow Coefficients*)

Los coeficientes de flujo, de los que depende la magnitud de la pérdida de presión, se deben especificar como una función del ángulo de apertura o cierre de la válvula, para ambas posibles direcciones del flujo. Se han definido los mismos coeficientes de flujo para *TH1* y *TH2*, siendo éstos los mostrados en la *Figura 3.24*.

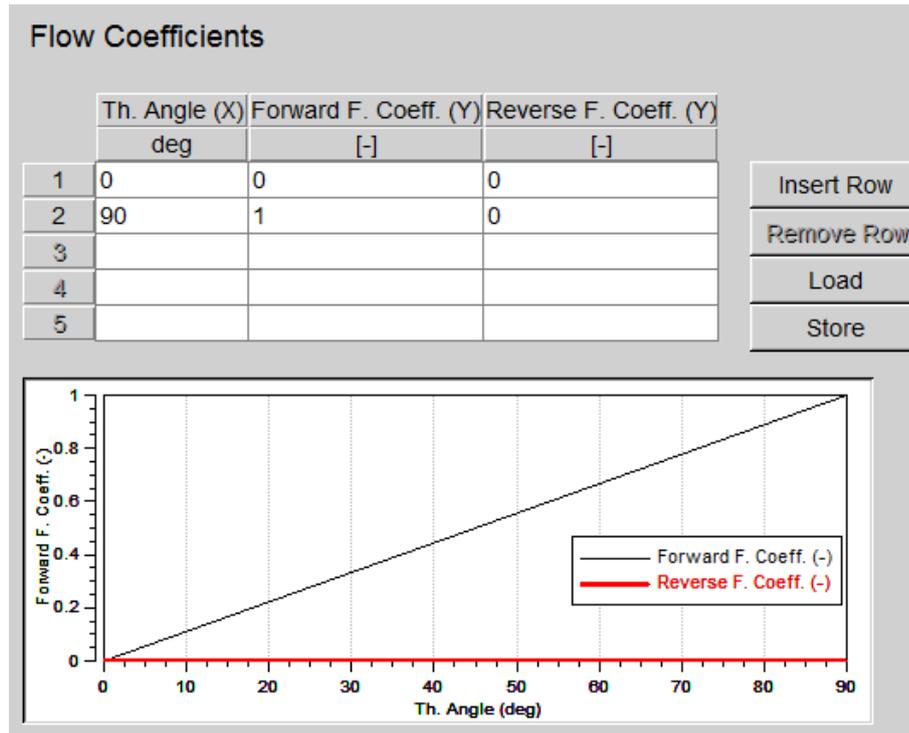


Figura 3.24.-Coeficientes de flujo de las válvulas de mariposa TH1 y TH2.

Como se observa en la imagen anterior, la función de los coeficientes de flujo en el sentido de avance (*Forward Flow Coefficients*) se ha definido como una función lineal entre 0 y 1, correspondientes a la posición de la mariposa cerrada (0°) y a la posición de la mariposa completamente abierta (90°) respectivamente. Sin embargo, la función de los coeficientes de flujo en el sentido de retroceso (*Reverse Flow Coefficients*) se ha definido como una función constante de valor nulo, cuya interpretación sería que no se permite el flujo en este sentido.

3.2.7 Filtro de aire (*Air Cleaner*)

Para el filtro de aire, BOOST crea automáticamente un modelo de cálculo más refinado de tipo volumen-tubería-volumen. Este modelo se muestra en la *Figura 3.25*. Esto permite modelar el comportamiento dinámico del gas del filtro de aire, así como la caída de presión sobre el mismo en función de las condiciones de flujo reales.



Figura 3.25.-Modelo de cálculo del filtro de aire. [10]

1) *General* (General)

Se requiere especificar el volumen total (*Total Air Cleaner Volume*) y la longitud del filtro de aire (*Length of Filter Element*), y los volúmenes de los colectores de entrada y de salida del filtro (*Inlet and Outlet Collector Volumes*). La definición de estos parámetros se observa en la *Figura 3.26*.

General	
Geometrical Properties	
Total Air Cleaner Volume	3.18 l
Inlet Collector Volume	1 l
Outlet Collector Volume	1.67 l
Length of Filter Element	240 mm

Figura 3.26.- Definición de los parámetros del filtro de aire.

El programa calcula el diámetro de la tubería del modelo empleado para el cálculo del filtro de aire a partir de los datos anteriores, ya que el volumen de la tubería en cuestión es la diferencia entre el volumen total del filtro y los volúmenes de los colectores de entrada y salida, y con este volumen de la tubería y la longitud de la misma (tomada como si fuera la longitud del filtro), se obtiene el diámetro buscado.

2) *Fricción* (Friction)

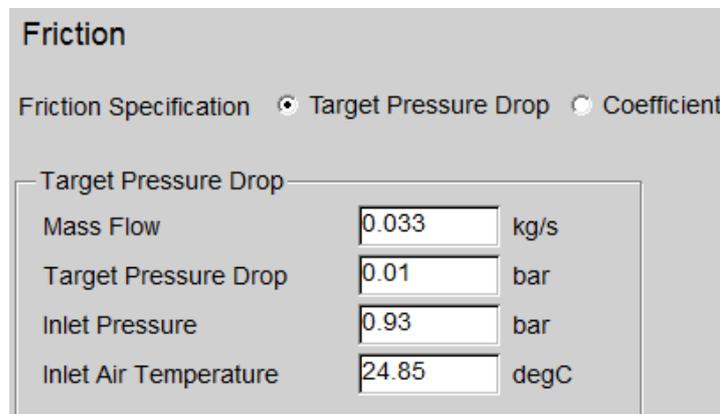
El programa ofrece dos opciones para calcular la caída de presión que tiene lugar en el filtro de aire debido a la fricción:

- *Caída de Presión Objetivo* (*Target Pressure Drop*): la caída de presión del filtro de aire se especifica por medio de un flujo másico de referencia (*Mass Flow*), de la caída de presión objetivo (*Target Pressure Drop*) (definida como la diferencia de presión estática entre la entrada y la salida de la tubería) para

el flujo másico de referencia y las condiciones del aire de entrada (temperatura y presión) (*Inlet Pressure and Inlet Air Temperature*). Basándose en esta información, las pérdidas debidas a la fricción con la pared es ajustada por el programa.

- *Coefficiente (Coefficient)*: la caída de presión del filtro de aire se calcula utilizando los valores especificados para los coeficientes de fricción para flujo laminar y flujo turbulento (*Laminar and Turbulent Friction Coefficients*) y el diámetro de la tubería calculado anteriormente.

La opción elegida ha sido *Caída de Presión Objetivo (Target Pressure Drop)*, y su definición se muestra en la *Figura 3.27*.



Friction		
Friction Specification	<input checked="" type="radio"/> Target Pressure Drop	<input type="radio"/> Coefficient
Target Pressure Drop		
Mass Flow	<input type="text" value="0.033"/>	kg/s
Target Pressure Drop	<input type="text" value="0.01"/>	bar
Inlet Pressure	<input type="text" value="0.93"/>	bar
Inlet Air Temperature	<input type="text" value="24.85"/>	degC

Figura 3.27.- Definición de la fricción en el filtro de aire.

3) *Coefficientes de flujo (Flow Coefficients)*

Se puede considerar una caída de presión debido a la existencia de una resistencia al flujo en la entrada y en la salida del filtro de aire a través de los coeficientes de flujo. Estos coeficientes se pueden especificar para las tuberías acopladas al filtro, tanto para el flujo que entra en el filtro de aire (*Inflow*), como para el flujo que sale de éste (*Outflow*). La diferencia de presión provocada se define como la diferencia entre la presión estática en la tubería y la presión en el colector de entrada del filtro de aire para el flujo entrante, y como la diferencia entre la presión en el colector de salida del filtro de aire y la presión estática en la tubería.

Para este caso, todos los coeficientes de flujo asociados con las tuberías 3 y 4 acopladas al filtro, se han definido como la unidad, tanto para el flujo entrante como para el saliente (*Figura 3.28*).

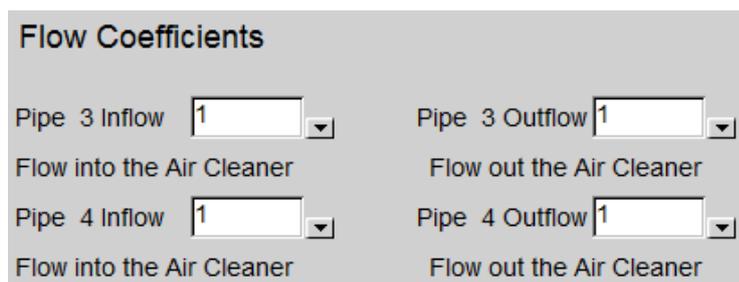


Figura 3.28.- Definición de los coeficientes de flujo del filtro de aire.

3.2.8 Uniones (*Junctions*)

Para el modelado de las uniones de varias tuberías, BOOST ofrece tres posibilidades, por lo que habrá que decidirse por una de ellas.

1) *General (General)*

Los tres modelos posibles para las uniones de tuberías se describen a continuación:

- *Modelo de Presión Constante (Constant Pressure Model)*: este modelo simula la unión como si fuera una cámara a la que están acopladas varias tuberías, pero el volumen de dicha cámara sería cero. La cantidad de movimiento del flujo se pierde en este tipo de unión. En este modelo se deben especificar los coeficientes de flujo para cada una de las tuberías que se unen en el elemento en cuestión, tanto para flujo entrante, como para saliente. Para el flujo entrante en la unión, la diferencia de presión se define como la presión estática en la tubería menos la presión en la unión, y para el flujo saliente de la unión como la presión en la unión menos la presión estática en la tubería.
- *Modelo de Presión Estática Constante (Constant Static Pressure Model)*: con este modelo de unión se cumple que en todas las secciones de las tuberías conectadas a la unión, la presión estática es la misma
- *Modelo Refinado (Refines Model)*: para esta opción se emplea un modelo de cálculo preciso basado en las ecuaciones para flujos en orificios. Este modelo requiere los coeficientes de flujo para cada tubería y en las dos direcciones de circulación posibles por ellas, lo que equivale a seis coeficientes de flujo para el caso de que se conectarán tres tuberías a la unión. Los valores reales de estos coeficientes dependen de la geometría

de la unión, es decir, la relación del área y el ángulo entre las tuberías conectadas. BOOST obtiene coeficientes de flujo adecuados para la unión considerando interpolando valores obtenidos de una base de datos (*RVALF.CAT*) que posee el programa. Esta base de datos contiene los coeficientes de flujo para una amplia gama de relaciones de área y ángulos. Los datos fueron obtenidos a partir de mediciones experimentales en un banco de ensayos.

Todas las uniones empleadas en el modelo creado (*J1, J2, J3, J4, J5, J6, J7 y J8*), se han definido utilizando el *Modelo de Presión Estática Constante (Constant Static Pressure Model)*, que no requiere la introducción ni la definición de ningún otro dato. Su selección se muestra en la *Figura 3.29*.



Figura 3.29.- Definición de las uniones.

3.2.9 Tuberías (*Pipes*)

El elemento tubería es uno de los elementos más importantes en el modelado de un motor, debido a que es el único elemento en el que se considera el tiempo de retardo causado por la propagación de las ondas de presión o del propio flujo.

Para la definición de una tubería, es necesario especificar sus dimensiones, sus coeficientes de fricción para el cálculo de las pérdidas de carga, el factor de transferencia de calor y la temperatura de las paredes en relación con el cálculo del flujo de calor generado, y los valores de inicialización.

1) *General (General)*

En este apartado se requiere definir en primer lugar los parámetros geométricos de la tubería en cuestión. Estos parámetros serán la longitud (*Length*), el diámetro (*Diameter*) o el diámetro hidráulico (*Hydraulic Diameter*) en caso de no ser de sección circular, y el radio de curvatura. En el *Anexo I* se

desarrolla el cálculo del diámetro hidráulico de aquellas secciones no circulares. Todos los parámetros anteriores se pueden definir como constantes, o como variables en función de la posición en la tubería por medio de una tabla.

Para el cálculo de las pérdidas de carga es necesario especificar los coeficientes de fricción, diferenciando dos:

- Coeficiente de fricción para flujo turbulento (*Turbulent Friction Coefficient*): depende de la rugosidad absoluta de la superficie de la tubería, del diámetro de la misma y del número de Reynolds del flujo. El programa permite especificar este coeficiente de dos formas: dando directamente su valor, o dando la rugosidad absoluta a través de la cual el propio programa calcula el coeficiente de fricción para flujo turbulento utilizando el Diagrama de Moody. Se empleará la segunda forma para la definición de este coeficiente.
- Coeficiente de fricción para flujo laminar (*Laminar Friction Coefficient*): el valor por defecto para este coeficiente es 64, correspondiendo al valor dado por Hagen-Poiseuille [14].

La transferencia de calor por convección se calcula a partir de la Ley de enfriamiento de Newton, expresada en la Ecuación 3.12. [15]

$$q = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Siendo: q densidad de flujo de calor [W/m²]
 h coeficiente de transferencia de calor [W/(m²·K)]
 T_s temperatura de la superficie [°C]
 T_∞ temperatura del fluido [°C]

Atendiendo a la expresión anterior, el programa requiere la temperatura de la superficie de la pared (*Wall Temperature*) (que ha sido fijada en 26,85 °C como valor inicial para todas las tuberías), y la del fluido que la obtiene de la simulación. Para conocer el coeficiente de película, se recurre a despejar éste de la expresión del número de Nusselt (Ecuación 3.13). [15]

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k_f} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Siendo: Nu número de Nusselt

L	longitud característica de la geometría del problema [m]
k_f	conductividad térmica del fluido [W/(m·K)]

El programa ofrece diferentes correlaciones a través de las que se puede calcular el *número de Nusselt* para el caso de convección forzada con un flujo interno en conductos. La correlación elegida es la de *Colburn*, cuya expresión es la mostrada en la *Ecuación 3.14*. [12]

$$Nu = 0,0243 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,8} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Siendo: Pr número de Prandtl
 Re número de Reynolds

Además, el programa permite especificar un factor de transferencia de calor (*Heat Transfer Factor*) que aumenta o reduce la transferencia de calor multiplicando al coeficiente de transferencia de calor calculado. El valor de este factor se ha fijado en la unidad.

2) *Inicialización (Initialization)*

En este apartado se deben definir las condiciones de inicio que se dan en el interior de la tubería en cuestión. El programa ofrece la posibilidad de cargar automáticamente estas condiciones si éstas han sido definidas previamente en el cuadro de inicialización (*Figura 3.5*) en los *Datos generales de entrada (apartado 3.3.2)*.

La definición completa de todas las tuberías que conforman el modelo, se muestra en la *Tabla 3.3*. Además, en la *Tabla 3.4* se muestran aquellas dimensiones que varían a lo largo de la tubería en cuestión.

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

Nº de tubería	Longitud (mm)	Diámetro (mm)	Radio de curvatura (mm)	Material	Rugosidad absoluta (mm)	Set de inicialización
1	400	50	-	Acero inoxidable	0,002	Set 2
2	100	50	-	Acero inoxidable	0,002	Set 2
3	550	40	-	Plástico	0,0015	Set 1
4	220	40	-	Acero inoxidable	0,002	Set 1
5	165	Tabla 3.4	-	Acero inoxidable	0,002	Set 1
6	475	50	-	Plástico	0,0015	Set 3
7	47	50	-	Fundición de aluminio	0,12	Set 3
8	70	50	-	Fundición de aluminio	0,12	Set 3
9	47	50	-	Fundición de aluminio	0,12	Set 3
10	380	Tabla 3.4	Tabla 3.4	Fundición de aluminio	0,12	Set 3
11	380	Tabla 3.4	Tabla 3.4	Fundición de aluminio	0,12	Set 3
12	380	Tabla 3.4	Tabla 3.4	Fundición de aluminio	0,12	Set 3
13	380	Tabla 3.4	Tabla 3.4	Fundición de aluminio	0,12	Set 3
14	385	35,48	202,13	Fundición de hierro	0,26	Set 4
15	109	35,43	-	Fundición de hierro	0,26	Set 4
16	109	35,43	-	Fundición de hierro	0,26	Set 4
17	250	35,48	202,13	Fundición de hierro	0,26	Set 4
18	70	40	-	Fundición de hierro	0,26	Set 4
19	143	Tabla 3.4	-	Fundición de hierro	0,26	Set 4
20	1825	Tabla 3.4	Tabla 3.4	Acero inoxidable	0,002	Set 4

Tabla 3.3.- Definición de las tuberías.

