



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

**CARACTERIZACIÓN DEL PROCESO DE
COMBUSTIÓN DE BIOGÁS, OBTENIDO
DE RESIDUOS ORGÁNICOS, HACIENDO
USO DEL PROGRAMA BOOST DE AVL**

Carlos Cifuentes Tabarés



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**Caracterización del proceso de
combustión de biogás, obtenido de
residuos orgánicos, haciendo uso del
programa BOOST de AVL**

Autor:

Cifuentes Tabarés, Carlos

Tutor:

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

Valladolid, diciembre 2018.

Agradecimientos

Me gustaría agradecer en las primeras líneas de este trabajo, a toda aquella persona o institución que ha hecho posible su realización.

En primer lugar, me gustaría agradecer a mis padres y a mi hermana por haber estado siempre a mi lado, apoyándome durante todos estos años de carrera. Y a mis abuelos, tanto los que están entre nosotros como los que no, por creer siempre en mí.

En segundo lugar, a mi tutora, Miriam Reyes Serrano, por ayudarme y guiarme durante todo este proyecto, dándome los consejos necesarios para poder completarlo con éxito.

También, a todos mis amigos, tanto a los que he conocido dentro de la carrera como a los que tengo fuera, por haber compartido con ellos tantas experiencias y haberme hecho más amenos estos años.

Y por último, gracias a la empresa AVL, por permitirme usar el programa que ha sido base en la realización de este trabajo y a María Valladares Marcos por dejarme usar las mediciones de su TFG.

Resumen

En este Trabajo de Fin de Grado se caracteriza la combustión de biogás (obtenido en procesos de digestión anaerobia de residuos), como fuente de energía renovable para la producción de energía mecánica y electricidad.

Para ello se modela un motor de combustión interna alternativo (MCIA) mediante el software BOOST de AVL, que permite evaluar y optimizar las variables más importantes en un motor. En la simulación se estudian tres tipos diferentes de biogás: procedente de lodos de estaciones depuradoras de aguas residuales, residuos sólidos urbanos y residuos ganaderos, cuyas composiciones químicas son diferentes.

Un análisis de los resultados logrados permite la comparación de los parámetros obtenidos para cada tipo de biogás, como presión media efectiva, par, potencia, y así poder caracterizar la combustión de cada tipo de biogás. Los resultados muestran valores no muy diferentes, y muy dependientes del porcentaje de metano presente en el biogás manejado.

Palabras clave

Biogás, residuos, energía renovable, motor de combustión interna alternativo (MCIA), modelado, BOOST AVL

Abstract

In this Final Degree Project it is characterized the combustion of biogas (obtained from anaerobic waste digestion processes), as a source of renewal energy for the production of mechanical energy and electricity.

To this proposal, an internal combustion engine is modeled using AVL's BOOST software, which allows the evaluation and optimization of the most important variables of an internal combustion engine. Three different types of biogas are simulated and compared: obtained from waste water treatment plants, municipal solid waste and livestock waste, whose chemical compositions are different.

An analysis of the attained results allows the comparison of the parameters obtained for each type of biogas, such as mean effective pressure, torque, power, and to be able to characterize the combustion of each type of biogas. Results show values that are not very different, and very dependent on the percentage of methane present in the biogas simulated.

Keywords

Biogas, residues, renewal energy, internal combustion engine, modelling, BOOST AVL

Índice:

1- Introducción	9
1.1. Justificación y alcance	9
1.2. Objetivos y metodología	10
2- Motores de combustión interna y biogás	13
2.1. Motor de combustión interna alternativo (MCIA)	13
2.1.1 Sistema de admisión	14
2.1.2. Descripción del MCIA modelado	15
2.1.3. Sistema de escape	16
2.2. Programa BOOST AVL	17
2.3. Biogás	18
2.3.1. Lodos de estaciones depuradoras de aguas residuales (EDAR)	19
2.3.2. Residuos sólidos urbanos (RSU)	20
2.3.3