Nº de tubería	Diámetro		Radio de curvatura	
	Localización X (mm)	Diámetro Y (mm)	Localización X (mm)	Radio de curvatura Y (mm)
5	0	40		
	100	50		
	165	50		
10, 11, 12, 13	0	37	0	0
	246,4	37	0,01	101,86
	380	31,34	160	101,86
			160,01	55
			246,4	55
			246,41	100000
19	0	49,77		
	143	40		
20	0	63,64	0	0
	300	50	0.01	100000
	1825	50	300	100000
			300,01	82,76
			365	82,76
			365,01	100000
			1365	100000
			1365,01	101,86
			1525	101,86
			1525,01	100000
		1825	100000	

Tabla 3.4.- Definición de diámetros y radios de curvatura variables.

3.2.10 Puntos de medida (*Measuring Points*)

Los puntos de medida permiten al usuario conocer los datos del flujo y las condiciones del gas en un lugar determinado de una tubería. Se ha colocado un punto de medida en cada una de las tuberías del modelo (en total veinte puntos de medida).

1) *General (General)*

Es necesario especificar la ubicación del punto de medida, siendo ésta definida como su distancia al extremo de la tubería aguas arriba (*Location of Measuring Point from Upstream Pipe End*). Se puede seleccionar también el alcance de los datos de salida (*Output Extent*) que tendrá el punto de medida. Existen dos opciones:

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

- *Estándar (Standard)*: los datos disponibles para esta opción son la presión, la velocidad de flujo, la temperatura, el número de Mach y el flujo másico.
- *Extendido (Extended)*: para esta opción, además de los datos de la opción anterior, también están disponibles los siguientes datos: presión de estancamiento, temperatura de estancamiento, el flujo de entalpía, la concentración de combustible, la concentración de los productos de combustión, el flujo de combustible, el flujo de productos de combustión, y las ondas de presión y velocidad de avance y retroceso.

Para los datos que se precisan, nos será suficiente con elegir la salida *Estándar (Standard)* para todos los puntos de medida. En la *Tabla 3.5* se muestra la ubicación de cada punto de medida dentro de la tubería correspondiente en la que se encuentra colocado.

Punto de medida	Tubería sobre la que se ha colocado	Longitud de la tubería (mm)	Distancia al extremo de la tubería aguas arriba (mm)
1	1	400	0
2	2	100	100
3	3	550	550
4	4	220	0
5	5	165	165
6	6	475	0
7	7	47	47
8	8	70	70
9	9	47	47
10	10	380	380
11	11	380	380
12	12	380	380
13	13	380	380
14	14	385	0
15	15	109	0
16	16	109	0
17	17	250	0
18	18	70	0
19	19	143	0
20	20	1825	1825

Tabla 3.5.- Localización de los puntos de medida.

3.3 Sistema de control

Con el objetivo de controlar el dosado de la mezcla con la que se trabaja, se ha decidido implementar al modelo del motor real, un sistema de control, que mediante la apertura y cierre de la válvula de mariposa que regula el paso de aire, mantendrá el dosado en un valor determinado fijado por el usuario. Este valor será el que corresponde al dosado estequiométrico del combustible empleado.

El dosado estequiométrico es la relación entre la cantidad de aire y la cantidad de combustible presentes en la mezcla, necesaria para que se produzca la combustión completa, de manera que no falte ni sobre combustible. Este parámetro influye directamente en la calidad de la combustión, y también afecta a las emisiones de la reacción, ya que si no se dispone de la cantidad de aire suficiente, la combustión será incompleta, o por el contrario, si la cantidad de aire es excesiva, puede no tener lugar la combustión. [5]

En la actualidad las restricciones impuestas a las emisiones contaminantes obligan a utilizar catalizadores de los gases de escape para obtener el nivel de emisiones reglamentado. La ventaja que supone trabajar con un valor constante del dosado estequiométrico estriba principalmente en que la eficiencia de la conversión en el catalizador es máxima cuando el dosado utilizado coincide con el dosado estequiométrico, tal y como se muestra en la *Figura 3.30*, teniendo en cuenta que el dosado relativo (F_r) es la relación entre el dosado y el dosado estequiométrico. [6]

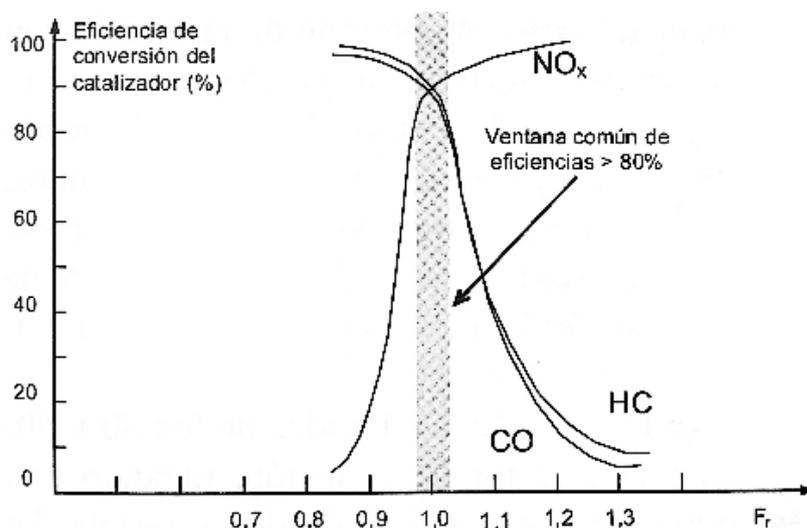


Figura 3.30.- Eficiencia de la conversión de contaminantes del catalizador. [6]

Los elementos que se han requerido para el modelado del sistema de control en cuestión, se muestran en la *Tabla 3.6* junto con la abreviatura y el símbolo con los que se les caracteriza en el programa:

Elemento	Número	Abreviatura	Símbolo
Intérprete de fórmulas	1	FI	
Controlador PID	1	PID	
Monitor	1	MNT	

Tabla 3.6.- Elementos integrantes del sistema de control.

3.3.1 Intérprete de fórmulas (*Formula Interpreter*)

Este elemento permite especificar una función que devuelve un valor deseado de salida (*Output*) en función de otras variables de entrada (*Input*).

Las variables de entrada pueden ser valores constantes y/o las variables recogidas por los sensores. Mientras que, por el contrario el valor de salida, es transmitido a los actuadores.

Es necesario que el intérprete de fórmulas esté conectado con los sensores y actuadores correspondientes. Para ello, activando el comando , se conectan los elementos requeridos, haciendo clic sobre los puntos interactivos que aparecen en los elementos en cuestión.

Para el problema presentado, este elemento va a permitir calcular la relación aire-combustible, siendo ésta el valor inverso del dosado de la mezcla en el punto donde se juntan el combustible y el aire (*J1*). De esta forma, las variables de entrada serán los flujos másicos medios (*Mean Mass Flow*) de aire y de combustible: m_{aire} y m_{fuel} respectivamente. Estos parámetros se obtendrán a través de los puntos de medida colocados al final de la tubería 2 por la que circula el combustible (*Measuring Point 2*) y al final de la tubería 5 por la que circula el aire (*Measuring Point 5*). La definición de estas variables de entrada se muestra en la *Figura 3.31*.

Sensor Channels			
	Variable	Element	Sensor Channel
1	m_aire	Measuring Point 5	Mean Mass Flow
2	m_fuel	Measuring Point 2	Mean Mass Flow
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Figura 3.31.- Definición de las variables de entrada.

La función declarada devolverá el parámetro que se corresponde a la relación aire-combustible, dándole el nombre A_F . Esta función se muestra en la *Figura 3.32*.

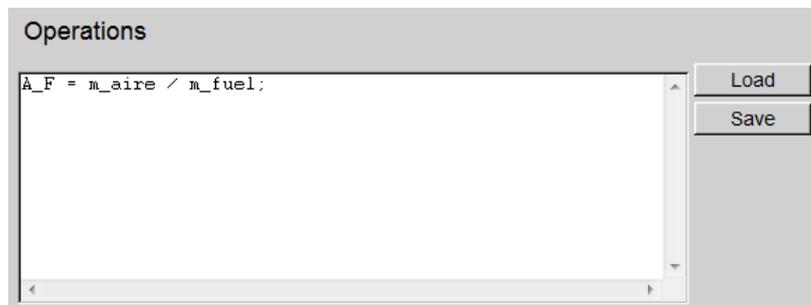


Figura 3.32.- Definición de la función.

El actuador que reciba el valor de salida A_F será el controlador del PID (*Figura 3.33*).

Actuator Channels		
	Variable	Element
1	A_F	PID Controller 1
2		
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		

Figura 3.33.- Definición de la variable de salida.

3.3.2 Controlador PID (*PID Controller*)

Este elemento es un tipo de controlador por realimentación. El controlador calcula el error entre el valor de la variable que se desea controlar, obtenido a través de un sensor, y el valor deseado de esta variable, llamado valor guía. En función de este error, el controlador emitirá una señal al actuador para que éste actúe de la forma adecuada para modificar la variable controlada, de manera que se disminuya o elimine el error.

La ley de control del PID se basa en tres parámetros:

- Proporcional (*Proportional*): responsable de la estabilidad del proceso.
- Integral (*Integral*): responsable de la disminución del error a cero.
- Derivativo o diferencial (*Differential*): responsable de la rapidez de respuesta del sistema.

En el problema en cuestión, la variable que se desea controlar será el dosado de la mezcla, siendo el valor guía el valor inverso del dosado estequiométrico (BOOST trabaja con éste parámetro). Además, el actuador modificará el ángulo de apertura de la válvula de mariposa que regula el paso de aire para conseguir el valor guía en cuestión.

1) *General* (*General*)

En este apartado se requiere especificar los valores de los tres parámetros. La selección de éstos, para obtener una respuesta adecuada, se ha realizado mediante un método de prueba y error.

El programa permite definir un margen de error (*Offset*) para asumir como correcto el valor recogido por el sensor con respecto al valor guía definido. Sin embargo, en el modelo se definirá un margen de error nulo.

Por último, es necesario especificar el intervalo de tiempo tras el cual se aplicarán las medidas de control (*Interaction Step*). Se ha elegido que este intervalo de tiempo sea de un ciclo completo (*Cyclic*).

En la *Figura 3.34* se muestra la definición de este apartado.

The image shows a software interface for configuring a PID controller. The window is titled 'General'. Under the 'Gain' section, there are three input fields: 'Proportional' with the value '1', 'Integral' with the value '200', and 'Differential' with the value '0'. Each of these fields has a small box to its right containing the symbol '[-]'. Below the gain fields is an 'Offset' field with the value '0'. At the bottom, there is an 'Interaction Step' dropdown menu currently showing 'Cyclic'.

Figura 3.34.- Definición de los parámetros del controlador PID.

2) Canales (*Channels*)

Es necesario definir los canales de conexión del controlador PID con:

- el sensor (*Sensor Channel Connection of PID Controller*): como sensor actúa el intérprete de fórmulas (*Formula Interpreter*), que emite el valor de la relación aire-combustible real en el punto en cuestión.
- el valor guía (*Guiding Value Channel Connection of PID Controller*): éste será el inverso del dosado estequiométrico del combustible empleado (relación aire-combustible estequiométrica).
- el actuador (*Actuator Channel Connection of PID Controller*): la labor de actuador la desempeñará la propia válvula de mariposa de la rama de aire (*Throttle 2*), que modificará su apertura. Es necesario definir el valor inicial (*Initial Value*), el mínimo (*Minimum Value*) y el máximo (*Maximum Value*) de la variable sobre la que se actúa, siendo en este caso el ángulo de apertura de la válvula (*Throttle Angle*).

Estos canales definidos se muestran en la *Figura 3.35*.

Sensor Channel Connection of PID Controller

	Element	Sensor Channel
1	Formula Interpr. 1	Output No. 1

Integral Minimum Value [-]
 Integral Maximum Value [-]

Guiding Value Channel Connection of PID Controller

	Type	Value	Element	Guide Value Channel
1	External Value	1.372		

Actuator Channel Connection of PID Controller

	Element	Actuator Channel
1	Throttle 2	Throttle Angle

Initial Value deg
 Minimum Value deg
 Maximum Value deg

Figura 3.35.- Definición de los canales del controlador PID.

3.3.3 Monitor (*Monitor*)

El elemento monitor se utiliza para generar resultados transitorios (siendo éstos el desarrollo de la solución sobre todos los ciclos del motor calculados) en la carpeta de resultados, que el programa no ofrece por defecto.

En el modelo en cuestión, el monitor se empleará para visualizar el valor de salida calculado en el intérprete de fórmulas (*FI_output*), la señal de control generada en el controlador PID y emitida al actuador (*PID_output*), y el error calculado en el controlador PID (*PID_error*). Para ellos, es necesario especificar los canales correspondientes de dichas variables, tal y como se muestra en la *Figura 3.36*.

Sensor Channels

	Variable	Element	Sensor Channel
1	FI_output	Formula Interpr. 1	Output No. 1
2	PID_output	PID Controller 1	Output
3	PID_error	PID Controller 1	Error
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Figura 3.36.- Definición de los canales del monitor.

3.4 Modelo final

El modelo final con el que se trabajará a partir de este apartado consiste en la adición del sistema de control descrito en el apartado anterior al modelo mostrado en la *Figura 3.2* del apartado 3.2.1. El resultado es el modelo mostrado en la *Figura 3.37*.

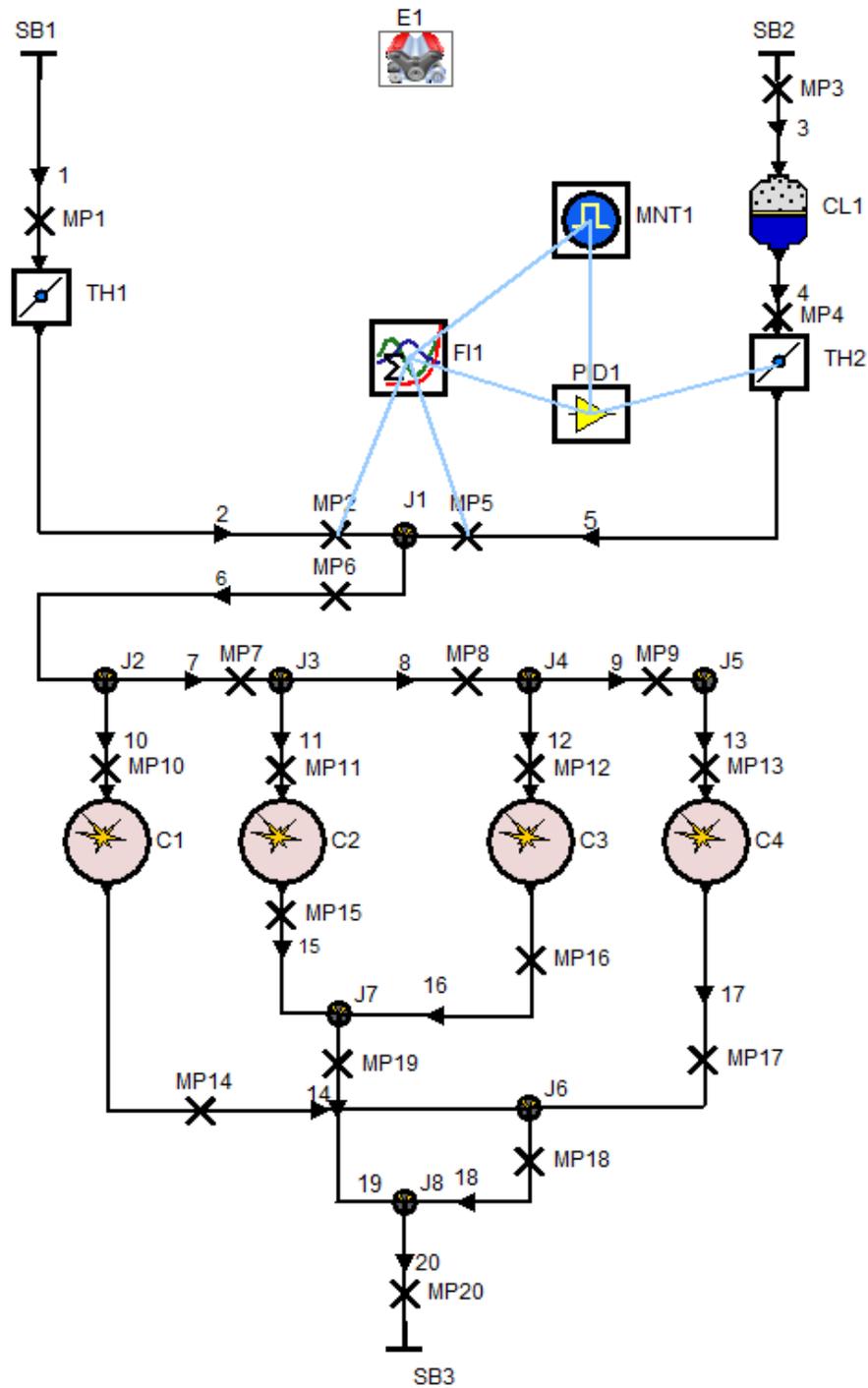


Figura 3.37.- Modelo final.

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

4 Resultados de la simulación

Tras finalizar el modelo del motor Toyota 4Y, y una vez ejecutada su simulación, BOOST arroja los resultados a través de sus herramientas de post-procesamiento. Estos resultados se pueden analizar de diversas formas:

- Resumen (*Summary*): se realiza un análisis de los resultados globales obtenidos a modo de resumen.
- Resultados en función de los ciclos (*Transients*): se realiza un análisis de los resultados obtenidos en cada uno de los ciclos calculados.
- Resultados en función del ángulo del cigüeñal (*Traces*): se realiza un análisis de los resultados obtenidos durante el último ciclo calculado, es decir, en los 720° que dura un ciclo en un motor de cuatro tiempos.

A continuación se recogerán los resultados que se van a estudiar, diferenciando entre aquellos que definen las prestaciones del motor (parámetros característicos), y entre aquellos que son propios del punto de funcionamiento del motor.

Finalmente, se realizará la validación del modelo, empleando para ello el valor de la potencia experimental obtenida del motor real.

4.1 Parámetros característicos

En general, los parámetros básicos que definen las prestaciones de los motores se pueden clasificar en parámetros indicados y efectivos. Los parámetros indicados hacen referencia a lo que sucede en el cilindro, y los efectivos están relacionados con lo que sucede en el eje del motor. Las diferencias entre ambos son las pérdidas mecánicas. [6]

De los parámetros obtenidos como resultado de la simulación, únicamente se estudiarán algunos de ellos. A continuación se definirán cada uno de los parámetros de estudio.

4.1.1 Presión media efectiva (pme)

La presión media efectiva es aquella presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo efectivo (W_e), siendo éste el trabajo disponible en el eje motor.

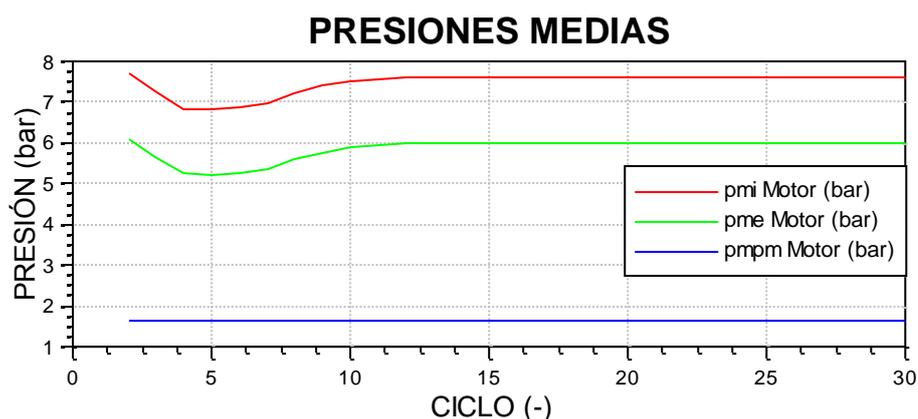
Este trabajo será menor que el trabajo indicado (trabajo generado por los gases sobre el pistón durante el proceso de combustión y expansión), ya que a éste es necesario detraer el trabajo de bombeo, el trabajo consumido por el rozamiento de las piezas en movimiento del motor, y el trabajo empleado en el accionamiento de dispositivos auxiliares. [6]

Análogamente a la presión media efectiva, se podría definir la presión media indicada (pmi) como aquella presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo indicado.

La presión media de pérdidas mecánicas (pmpm) engloba las pérdidas debidas al bombeo, a la fricción y al accionamiento de auxiliares como se ha dicho anteriormente. La diferencia entre la pmi y la pmpm se corresponde con la pme. Esto se refleja en la *Ecuación 4.1*.

$$pme = pmi - pmpm \quad \text{Ecuación 4.1}$$

En la *Gráfica 4.1* se muestra la evolución de los tres parámetros a lo largo de los 30 ciclos calculados.



Gráfica 4.1.- Presiones medias en el motor.

Como se observa, en los ciclos iniciales los valores son fluctuantes, tendiendo éstos a estabilizarse en los ciclos finales. Los valores finales se muestran en la *Tabla 4.1*.

pme (bar)	pmi (bar)	pmpm (bar)
5,9981	7,6277	1,6296

Tabla 4.1.- Presiones medias.

4.1.2 Potencia efectiva (Ne)

La potencia efectiva se define como el trabajo efectivo (We) por unidad de tiempo, obtenido en el eje del cigüeñal. Esta definición se corresponde con la Ecuación 4.2.

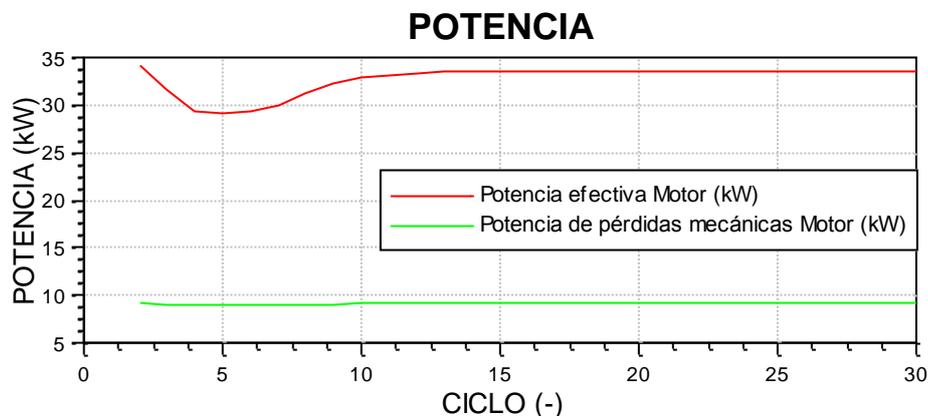
$$N_e = \frac{W_e}{1/n \cdot i} \quad \text{Ecuación 4.2}$$

- Siendo:
- n régimen de giro del motor en rps
 - i número de ciclos por revolución (1/2 para un motor de 4T)

La potencia efectiva también puede expresarse en función de la indicada (Ni) y de las pérdidas mecánicas (Npm), tal y como se muestra en la Ecuación 4.3.

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

El desarrollo de la potencia efectiva y de la potencia de pérdidas mecánicas a lo largo de los ciclos calculados se muestra en la Gráfica 4.2.



Gráfica 4.2.- Potencia efectiva y de pérdidas mecánicas en el motor.

Los valores obtenidos en el ciclo final de los tres tipos de potencia, se muestran en la *Tabla 4.2*.

N_e (kW)	N_i (kW)	N_{pm} (kW)
33,55	42,66	9,11

Tabla 4.2.- Potencias.

Es conveniente señalar que la potencia de pérdidas mecánicas se puede desglosar en las potencias de pérdidas ocasionadas en los diferentes elementos del motor, siendo éstos: el cigüeñal, el pistón, el sistema de accionamiento de las válvulas, y los dispositivos auxiliares. Los valores de cada una se muestran en la *Tabla 4.3*.

N_{pm} cigüeñal (kW)	N_{pm} pistón (kW)	N_{pm} válvulas (kW)	N_{pm} auxiliares (kW)
0,269168	2,98302	4,78441	1,0783

Tabla 4.3.- Desglose de la potencia de pérdidas mecánicas.

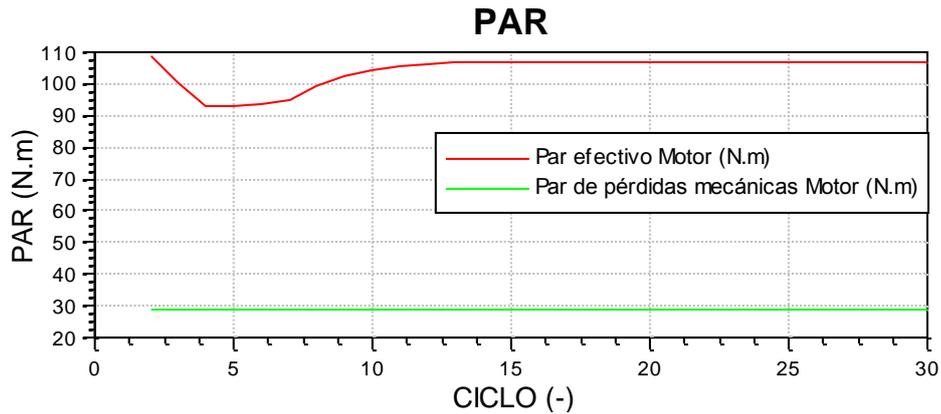
4.1.3 Par efectivo (M_e)

El par efectivo es el par mecánico que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior.

Al igual que en los parámetros anteriores, el par efectivo también puede expresarse en función del indicado (M_i) y del de pérdidas mecánicas (M_{pm}), tal y como se muestra en la *Ecuación 4.4*

$$M_e = M_i - M_{pm} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

En la *Gráfica 4.3* se observan los valores del par efectivo y del par de pérdidas mecánicas para los ciclos calculados.



Gráfica 4.3.- Par efectivo y de pérdidas mecánicas en el motor.

En la *Tabla 4.4* se muestran los valores resultantes para el par efectivo, el indicado, y el de pérdidas mecánicas.

M_e (Nm)	M_i (Nm)	M_{pm} (Nm)
106,79	135,8	29,01

Tabla 4.4.- Par.

Antes de proseguir con la definición de otros parámetros, atendiendo a los ya citados, se observa en sus gráficas que la presión media efectiva, la potencia efectiva y el par efectivo, presentan la misma forma. Esto se debe a que estos tres parámetros están relacionados entre sí, tal y como se va a demostrar en las *Ecuaciones 4.5, 4.6 y 4.7*.

$$pme = \frac{W_e}{V_T} \tag{Ecuación 4.5}$$

$$N_e = \frac{W_e}{1/n \cdot i} \rightarrow N_e = pme \cdot V_T \cdot n \cdot i \tag{Ecuación 4.6}$$

$$M_e = \frac{N_e}{2\pi n} \rightarrow M_e = \frac{1}{2\pi} \cdot pme \cdot V_T \cdot i \tag{Ecuación 4.7}$$

Siendo: V_T cilindrada del motor

4.1.4 Consumo específico indicado (gr)

El consumo específico indicado se define como el consumo horario de combustible en relación a la potencia indicada producida y tiene por expresión la *Ecuación 4.8*. [6]

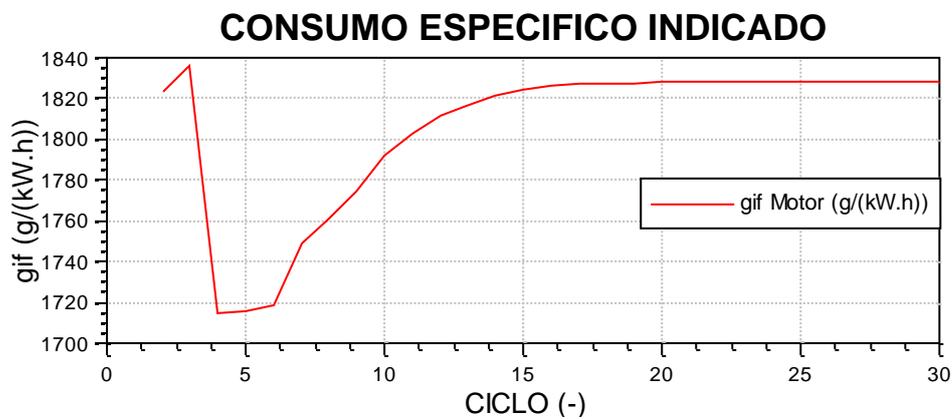
Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

$$g_{if} = \frac{\dot{m}_f}{N_i} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Siendo: \dot{m}_f gasto másico de combustible

Las unidades usadas habitualmente son g/kWh, pues expresa directamente los gramos consumidos para dar una potencia determinada en kW durante una hora.

En la *Gráfica 4.4* se observa la evolución de este parámetro durante los ciclos.



Gráfica 4.4.- Consumo específico indicado.

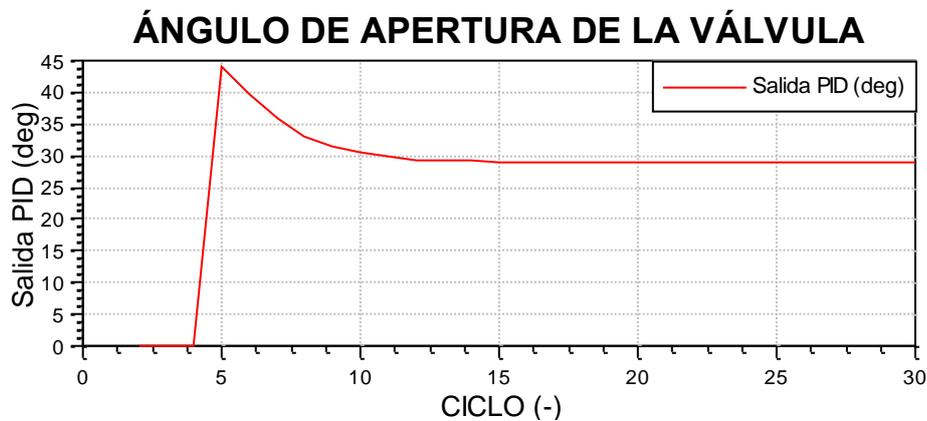
El valor exacto del consumo específico en el último ciclo simulado es 1827,97 g/kWh una vez que se ha estabilizado.

4.2 Resultados en el punto de funcionamiento del motor

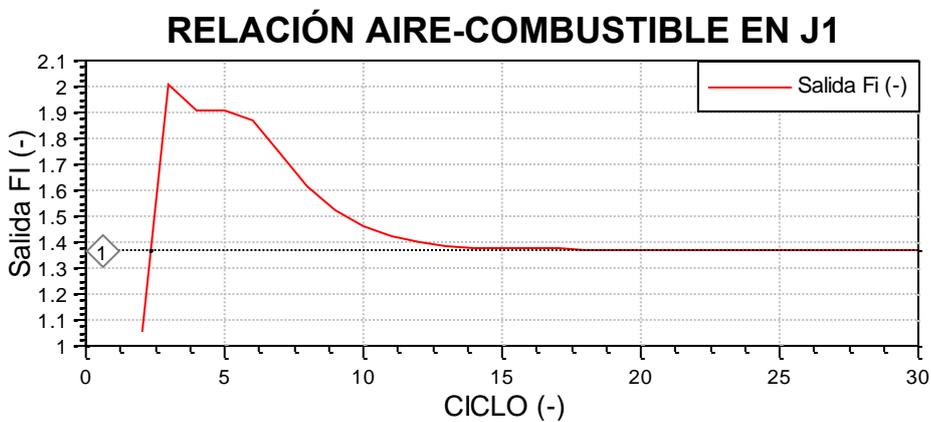
En este apartado se van a analizar otros resultados, también importantes, obtenidos de la simulación del modelo. Estos serán: la actuación del sistema de control, las presiones y temperaturas que se dan en cada uno de los cilindros, y las condiciones en el interior de los cilindros en la apertura del escape.

4.2.1 Actuación del sistema de control

Como ya se explicó en el apartado 3.3, el objetivo del sistema de control es mantener el valor del dosado de la mezcla en el estequiométrico. Para ello, el controlador PID calculaba el grado de apertura que debía tener la válvula de mariposa que regula el paso de aire (Gráfica 4.5), a partir del valor obtenido en el intérprete de fórmulas (Gráfica 4.6). Ciclo a ciclo, el grado de apertura de la válvula varía, hasta que el proceso se estabiliza, obteniendo el ángulo definitivo de apertura de la misma que nos asegura trabajar en condiciones estequiométricas.



Gráfica 4.5.- Salida PID: ángulo de apertura de la válvula.



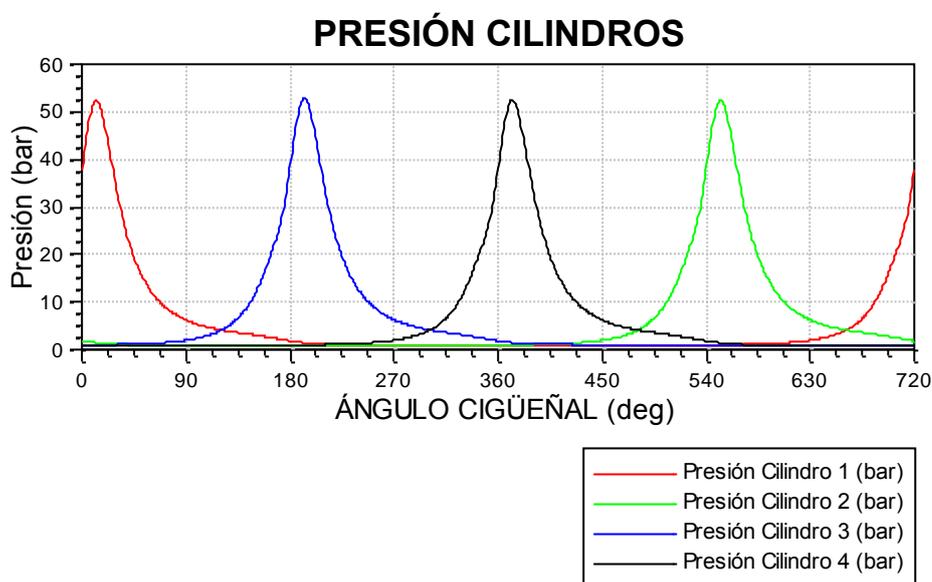
Gráfica 4.6.- Salida FI: relación aire combustible en J1.

El ángulo de apertura definitivo de la válvula de mariposa es de 29° . En la Gráfica 4.6 se observa como una vez se mantiene esta apertura, la relación aire-combustible es la estequiométrica, siendo ésta la línea horizontal discontinua representada. Dicho lo cual, se verifica el correcto funcionamiento del sistema de control.

4.2.2 Presiones en los cilindros

El diagrama de presión en los cilindros permite hacerse una idea del proceso de combustión que en ellos tiene lugar. Así, un parámetro característico de la combustión de un motor MEP es la presión máxima de combustión ($P_{m\acute{a}x}$), siendo este el máximo valor de la presión dentro de la cámara de combustión a lo largo del ciclo. [5]

En la *Gráfica 4.7* aparecen representados los diagramas de presión de los cuatro cilindros que forman parte del motor. En ella, además se refleja el orden de encendido, siendo éste como ya se ha dicho 1-3-4-2.



Gráfica 4.7.-Diagramas de presión en los cilindros.

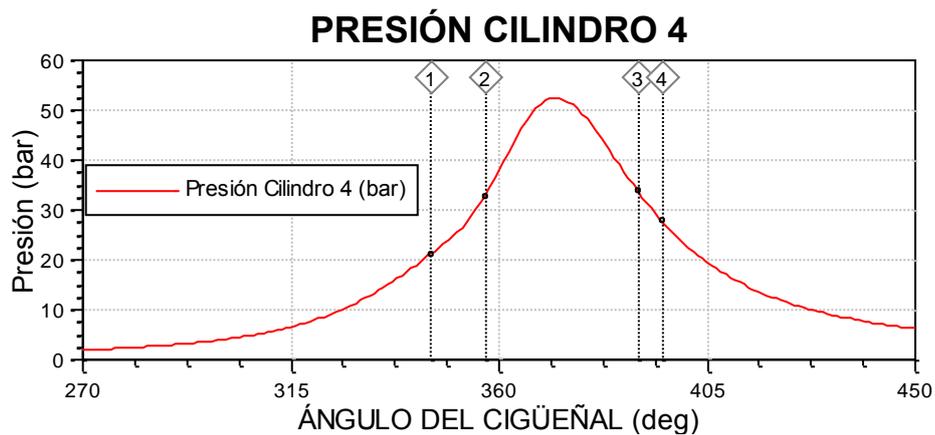
A continuación se analizará el diagrama de presión de un único cilindro, habiendo elegido el cilindro 4 debido a su posición centrada en los 720° que dura un ciclo. En este cilindro, el PMS se corresponde con los valores de 0°, 360° y 720°, y el PMI con 180° y 540°. Los procesos que tienen lugar a lo largo del ciclo, se identifican con los siguientes intervalos angulares:

- Admisión: [-12,5°, 263°]
- Compresión: [180°, 360°]
- Combustión: [345°, 395°]
- Expansión: [360°, 540°]
- Escape: [473°, 50°]

Los valores de la combustión se corresponden con un ángulo de inicio de la combustión definido de -15° respecto al PMS, y con una duración de la

misma de 50° . A su vez, los valores de la admisión presentan adelantos respecto al PMS, de la apertura de sus válvulas, y retrasos respecto al PMI, del cierre de las mismas. De igual modo, los valores del escape presentan adelantos respecto al PMI, de la apertura de sus válvulas, y retrasos respecto al PMS, del cierre de las mismas.

Una vez dicho lo anterior, en el diagrama de presión del cilindro 4 mostrado en la *Gráfica 4.8* se muestran únicamente el intervalo angular que engloba el proceso de combustión para poder analizar éste con detenimiento.



Gráfica 4.8.- Diagrama de presión en el cilindro 4.

En la gráfica anterior se han representado las tres fases que se pueden distinguir en la combustión [5], a través de los marcadores numerados:

- Primera fase (1-2): se corresponde con el tiempo que transcurre desde que salta la chispa hasta que se separan los desarrollos de presiones correspondientes al motor con combustión y al motor arrastrado (sin combustión). Ocupa aproximadamente el 15% del ángulo de combustión.
- Segunda fase (2-3): ocupa aproximadamente un 80% del ángulo total de combustión, siendo una combustión muy rápida y turbulenta.
- Tercera fase (3-4): la combustión se hace más lenta y finalmente concluye.

A continuación, en la *Tabla 4.5* se muestran las presiones máximas que se dan en cada cilindro, y a qué ángulo se dan éstas en relación al PMS de cada uno de ellos.

Cilindro 1		Cilindro 2		Cilindro 3		Cilindro 4	
P _{máx} (bar)	Ángulo (°)						
52,31	12,43	52,41	12,36	52,81	12,49	52,48	12,38

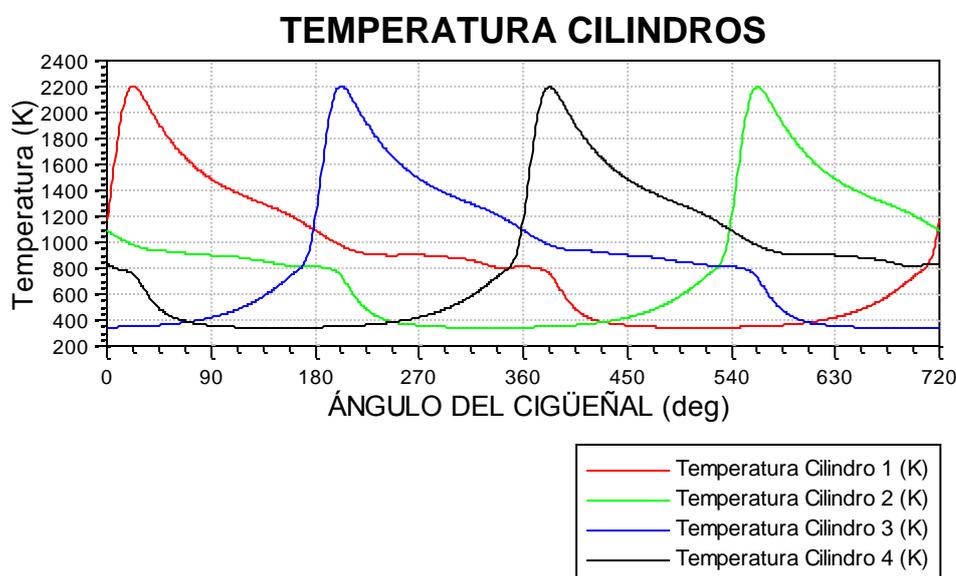
Tabla 4.5.- Presiones máximas en los cilindros.

Como se observa, los valores de las presiones máximas son muy similares en todos los cilindros, al igual que los ángulos a los que se dan. El hecho de que estas presiones máximas no se alcancen en el PMS se debe al adelanto impuesto en el inicio de la combustión.

4.2.3 Temperaturas en los cilindros

El análisis de las temperaturas máximas ($T_{máx}$) que se alcanzan en los cilindros durante el proceso de combustión también es importante, ya que de éstas dependerá en gran medida la mayor o menor concentración de las distintas emisiones contaminantes que conforman los productos de la combustión.

En la *Gráfica 4.9* se muestran las temperaturas alcanzadas en los cuatro cilindros durante su ciclo.



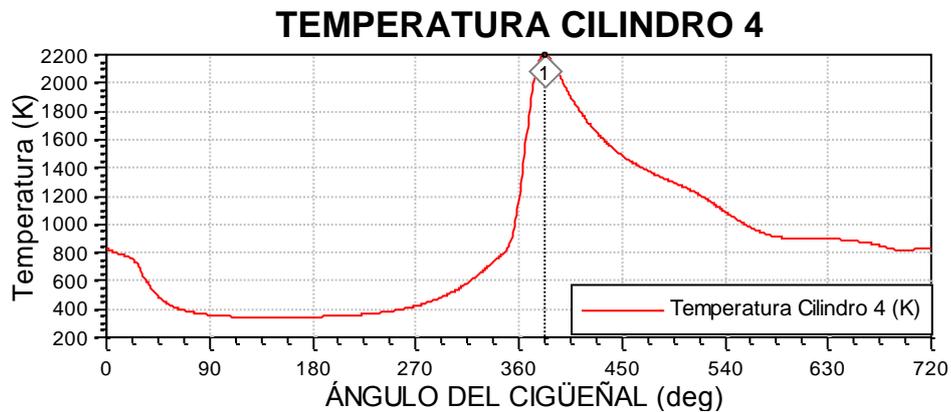
Gráfica 4.9.- Temperaturas en los cilindros.

En la *Tabla 4.6* aparecen recogidas las temperaturas máximas que se dan en cada cilindro junto al ángulo al que éstas se dan en relación al PMS de cada uno de ellos.

Cilindro 1		Cilindro 2		Cilindro 3		Cilindro 4	
$T_{m\acute{a}x}$ (K)	Ángulo (°)						
2201,11	22,60	2196,14	22,54	2204,22	22,75	2196,00	22,54

Tabla 4.6.- Temperaturas máximas de los cilindros.

Tal y como sucedía con las presiones, los valores máximos de las temperaturas y los ángulos a las que se dan son semejantes en los cuatro cilindros. Como se observa, estos máximos no se dan en el PMS, ya que éstos se alcanzarán cuando el proceso de combustión éste finalizando y se haya liberado la mayor parte del calor en el proceso (al final de la segunda fase de la combustión). Esto se comprueba a continuación analizando la temperatura del cilindro 4 (Gráfica 4.10), junto con la fracción de calor liberado (FQL) que se ha definido en el modelado de la combustión en los cilindros (Gráfica 4.11). Como ya se ha comentado anteriormente, para el cilindro 4 el PMS se corresponde con los valores de 0°, 360° y 720°, y el PMI con 180° y 540°. Sin embargo, en la gráfica de la FQL, es el ángulo de 0° el que se corresponde con el PMS. En ambas gráficas se ha representado el ángulo de 22,54° respecto al PMS para el que se da la temperatura máxima en este cilindro.



Gráfica 4.10.- Temperatura en el cilindro 4.



Gráfica 4.11.- Fracción de calor liberado.

4.2.4 Condiciones en los cilindros en la apertura del escape (AE)

Entre los resultados que ofrece BOOST, se encuentran las condiciones que se dan en cada uno de los cilindros en el momento en el que se abre la válvula de escape. Este momento no se corresponde con el PMI, si no que se produce durante la carrera de expansión, es decir, existe un adelanto de la apertura del escape (AAE). El valor del AAE es de $67,3^\circ$. Todas las condiciones aparecen recogidas en la *Tabla 4.7*.

	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
Presión (bar)	4,48	4,49	4,52	4,49
Temperatura (K)	1380,29	1377,96	1380,7	1378,72
Concentración productos de la combustión [-]	0,99908	0,99905	0,99908	0,99905
Concentración combustible [-]	0,000391	0,000398	0,000392	0,000397

Tabla 4.7.- Condiciones en los cilindros en la AE.

De las condiciones anteriores, se pueden realizar las siguientes afirmaciones:

- Las presiones son lo suficientemente superiores a la presión atmosférica, lo que provoca que la salida de los gases se realice de forma rápida y eficaz, descendiendo estas presiones velozmente.
- La concentración de los productos de la combustión es aproximadamente 1, mientras que la de combustible es prácticamente nula, lo que significa que se ha realizado una combustión completa. Que esto haya acontecido así, se debe en gran medida a trabajar en condiciones estequiométricas de la mezcla, lo cual se ha conseguido gracias al sistema de control.

4.3 Validación del modelo

Como ya se ha comentado en el *apartado 3*, los modelos han de ser validados con algún dato experimental, de manera que se pueda tener la certeza de poder asumir como verídicos los resultados obtenidos del modelo.

Para este caso, se dispone, como dato experimental, de la potencia eléctrica desarrollada por el alternador acoplado al motor, siendo ésta de 30 kW. A su vez, se sabe que el rendimiento del alternador (η_a), definido éste como la relación entre la potencia eléctrica desarrollada por el alternador (P_a) y la potencia mecánica absorbida por el mismo (P_{ma}), es del 90% (Ecuación 4.9). Con éstos datos, y tal y como se muestra en la Ecuación 4.10, se puede calcular la potencia efectiva que entrega el motor Toyota 4Y, que se corresponde con la potencia mecánica absorbida por el alternador.

$$\eta_a = \frac{P_a}{P_{ma}} \rightarrow P_{ma} = \frac{P_a}{\eta_a} \quad \text{Ecuación 4.9}$$

$$P_{ma} = N_e = \frac{30 \text{ kW}}{0,9} \rightarrow N_e = 33,33 \text{ kW} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

A continuación, en la *Tabla 4.8* se muestran los valores de la potencia efectiva experimental, de la potencia efectiva obtenida como resultado de la simulación del modelo, y el error relativo entre ambos.

N_e experimental (kW)	N_e modelo (kW)	Error relativo (%)
33,33	33,55	0,66

Tabla 4.8.- Comparativa entre la potencia experimental y la del modelo.

Finalmente, y a la vista de los datos anteriores, un error del 0,66 % nos permite validar el modelo desarrollado.

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

5 Estudio paramétrico

El presente capítulo tiene como objetivo caracterizar el comportamiento del motor cuando es alimentado con diferentes combustibles, todos productos de la gasificación de biomasa.

Con esto se pretende dar continuidad al artículo realizado por la tutora de este Trabajo Fin de Grado titulado “*Characterization of combustión of biomass producer gas in a constant volumen combustión bomb*” [16], en el que se estudia la influencia que tiene en la composición del gas de gasificación obtenido en el proceso de gasificación de una determinada biomasa, el contenido de humedad de ésta y la relación biomasa/aire empleada en este proceso (dosado relativo de gasificación).

La metodología empleada para realizar ese estudio se puede dividir en distintas partes. En primer lugar, se emplea un modelo termoquímico del proceso de gasificación a través del que se predice la composición del gas de gasificación obtenido en este proceso. Esta composición se obtiene como una función de las características de la biomasa empleada: su composición química, el contenido de humedad, y el dosado relativo de gasificación. Así, se obtiene la composición del gas de gasificación en cuestión, expresada como una mezcla de CO, CO₂, CH₄, H₂ y N₂. Por otra parte, las composiciones obtenidas se introducen en una instalación experimental basada en una bomba de combustión a volumen constante con el fin de caracterizar su combustión bajo condiciones estequiométricas. Finalmente, los datos experimentales recogidos son tratados a través de un modelo de análisis del proceso de combustión para hacer un diagnóstico del mismo.

Como base del presente trabajo, se van a emplear los resultados obtenidos en el artículo comentado, es decir, la predicción de la composición del gas de gasificación a través del modelo termoquímico del proceso de gasificación. Y estas composiciones serán estudiadas y caracterizadas en el modelo desarrollado en el presente Trabajo Fin de Grado.

En los apartados posteriores, en primer lugar se comentará el modelo termoquímico empleado y desarrollado en el artículo, y así como los resultados del mismo. A continuación, una vez obtenidas las distintas composiciones del gas de gasificación en función del contenido de humedad de la biomasa empleada y del dosado relativo de gasificación, éstas serán simuladas en BOOST, de manera que obtengamos diferentes combustibles con los que trabajar. La simulación del modelo empleando cada uno de los combustibles obtenidos ofrecerá distintas prestaciones en el motor que serán analizadas.

5.1 Modelo termoquímico del proceso de gasificación [16]

En el artículo citado, se usa un modelo matemático de los procesos termoquímicos que se dan en un gasificador de biomasa para predecir la composición del gas de gasificación en función de parámetros como el dosado relativo de gasificación y la humedad de la biomasa introducida. Este modelo combina el equilibrio químico y el equilibrio termodinámico de la reacción global que describe el proceso completo de gasificación. De esta forma, asumiendo el equilibrio global de la reacción se puede obtener la composición del gas de gasificación generado. Además, el modelo en cuestión permite estudiar de forma rápida la influencia que, en la composición resultante, tiene el contenido de humedad de la biomasa empleada y el dosado relativo de gasificación.

Bajo la hipótesis de que el gasificador cuyo proceso de gasificación ha sido modelado funciona correctamente, se puede asumir que los productos generados durante el proceso son gaseosos y que tienen un peso molecular bajo.

Los datos de entrada principales que se deben proporcionar al modelo son:

- La composición atómica de la biomasa empleada, a través de la fórmula $C_nH_mO_pN_qS_r$.
- La entalpía de formación de la biomasa.
- La entalpía total de los reactivos.

A partir de los datos anteriores, y aplicando el equilibrio químico entre las distintas especies que componen la biomasa, el modelo calcula la composición del gas de gasificación.

Una vez obtenida la composición del gas de gasificación, se puede calcular la temperatura que alcanzan los productos de la gasificación. Esta temperatura va a depender de la composición de la biomasa, del contenido de humedad y del dosado relativo de gasificación.

5.1.1 Resultados: el efecto del contenido de humedad y del dosado relativo de gasificación en la composición del gas de gasificación.

En primer lugar, en la *Tabla 5.1* se muestra la composición de la biomasa estudiada. En concreto, la biomasa se trata de corteza de pino.

Elemento	Porcentaje (% en base seca)
C	55,49
H	5,56
O	37,74
N	0,17
S	0,09

Tabla 5.1.- Composición química, en peso, de la biomasa de corteza de pino en base seca. [16]

La composición del gas de gasificación obtenido a través del modelo del proceso de gasificación de la biomasa anterior, se muestra en la *Figura 5.1*, en función del contenido de humedad (h) y del dosado relativo de gasificación (F_{rg}).

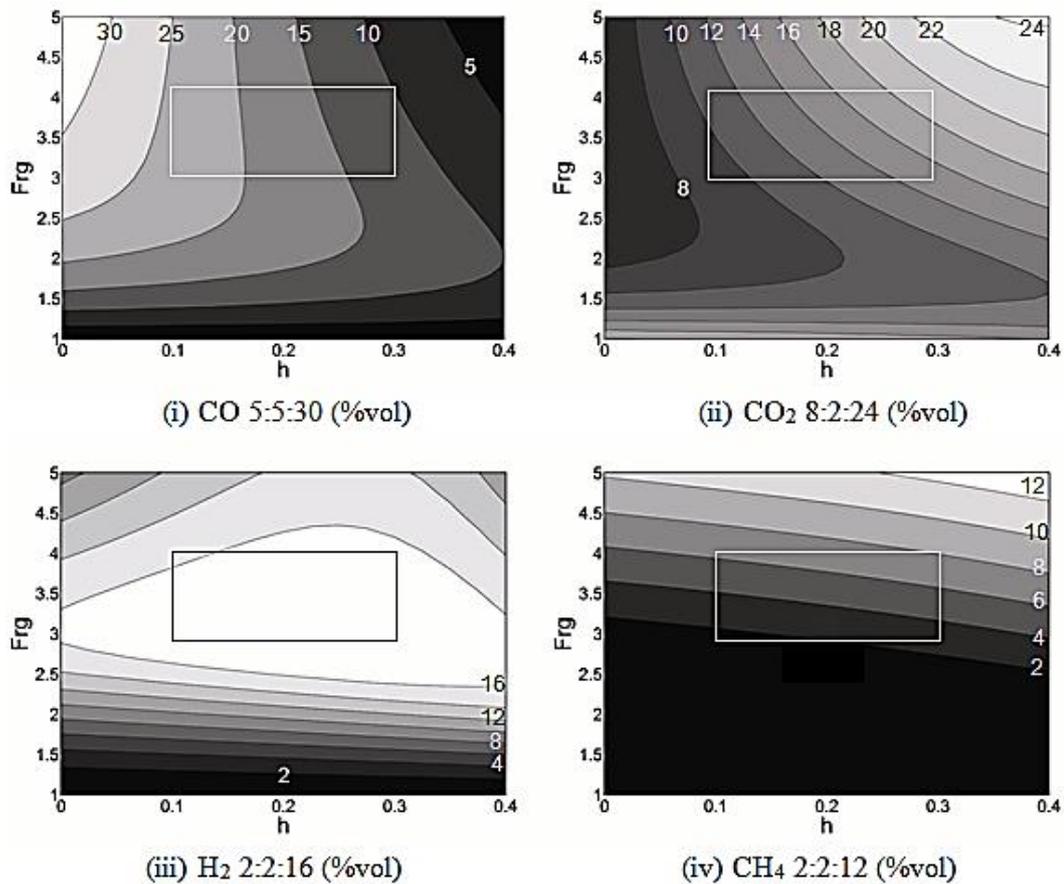


Figura 5.1.- Composición del gas de gasificación en función del dosado relativo de gasificación y del contenido de humedad de la biomasa, obtenido con el modelo termoquímico. [16]

La distribución de las concentraciones de las distintas especies químicas depende del equilibrio químico entre las especies, controlado por la temperatura de la reacción, el dosado relativo de gasificación y el contenido

de humedad de la biomasa. Así, analizando la figura anterior, se pueden concluir los siguientes hechos:

- Cuando el contenido de humedad es bajo (menos del 20%), el contenido de monóxido de carbono aumenta cuando el dosado relativo de gasificación es alto. Esto se debe a que cuando la cantidad de aire presente en el proceso de gasificación es baja, la combustión es incompleta, produciéndose más CO. (Figura 5.1 i)
- Cuando el dosado relativo de gasificación es bajo, la combustión que se produce en el gasificador es prácticamente completa, dando lugar a un contenido alto de dióxido de carbono en el gas de gasificación. (Figura 5.1 ii)
- Altos dosados relativos de gasificación y altos contenidos de humedad favorecen la formación de hidrógeno y de dióxido de carbono, aumentando la concentración de H₂ y CO₂. El contenido de hidrógeno es máximo cuando F_{rg} = 3 y h = 27,5%. (Figura 5.1 iii)
- La formación de metano depende de la temperatura alcanzada en la reacción: $C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4$. Cuanto menor sea la temperatura de la reacción, mayor será la concentración de metano. Así, la máxima concentración de metano se corresponden con altos dosados relativos de gasificación (F_{rg} > 3,5). (Figura 5.1 iv)

Finalmente, se han obtenido las composiciones mostradas en la Tabla 5.2 para un contenido de humedad de la biomasa que varía entre 10%, 20% y 30%, y para un dosado relativo de gasificación que varía entre 3 y 4.

	% CO Volumen	% CO ₂ Volumen	% CH ₄ Volumen	% H ₂ Volumen	% N ₂ Volumen	h	F _{rg}
Comp. 1	24,3	9,4	1,8	18	46,5	0,1	3
Comp. 2	19,5	13	2,5	19,2	45,8	0,2	3
Comp. 3	14,2	17	3,6	19,9	45,4	0,3	3
Comp. 4	24,9	11,2	6,4	15,8	41,7	0,1	4
Comp. 5	18	16,2	7,4	17,4	40,9	0,2	4
Comp. 6	11,3	21,2	8,8	18,1	40,6	0,3	4

Tabla 5.2.- Composiciones del gas de gasificación obtenidas.

5.2 Modelado de los combustibles en BOOST de AVL

Tal y como se expuso en el *apartado 3.2.2*, BOOST permite crear una determinada mezcla de componentes combustibles a través de la herramienta *BOOST Gas Properties Tool*. Empleando esta herramienta, se definen las seis distintas composiciones del gas de gasificación que actuarán como combustible, obtenidas en función del contenido de humedad de la biomasa empleada y del dosado relativo de gasificación. Para hacerlo basta con especificar cada uno de los componentes junto con las fracciones volumétricas de cada uno de ellos, los cuales se han mostrado en la *Tabla 5.2*.

La relación aire-combustible estequiométrica (A/F_{st}) resultante de los seis combustibles definidos, se muestra en la *Tabla 5.3*.

	A/F_{st} (-)
Composición 1	1,3891
Composición 2	1,3567
Composición 3	1,3321
Composición 4	1,8375
Composición 5	1,7845
Composición 6	1,7404

Tabla 5.3.- Relación aire-combustible estequiométrica de los combustibles.

5.3 Modificaciones necesarias de parámetros del modelo

El empleo de distintos combustibles en el modelo, implica la necesidad de variar ciertos parámetros dependientes del combustible empleado. A continuación se desarrollarán cada uno de los parámetros del modelo que es necesario modificar, señalando donde se encuentran éstos dentro del programa a través de imágenes.

5.3.1 Datos generales de entrada

En este apartado, tal y como se explicó en el *apartado 3.2.2*, en la ventana *Configuración de Especies Clásica (Classic Species Setup)*, se especifica el combustible empleado. Por lo tanto, cada vez que se desee

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

trabajar con un combustible distinto, será necesario cargar el combustible en cuestión (Figura 5.2).

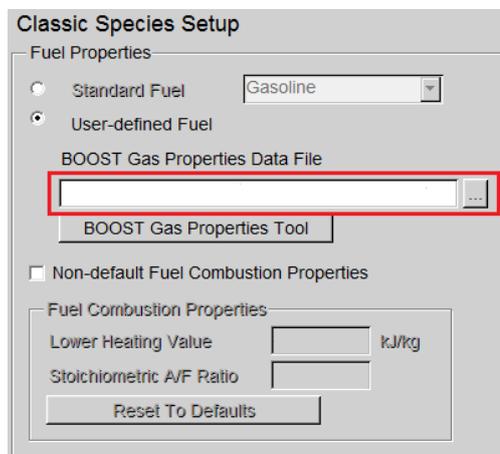


Figura 5.2.- Modificación del combustible.

Además, en la ventana de *Inicialización (Initialization)*, la concentración de combustible (*Fuel Vapour*) del Set 3 (Figura 5.3), toma un valor u otro en función de la relación aire-combustible estequiométrica (A/F_{st}) del combustible empleado, tal y como se expresó en la Ecuación 3.1. Los valores del *Fuel Vapour* para cada uno de los combustibles se muestran en la Tabla 5.4.

Initialization

Ratio: Air Equivalence Ratio

	Press. bar	Temp. degC	Fuel Vapour [-]	Comb. Products [-]	A/F Ratio [-]
1	0.93	24.85	0	0	0
2	0.93	24.85	1	0	0
3	0.9	24.85	0	0	0
4	1.1	24.85	0	1	1
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Figura 5.3.- Modificación de la inicialización.

	Fuel Vapour
Composición 1	0,4186
Composición 2	0,4243
Composición 3	0,4288
Composición 4	0,3524
Composición 5	0,3591
Composición 6	0,3649

Tabla 5.4.- Valores del *Fuel Vapour* para cada combustible.

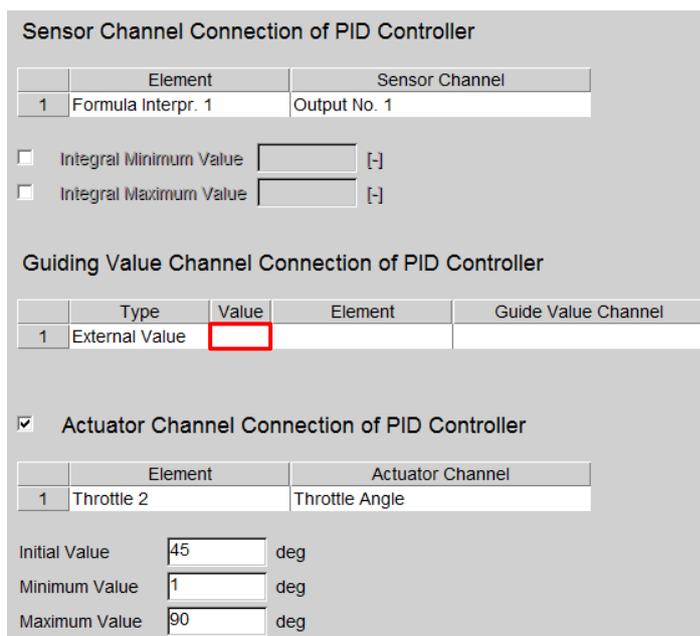
5.3.2 Tuberías

En la definición del elemento tubería explicada en el apartado 3.2.9, se recogía la definición de las condiciones de inicio que se dan en el interior de la tubería en cuestión, a través de la especificación de uno de los Set definidos en el cuadro de inicialización. Debido a la variación del Set 3 explicada anteriormente, es necesario actualizar las condiciones de inicio de todas aquellas tuberías cuyo Set de inicialización fuera el Set 3, siendo éstas las tuberías: 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 13. (Figura 5.4)

Figura 5.4.- Modificación de la inicialización en tuberías.

5.3.3 Sistema de control

Debido a la modificación del combustible, el valor guía perseguido por el controlador PID (*Guiding Value Channel Connection of PID Controller*) varía, ya que éste se corresponde con la relación aire-combustible estequiométrica, que es característica de cada combustible. (Figura 5.5)



Sensor Channel Connection of PID Controller

	Element	Sensor Channel
1	Formula Interpr. 1	Output No. 1

Integral Minimum Value [-]

Integral Maximum Value [-]

Guiding Value Channel Connection of PID Controller

	Type	Value	Element	Guide Value Channel
1	External Value			

Actuator Channel Connection of PID Controller

	Element	Actuator Channel
1	Throttle 2	Throttle Angle

Initial Value deg

Minimum Value deg

Maximum Value deg

Figura 5.5.- Modificación del valor guía del controlador PID.

5.3.4 Combustión en los cilindros

Como se expuso en el apartado 3.2.4, para la definición de la tasa de liberación de calor a través de la *Ley de Vibe*, BOOST requiere la especificación del ángulo de inicio de la combustión (*Start of Combustión*), de la duración de la misma (*Combustion Duration*), del parámetro de forma *m* (*Shape Parameter m*) y del parámetro *a* (*Parameter a*).

En el artículo *Characterization of combustión of biomass producer gas in a constant volumen combustión bomb* [16], tomado como punto de partida, una vez obtenidas las diferentes composiciones, éstas se introducen en una instalación experimental con el fin de caracterizar su combustión bajo condiciones estequiométricas.

De esta caracterización del proceso de combustión para cada una de las composiciones, se han tomado los valores de la duración de la combustión en segundos resultantes, siendo éstos los mostrados en la *Tabla 5.5*.

	Duración combustión (s)
Composición 1	0,0588
Composición 2	0,05965
Composición 3	0,087
Composición 4	0,0648
Composición 5	0,0738
Composición 6	0,1098

Tabla 5.5.- Duración de la combustión en segundos.

Se ha asignado un valor base de 50° a la duración de la combustión del combustible correspondiente a la composición 1. De esta forma, la duración de la combustión en grados del resto de combustibles será calculada en función del incremento porcentual mostrado entre la duración de la combustión en segundos del resto de combustibles con respecto al primero. El incremento porcentual de la duración de la combustión, y la duración de la misma en grados para cada combustible se observan en la *Tabla 5.6.*

	Incremento duración combustión respecto a la composición 1 (%)	Duración combustión (°)
Composición 1	0	50
Composición 2	1,45	50,72
Composición 3	47,96	73,98
Composición 4	10,20	55,10
Composición 5	25,51	62,76
Composición 6	86,73	93,37

Tabla 5.6.- Duración de la combustión en grados.

De esta forma, en función del combustible empleado, será necesario introducir como duración de la combustión (*Combustion Duration*), el valor mostrado en la tabla anterior. (*Figura 5.6*)

The image shows a software interface with the following fields:

- Vibe**
- Start of Combustion: -15 deg
- Combustion Duration: [Red box] deg
- Shape Parameter m: 2 [-]
- Parameter a: 6.9 [-]

Figura 5.6.- Modificación de la duración de la combustión.

Además de la duración de la combustión, también es necesario variar el ángulo de inicio de la misma. Sin embargo, el valor que se define para cada

combustible, se obtendrá de la realización de un estudio paramétrico de éste ángulo, escogiendo aquel cuya potencia efectiva resultante en el motor sea máxima.

Para realizar un estudio paramétrico de éstas características, BOOST ofrece el comando *Case Explorer*, que permite realizar la simulación del modelo, empleando un rango de valores de un parámetro concreto, lo que da lugar a distintos resultados en función de éste.

Para el estudio en cuestión, el parámetro de estudio es el ángulo de inicio de la combustión (AIC). En primer lugar, es necesario asignar este parámetro a la variable cuya definición requiere el programa, tal y como se muestra en la *Figura 5.7*. Se ha seleccionado la opción de asignar un nuevo parámetro, ya que éste no había sido definido previamente. A continuación, el programa demanda el nombre del nuevo parámetro: AIC.

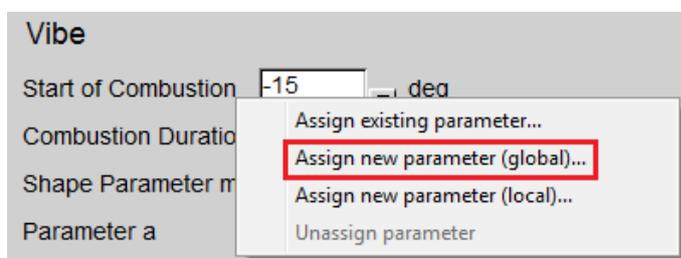


Figura 5.7.- Asignación de un parámetro a una variable.

Una vez asignado el parámetro, dentro de la opción *Model* del menú, abrimos la ventana *Case Explorer*. A través del comando , se añade un nuevo Case, es decir, un nuevo valor del parámetro a estudiar. Una vez añadidos los Case que se deseen, pinchando en el comando , se elige el parámetro que se va a estudiar en el grupo de Cases creado. Este paso se muestra en la *Figura 5.8*.

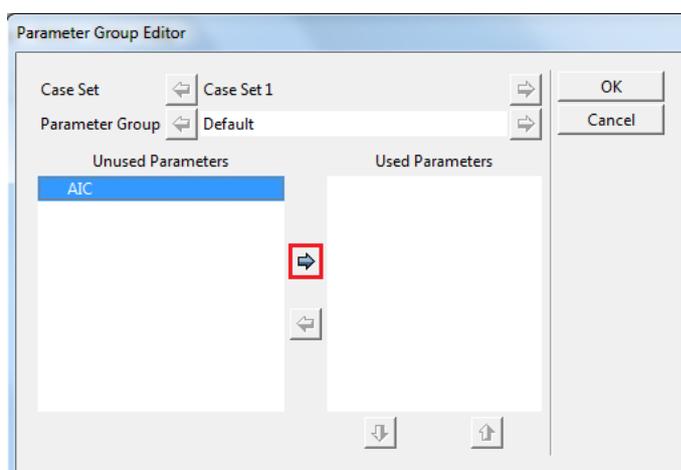


Figura 5.8.- Elección del parámetro de estudio de los Cases creados.

Finalmente, se definen los valores que se desean estudiar del parámetro en cuestión. Para el parámetro AIC se desea estudiar un rango de valores entre -30° y -5° . Se ha de señalar que este rango será suficiente para todos los combustibles, a excepción del último, para el que el rango se amplía de -40° a -5° . La definición completa del *Case Explorer* se muestra en la *Figura 5.9*.

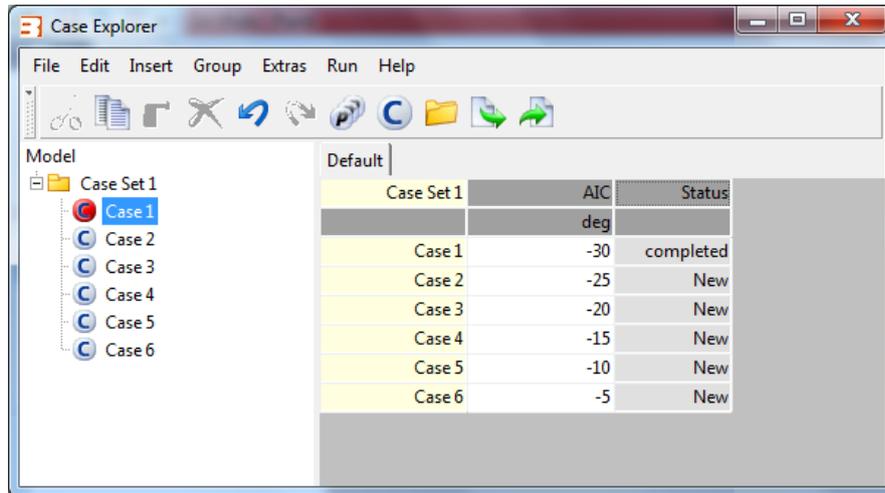
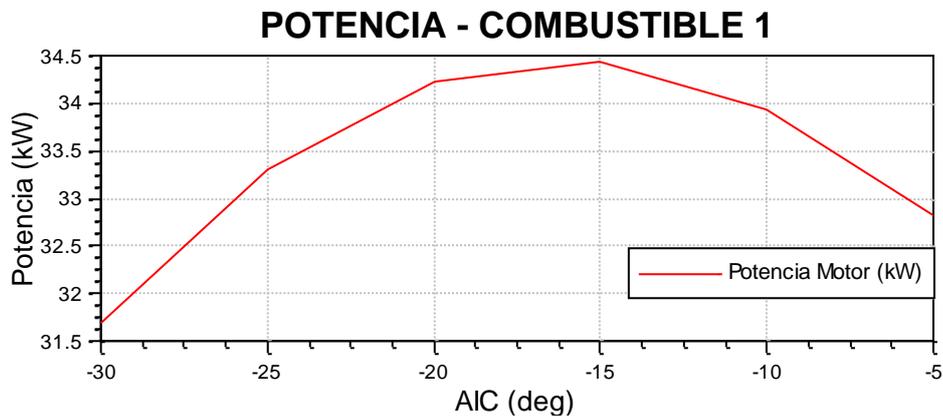
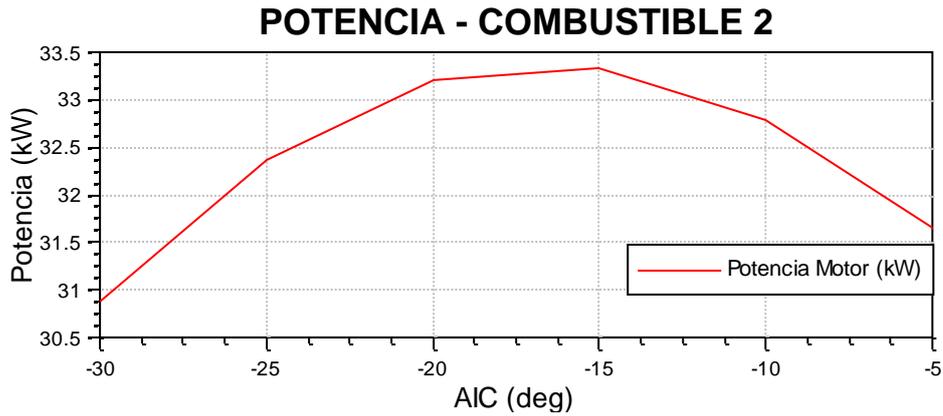


Figura 5.9.- Definición *Case Explorer*.

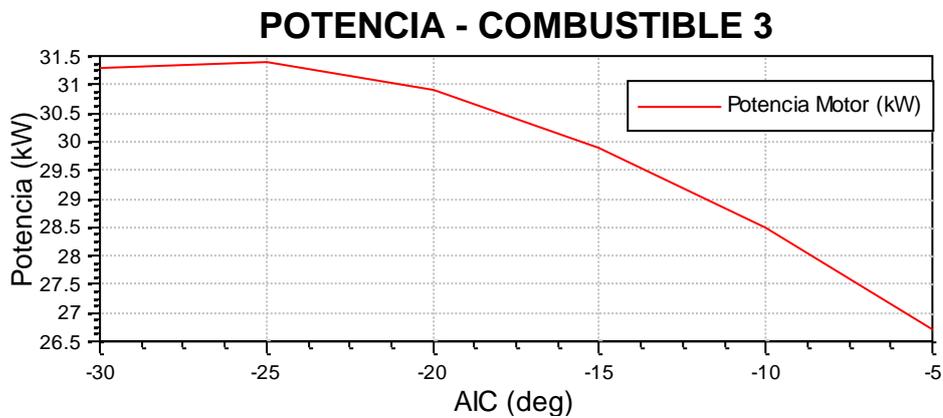
Tras simular, se obtienen como resultado de este estudio paramétrico las *Gráficas 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6* para cada uno de los combustibles respectivamente.



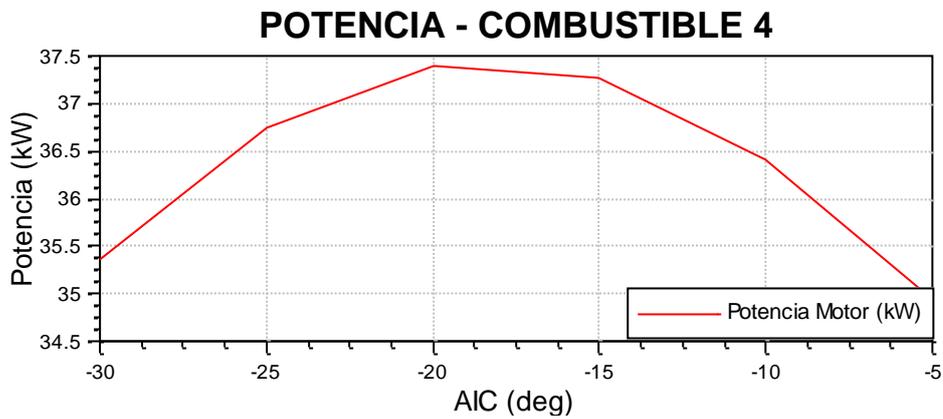
Gráfica 5.1.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 1.



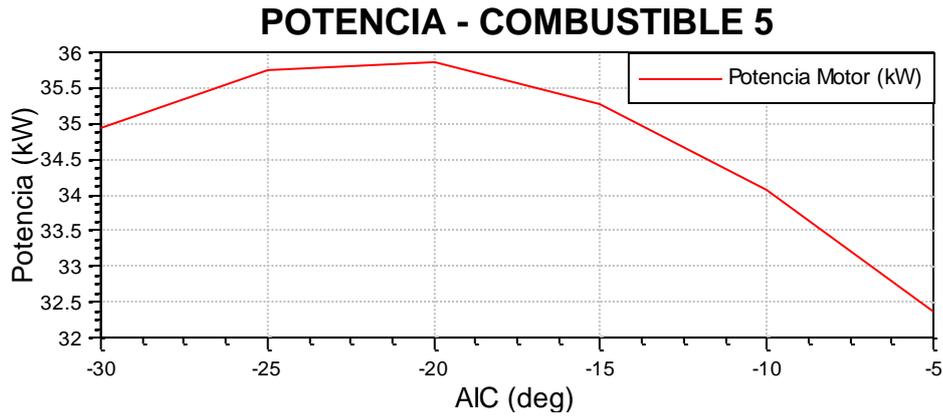
Gráfica 5.2.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 2.



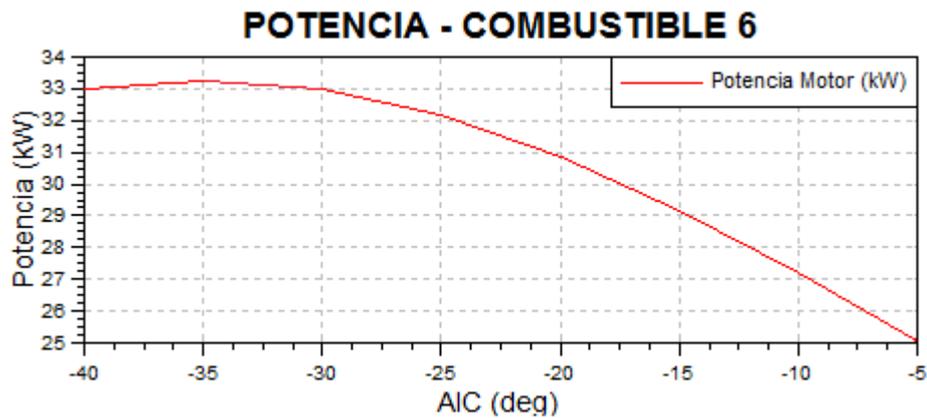
Gráfica 5.3.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 3.



Gráfica 5.4.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 4.



Gráfica 5.5.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 5.



Gráfica 5.6.- Estudio paramétrico AIC para el combustible 6.

A la vista de los resultados, en la *Tabla 5.7* se sintetizan los valores del ángulo de inicio de la combustión (AIC) para los que la potencia es máxima, en cada uno de los combustibles.

	AIC (°)
Combustible 1	-15
Combustible 2	-15
Combustible 3	-25
Combustible 4	-20
Combustible 5	-20
Combustible 6	-35

Tabla 5.7.- Ángulo de inicio de la combustión.

Así, serán los *Case* que se corresponden con los valores anteriores para cada combustible, los que se analizarán para la obtención de los resultados que se desarrollan en el siguiente apartado.

5.4 Resultados

En este apartado se describirán los resultados obtenidos del estudio paramétrico realizado en función del combustible empleado en el motor modelado.

Previamente, se estudiarán las propiedades resultantes de cada combustible, lo cual proporcionará la base para el análisis posterior de los demás resultados. Entre estos otros resultados, en primer lugar, se estudiará la actuación del sistema de control, a continuación, los parámetros de la potencia, del par y del consumo específico indicado, y finalmente las temperaturas máximas alcanzadas.

En el estudio de los parámetros mencionados se analizará la influencia que en ellos tiene el contenido de humedad en la biomasa de partida, y el dosado relativo de gasificación.

5.4.1 Propiedades de los combustibles

En la *Tabla 5.8* se recogen los poderes caloríficos inferiores resultantes de cada uno de los combustibles.

	PCI (kJ/kg)
Combustible 1	5152,33
Combustible 2	4910,75
Combustible 3	4663,62
Combustible 4	6424,59
Combustible 5	6061,04
Combustible 6	5712,79

Tabla 5.8.- Poder calorífico inferior de los combustibles.

Como se sabe, el poder calorífico se define como la cantidad de calor liberado con combustión completa y perfecta por unidad de masa de combustible. Dado que los combustibles suelen formar agua al arder y el agua posee un elevado calor latente de vaporización, se consideran dos poderes caloríficos [6]:

- Poder calorífico superior (PCS): cuando los gases productos de la combustión están a una temperatura inferior a la de condensación, se puede asumir que el agua formada durante la combustión condensa totalmente. El calor latente de vaporización está entonces disponible.

- Poder calorífico inferior (PCI): cuando el agua resultado de la oxidación del combustible no condensa, por lo que su calor latente no se ha liberado en el proceso de condensación. Lógicamente se cumple que $PCI < PCS$.

En los MCI la temperatura de escape es generalmente superior a 100°C , por lo que el calor de condensación del agua no se puede aprovechar, de modo que es por esta razón por la que el poder calorífico adecuado en los cálculos es el PCI.

El contenido de humedad de la biomasa de la que provienen los combustibles, tiene gran influencia en el PCI obtenido. Cuanto mayor es el contenido de humedad, más difícil es el arranque del gasificador y el poder calorífico del gas de gasificación es menor. Esto se debe a que es necesario aportar calor para evaporar la humedad de la biomasa antes de la gasificación. En adición, durante la gasificación tiene lugar la reacción de desplazamiento agua-gas ($\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{H}_2 + \text{CO}_2$), en la que el vapor de agua en presencia de CO, reacciona incrementando el contenido de H_2 en el gas de gasificación, y por consecuencia, el contenido de CH_4 debido a la reacción de hidrogasificación ($\text{C} + 2\text{H}_2 \leftrightarrow \text{CH}_4$) que también tiene lugar en este proceso. Sin embargo, esta última reacción energéticamente hablando no compensa. [1]

En conclusión, cuanto menor sea el contenido de humedad de la biomasa primaria, mayor será el poder calorífico del gas de gasificación obtenido, y dado que el poder calorífico equivale aproximadamente al trabajo máximo obtenible de la combinación combustible/aire, a través de evoluciones reversibles, éste constituye una referencia para compararlo con el trabajo del motor, y por consiguiente, con la potencia.

Sujetos a la última afirmación, y observando los valores del PCI resultante de cada combustible, se puede lanzar una primera hipótesis de cuál será el que proporcionará una mayor potencia en el MCI, siendo éste el combustible 4 (6424,59 kJ/kg).

5.4.2 Actuación del sistema de control

Debido a que el objetivo del sistema de control es regular la relación aire-combustible de forma que el motor funcione siempre en condiciones estequiométricas, la actuación del sistema variará en función del combustible empleado, al igual que varía la relación aire-combustible para cada uno de ellos.

En la *Tabla 5.9* se muestran las relaciones aire-combustible estequiométricas (A/F_{st}) junto con el ángulo de apertura resultante de la actuación del sistema de control sobre la mariposa que regula el flujo de aire.

	A/F_{st}	Ángulo apertura TH2 (°)
Combustible 1	1,3891	29,77
Combustible 2	1,3567	29,05
Combustible 3	1,3321	28,64
Combustible 4	1,8375	43,49
Combustible 5	1,7845	42,04
Combustible 6	1,7404	41,13

Tabla 5.9.- Actuación del sistema de control para cada combustible.

A la vista de los resultados anteriores, cuanto mayor sea la relación aire-combustible estequiométrica, mayor será la apertura de la mariposa. Esto es lógico pensando en que la relación aire-combustible se define como el cociente de la masa de aire entre la masa de combustible, por lo que cuanto mayor sea esta relación, mayor será la masa de aire, y por lo tanto, mayor apertura tiene que tener la mariposa que regula el flujo del mismo.

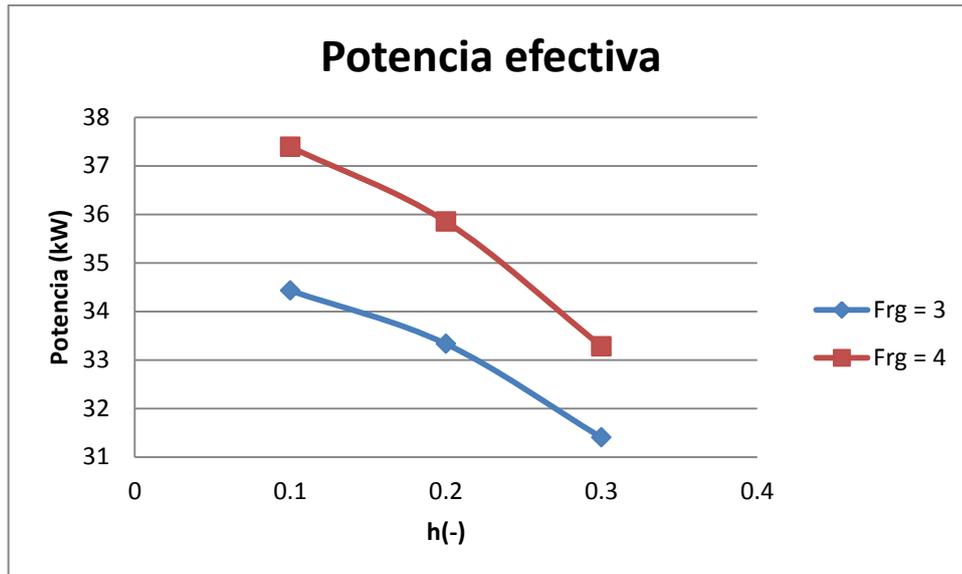
5.4.3 Potencia

En primer lugar, en la *Tabla 5.10* se recogen los resultados obtenidos del modelo en cuanto a la potencia efectiva (N_e), la potencia indicada (N_i), y la potencia de pérdidas mecánicas (N_{pm}).

	N_e (kW)	N_i (kW)	N_{pm} (kW)
Combustible 1	34,43	43,56	9,13
Combustible 2	33,33	42,44	9,11
Combustible 3	31,4	40,47	9,07
Combustible 4	37,39	46,59	9,2
Combustible 5	35,85	45,01	9,17
Combustible 6	33,28	42,38	9,11

Tabla 5.10.- Potencias obtenidas en función del combustible.

En función de los datos anteriores, se va a analizar la influencia del contenido de humedad de la biomasa de partida (h) y del dosado relativo de gasificación (F_{rg}) en la potencia efectiva obtenida. Para ello, se muestra la *Gráfica 5.7*.

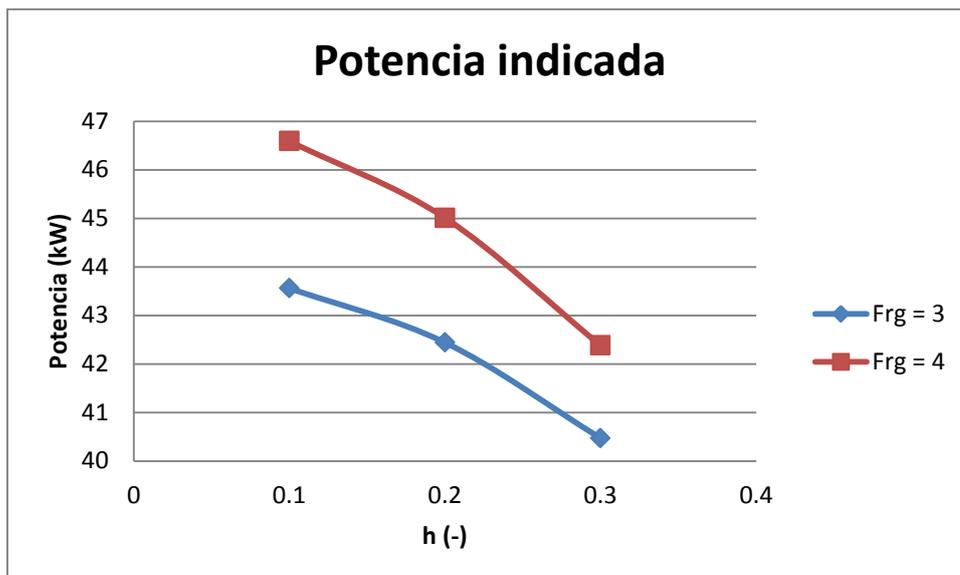


Gráfica 5.7.- Potencia efectiva en función de h y F_{rg} .

Independientemente de los resultados mostrados en la gráfica anterior, es evidente que para obtener una mayor potencia, se debe aumentar el contenido energético del gas de gasificación empleado como combustible, es decir, aumentar su PCI. Tal y como se explicó en el apartado 5.4.1, cuanto menor es el contenido de humedad de la biomasa, mayor será el PCI obtenido. Teniendo en cuenta lo anterior, y ahora sí, a la vista de la Gráfica 5.7, se comprueba que la potencia es mayor para aquellos combustibles obtenidos de una biomasa con menor contenido de humedad (10%), para un mismo dosado relativo de gasificación.

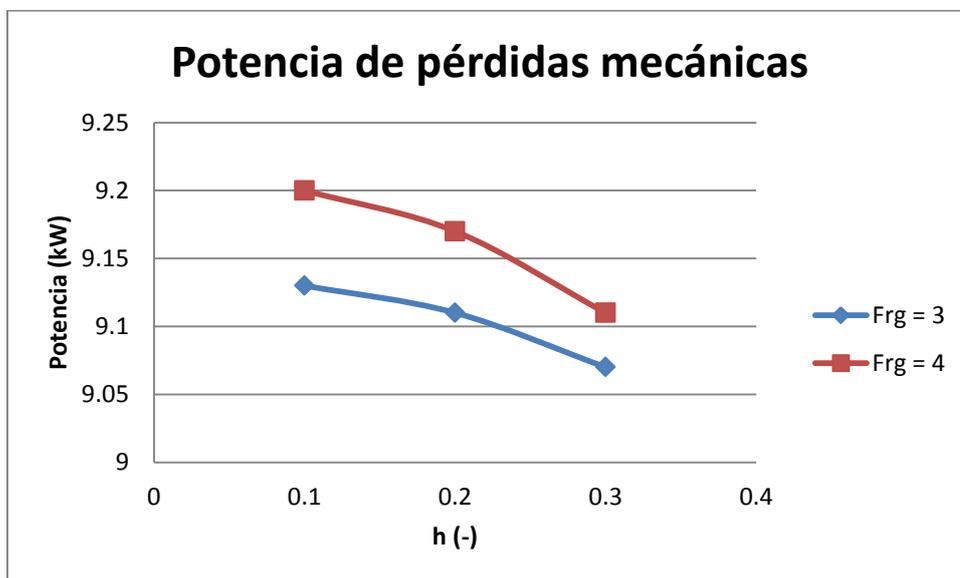
A su vez, se observa que, para el mismo contenido de humedad de la biomasa utilizada, cuanto mayor es el dosado relativo de gasificación, mayores son las potencias obtenidas a partir de los gases de gasificación obtenidos en este proceso y empleados como combustibles. La explicación de este hecho estriba en que cuanto mayor es el dosado relativo de gasificación, el porcentaje de metano en el gas aumenta considerablemente, aumentando el poder calorífico del gas obtenido, y por tanto la potencia efectiva obtenida. También se produce un aumento importante en el CO_2 obtenido en el gas de gasificación.

La potencia indicada aparece representada en la Gráfica 5.8.



Gráfica 5.8.- Potencia indicada en función de h y F_{rg} .

Las mismas explicaciones que se han dado para la potencia efectiva son válidas para el análisis de la potencia indicada, debido a que como se sabe, la diferencia entre ambas estriba en la potencia de pérdidas mecánicas, y tal y como se muestra en la Gráfica 5.9, éstas se mantienen prácticamente invariables ante la influencia de h y F_{rg} .



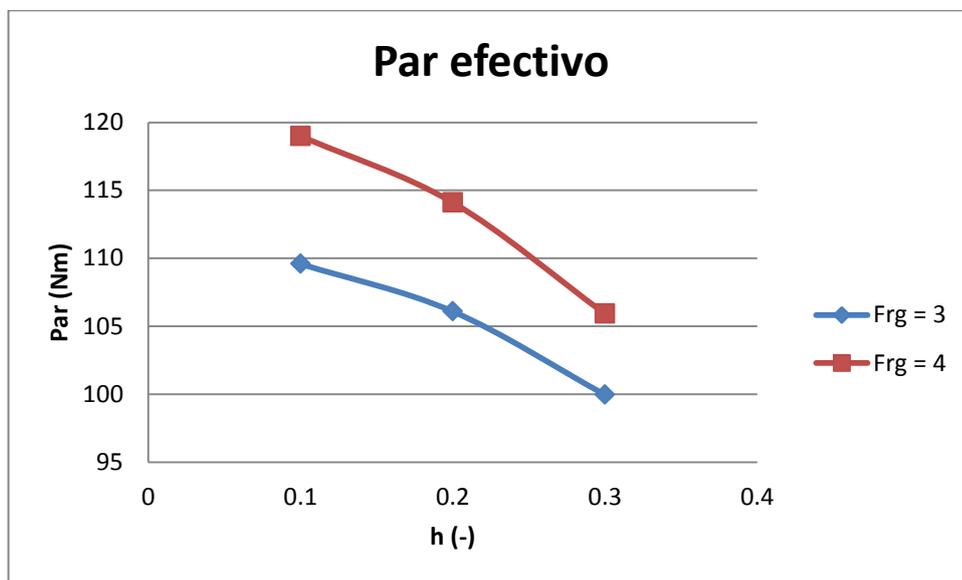
Gráfica 5.9.- Potencia de pérdidas mecánicas en función de h y F_{rg} .

Se ha dicho que la potencia de pérdidas se mantiene prácticamente invariable ante la influencia de h y F_{rg} debido a que la variación máxima es de 0,13 kW, valor despreciable frente a los valores alcanzados por las potencias.

5.4.4 Par

Como ya se dijo en el apartado 4.1, las presiones medias y del par están relacionados directamente con la potencia a través de las Ecuaciones 4.5, 4.6 y 4.7, por lo que las conclusiones obtenidas para la potencia efectiva, serán extrapolables al caso de la presión media efectiva y del par efectivo.

Así, observando la Gráfica 5.10 en la que se representa el par efectivo en función del contenido de humedad de la biomasa de partida (h) y del dosado relativo de gasificación (F_{rg}), se puede concluir la proporcionalidad entre estas curvas, con las de la potencia efectiva (Gráfica 5.7).



Gráfica 5.10.- Par efectivo en función de h y F_{rg} .

Sin embargo, el estudio del par sí tendría gran relevancia en el caso de variar el régimen de giro del motor. Para justificar esta relevancia, se muestra la Figura 5.10. [17]

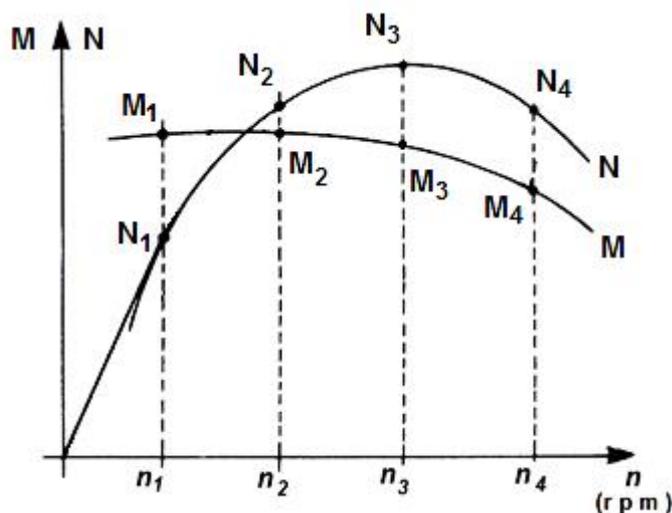


Figura 5.10.- Curvas de par y potencia en función del régimen de giro. [17]

La magnitud del par obtenido depende de la calidad del proceso de combustión, y ésta depende del régimen de giro. A bajas revoluciones la combustión de la mezcla no resulta óptima debido a la escasa inercia que poseen los gases, que provoca que el llenado del cilindro no sea el óptimo, al igual que su vaciado. Y por otro lado, si el motor funciona a un elevado régimen, tampoco el llenado de los cilindros es completo, y ello es debido al escaso tiempo que dispone el gas para ocupar todo el volumen.

En consecuencia, como se observa en la *Figura 5.10*, la curva de par (M) empieza siendo ascendente hasta llegar a las revoluciones donde el motor rinde el par máximo (M_1). A partir de ese momento, el par comienza a disminuir progresivamente.

Como se puede observar también en la anterior figura, la potencia que puede ofrecer un motor aumenta conforme sube de régimen de giro, hasta un máximo (representado por N_3) que se alcanza cuando gira a n_3 (rpm).

En estas condiciones, aunque se aumente más la velocidad del motor, éste no es capaz de entregar más potencia dado que la curva entra en su tramo descendente. El límite máximo de revoluciones a la que puede girar el motor lo marca n_4 , establecido por las propias limitaciones de los elementos mecánicos que lo constituyen.

Lo primero que se puede comprobar es que el régimen para el que la potencia es máxima no se corresponde con el régimen para el que el par es máximo. En la mayoría de los casos, el punto de par máximo se encuentra en torno al 70% del régimen al que se produce la máxima potencia.

Esto es así porque, recurriendo a las *Ecuaciones 4.5, 4.6 y 4.7*, se puede expresar la potencia como producto del par por el régimen de giro y por una constante (*Ecuación 5.1*), lo que implica que al alcanzar el punto donde el par comienza a disminuir, este efecto se compensa por el aumento, que proporcionalmente es mayor, del régimen de giro del motor, y por ello su producto, que proporciona la potencia, aumenta.

$$N_e = M_e \cdot 2\pi \cdot n \quad \text{Ecuación 5.1}$$

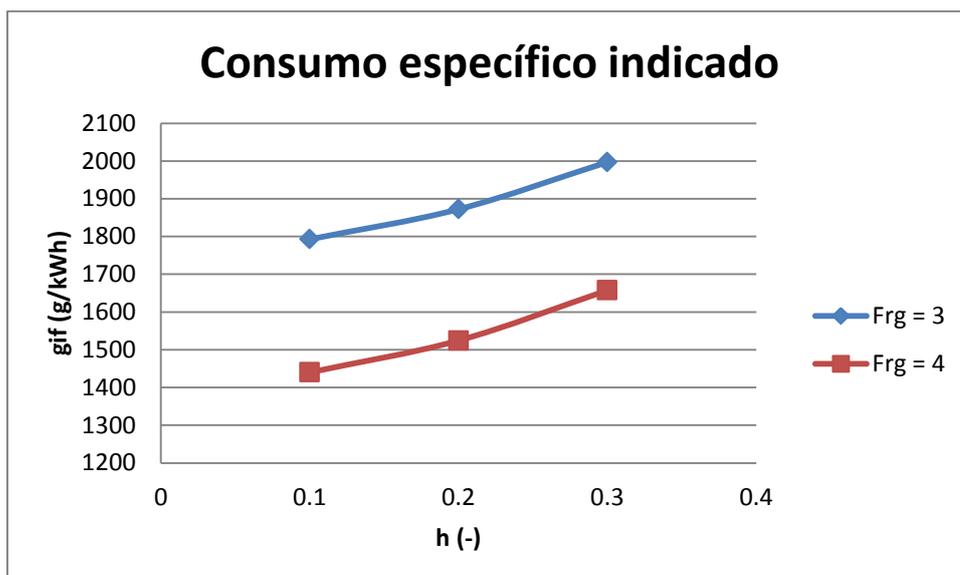
5.4.5 Consumo específico indicado

Los resultados del consumo específico indicado (g_{if}) para cada uno de los combustibles empleados se recogen en la *Tabla 5.11*.

	g_{if} (g/kWh)
Combustible 1	1792,712
Combustible 2	1872,2775
Combustible 3	1997,0105
Combustible 4	1439,9643
Combustible 5	1524,3772
Combustible 6	1657,3141

Tabla 5.11.- Consumos específicos indicados obtenidos en función del combustible.

Como se desarrolló en el *apartado 4.1.4*, el consumo específico indicado expresa el consumo de combustible por unidad de potencia indicada extraída. Teniendo en cuenta esto, el consumo específico indicado será inversamente proporcional a la potencia indicada, lo que significa que aquel combustible cuya potencia indicada fuera máxima (menor h y mayor F_{rg}), tendrá un consumo específico indicado mínimo, y viceversa. Esto se observa en la *Gráfica 5.11*.



Gráfica 5.11.- Consumo específico indicado en función de h y F_{rg} .

De esta forma, las conclusiones obtenidas anteriormente sobre la influencia en la potencia del contenido de humedad de la biomasa de partida, y del dosado relativo de gasificación, son aplicables a este parámetro en cuanto a su relación inversa.

Además, también es posible analizar las curvas del consumo específico indicado desde el punto de vista del gasto másico de combustible. Para ello, en la *Tabla 5.12* se muestran los gastos másicos consumidos en el caso de cada uno de los combustibles (\dot{m}). Junto a éstos datos también se recuerdan los valores de la relación aire-combustible estequiométrica, que servirán para el posterior análisis.

	\dot{m} (g/s)	A/F_{st} (-)
Combustible 1	21,69	1,3891
Combustible 2	22,07	1,3567
Combustible 3	22,45	1,3321
Combustible 4	18,63	1,8375
Combustible 5	19,06	1,7845
Combustible 6	19,51	1,7404

Tabla 5.12.- Gastos másicos consumidos en función del combustible.

Observando estos valores, se puede afirmar que cuanto mayor es la relación aire-combustible estequiométrica, menor es la masa de combustible, lo cual es correcto ya que la relación aire-combustible se define como el cociente de la masa de aire entre la masa de combustible. Por esta razón, y volviendo a la relación del gasto másico de combustible con el consumo

específico indicado, cuanto mayor es el gasto, mayor es el consumo específico indicado.

5.4.6 Temperaturas máximas y emisiones contaminantes

Como ya se comentó en el apartado 4.2.3, el análisis de las temperaturas máximas ($T_{m\acute{a}x}$) que se alcanzan en los cilindros durante el proceso de combustión también es importante, ya que de éstas dependerá en gran medida la mayor o menor concentración de las distintas emisiones contaminantes que conforman los productos de la combustión.

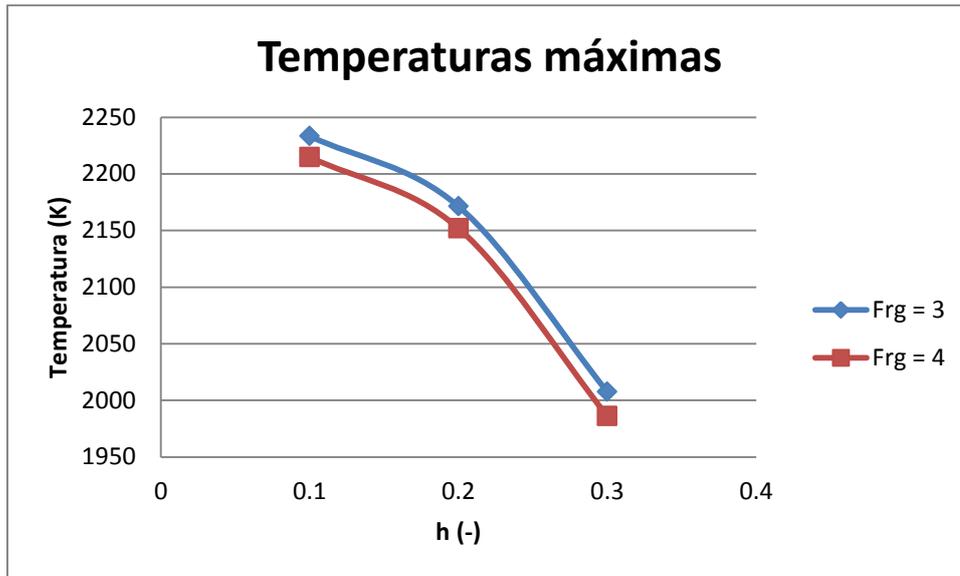
En este apartado se comentará la influencia de las temperaturas máximas en la concentración de dos emisiones contaminantes: los NO_x y el CO. Los mecanismos de formación de estas dos emisiones contaminantes son químicos, lo que significa que la formación de estos contaminantes viene como consecuencia de la evolución química de la zona quemada, la cual está muy ligada a los fenómenos de cinética y equilibrio químico, y de ello deriva la influencia de la temperatura.

Para ambos casos se puede afirmar que cuanto mayor sean las temperaturas máximas alcanzadas en el ciclo, mayores serán las emisiones de NO_x y de CO.

Para poder analizar posteriormente la concentración de NO_x y de CO emitidos en comparación con los distintos combustibles empleados, en primer lugar se analizarán las temperaturas máximas alcanzadas para cada combustible. Éstas aparecen recogidas en la *Tabla 5.13*, y representadas en función del contenido de humedad de la biomasa de partida (h) y del dosado relativo de gasificación (F_{rg}) en la *Gráfica 5.12*.

	$T_{m\acute{a}x}$ (K)
Combustible 1	2233.41
Combustible 2	2171.26
Combustible 3	2007.43
Combustible 4	2214.89
Combustible 5	2151.92
Combustible 6	1986.04

Tabla 5.13.- Temperaturas máximas en función del combustible.



Gráfica 5.12.- Temperaturas máximas en función de h y F_{rg} .

Como se puede observar, para un mismo dosado relativo de gasificación, cuanto mayor es el contenido de humedad, menores son las temperaturas máximas alcanzadas, lo que significa también que menores serán las emisiones de NO_x y de CO. A su vez, para un mismo contenido de humedad, cuanto mayor es el dosado relativo de gasificación, menores son las temperaturas máximas alcanzadas, lo que nuevamente significa que menores serán las emisiones de NO_x y de CO.

6 Conclusiones

Tras la finalización del presente trabajo, se puede afirmar que los objetivos fijados al principio del mismo, han sido alcanzados.

En primer lugar, tras una breve introducción al proceso de gasificación de biomasa, y a las plantas en las que se desarrolla este proceso, se ha proporcionado una descripción completa de la parte de la planta de gasificación en la que se centra el documento: sistema de admisión, motor de combustión interna alternativo del modelo Toyota 4Y, y sistema de escape. En esta descripción se han incluido dimensiones geométricas, reglajes, y parámetros de funcionamiento necesarios para el posterior modelado de la instalación.

A través del software BOOST de AVL, se ha conseguido implementar con éxito cada una de las partes componentes de la instalación real. En adición a ésta, se ha implementado un sistema de control, cuya actuación mejoraría el funcionamiento de la instalación en cuanto a que como se ha mostrado en el desarrollo del trabajo, su actuación garantiza trabajar bajo condiciones estequiométricas, lo que permite controlar las emisiones contaminantes generadas.

La validación realizada del modelo final creado, mostraba un error relativo del 0,66% entre los datos experimentales de la potencia generada en la instalación y la potencia efectiva obtenida tras la simulación del modelo, lo cual nos ha permitido validar el modelo desarrollado, pudiendo asumir los resultados obtenidos de éste como válidos.

Entre los resultados arrojados por el modelo, se han analizado entre otros las presiones medias, el par, el consumo específico indicado, las presiones y las temperaturas alcanzadas durante el ciclo en los cilindros, etc. Sin embargo, es la potencia el parámetro que se merece especial interés, puesto a que el objetivo de la instalación es la generación de ésta.

Se ha realizado un estudio paramétrico del funcionamiento y de las prestaciones del motor, en función del combustible empleado. Para ello, se han empleado seis composiciones de gas de gasificación obtenidas en función del contenido de humedad de la biomasa que se emplea en el proceso de gasificación, y del dosado relativo de gasificación.

Los resultados obtenidos de este estudio, permiten afirmar que es el combustible obtenido de la gasificación de aquella biomasa con menor contenido de humedad ($h=10\%$) y procesada con un dosado relativo de gasificación mayor ($F_{rg} = 4$), el que proporciona una mayor potencia efectiva,

Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL

alcanzando los 37,39 kW. Esta máxima potencia es aproximadamente un 20% mayor que la potencia menor obtenida, correspondiente a unas condiciones de un 30 % en contenido de humedad, y un dosado relativo de gasificación igual a 3.

De este modo, se concluye que el MCIA obtendrá una mayor potencia efectiva cuando esté alimentado por gas de gasificación obtenido de una biomasa primaria con bajo contenido de humedad, y de un proceso con un elevado dosado relativo de gasificación.

7 Bibliografía

- [1] Fonseca González, N. E. *Estado del arte del uso de gas de gasificación termoquímica de biomasa (GG) en motores de combustión interna alternativos*. Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas - CIEMAT, Convenio Cátedra de Motores Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Universidad Politécnica de Madrid. (2003).
- [2] Pérez Bayer, J. F. *Modelado unidimensional del proceso de gasificación de biomasa lignocelulósica en lechos empacados en equicorrente. Validación experimental con gasificadores invertidos*. Tesis Doctoral, Universidad de Valladolid, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. (2007).
- [3] SAIDI (Sociedad Anónima Ibérica de Distribuciones Industriales). *Válvulas de mariposa*. Catálogo de Productos. (2012).
- [4] Martínez Villegas, A. *Motores de Combustión Interna*. IES Baix Montseny, Sant Celony. (2007).
- [5] *Combustión en Motores de Combustión Interna Alternativos*. Apuntes, Universidad de Valladolid, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. (2013/2014).
- [6] Payri, F., & Desantes, J. M. *Motores de combustión interna alternativos*. Universidad Politécnica de Valencia. (2011).
- [7] Toyota Industries Corporation. *Toyota Industrial Engine*. Recuperado el 16 de Marzo de 2015, de <http://www.toyota-industries.com/component/products/y4.html>
- [8] Porras, A., & Soriano, M. L. *Distribución*. Apuntes, Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Agrícola, Cátedra de motores y maquinaria agrícola.
- [9] *Renovación de la carga en 4T*. Apuntes, Universidad de Valladolid, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. (2013/2014).
- [10] AVL. *BOOST Users Guide*. (2013).
- [11] Patton, K., Nitschke, R., & Heywood, J. *Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines*. SAE Paper (890836). (1989).
- [12] AVL. *Theory*. (2013).
- [13] Muñoz, M., & Payri, F. *Motores de combustión interna alternativos*. Universidad Politécnica de Madrid. (1989).

[14] Crespo, A. *Mecánica de Fluidos*. Paraninfo. (2012).

[15] *Transmisión de calor por convección*. Apuntes, Universidad de Valladolid, Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. (2012/2013).

[16] Tinaut, F. V., Melgar, A., Giménez, B., & Reyes, M. *Characterization of combustion of biomass producer gas in a constant volume combustion bomb*. Fuel Vol. 89, págs. 724-731. (2010).

[17] Rodríguez Galbarro, Hermenegildo. *La Potencia y el Par Motor, Estudio de la Cadena Cinemática, Estabilidad en los Vehículos*. Igemeccánica, Tutorial nº 63. Recuperado el 8 de Junio de 2015, de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>

I. Anexo I: Cálculo del diámetro hidráulico

En la instalación, la mayor parte de los conductos son de sección circular. Sin embargo, existen algunas de ellas que no cumplen esta afirmación, siendo necesario calcular su diámetro hidráulico. El diámetro hidráulico se calcula tal y como se muestra en la *Ecuación I.1*

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} \quad \text{Ecuación I.1}$$

Siendo:

D_h	diámetro hidráulico
A	área de la sección
P	perímetro de la sección

Los conductos que requieren calcular esta dimensión son:

- El colector de admisión, modelado por las tuberías 10, 11, 12 y 13.
- El colector de escape, modelado por las tuberías 14, 15, 16, 17, 18 y 19.
- El primer elemento del sistema de escape, modelado en la tubería 20.

A continuación se representa la sección de los conductos en cuestión, junto con el cálculo de su diámetro hidráulico.

Colector de admisión

Como ya se describió en el *apartado 2.2.2*, el colector de admisión está formado por dos piezas, de las cuáles, es la última la que posee una sección final no circular. Esta sección se muestra en la *Figura I.1*.

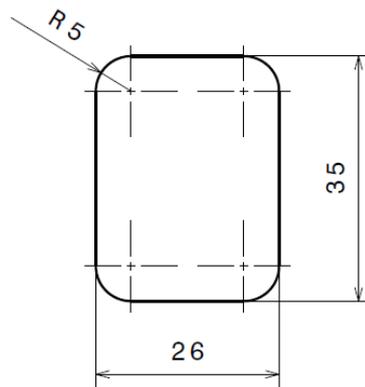


Figura I.1.- Sección final del colector de admisión (Sección 1).

Colector de escape

Las secciones iniciales de cada uno de los cuatro conductos del colector de escape son no circulares. Estas secciones son iguales dos a dos, las de los conductos que salen de los cilindros 1 y 4, y las que salen de los cilindros 2 y 3 respectivamente. Las secciones de ambos tipos se muestran en la *Figura I.2 y I.3*.

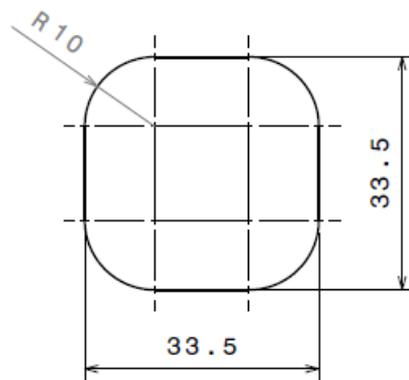


Figura I.2.- Sección inicial del colector de escape (conductos 1-4) (Sección 2).

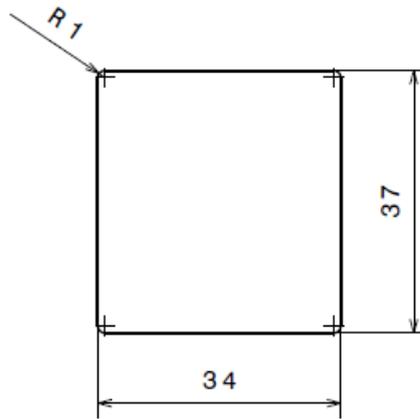


Figura I.3.- Sección inicial del colector de escape (conductos 2-3) (Sección 3).

Además, la sección inicial del conducto que unifica los conductos que salen de los cilindros 2 y 3, tampoco es circular. Esta sección está representada en la *Figura I.4.*

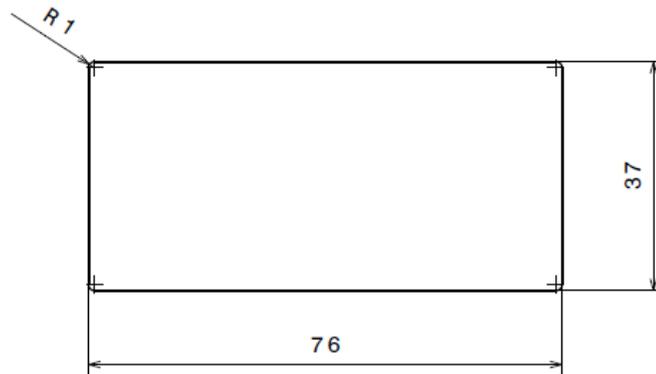


Figura I.4.- Sección inicial del conducto que unifica los conductos 2 y 3 del colector de escape (Sección 4).

Primer elemento del sistema de admisión

El colector de escape finaliza en dos conductos, los cuales son unificados por la primera pieza del sistema de escape. Su sección se muestra en la *Figura I.5.*

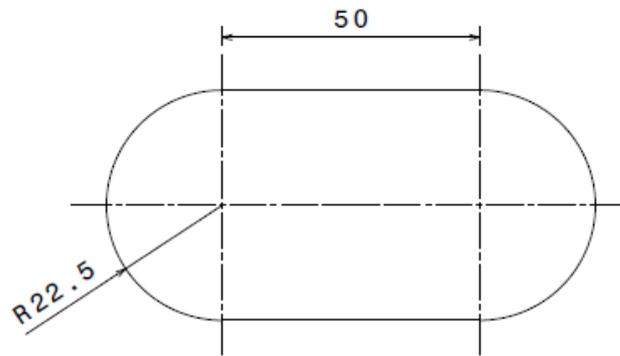


Figura I.5.- Sección inicial del primer elemento del sistema de escape (Sección 5).

Finalmente, las áreas y los perímetros calculados de las secciones anteriores, se muestran en la *Tabla I.1*, junto con los diámetros hidráulicos correspondientes.

Sección	Área (mm ²)	Perímetro (mm)	Diámetro hidráulico (mm)
1	888,54	113,416	31,34
2	1036,41	116,83	35,48
3	1258	142	35,43
4	2812	226	49,77
5	3840,43	241,37	63,64

Tabla I.1.- Cálculo de los diámetros hidráulicos de las secciones no circulares.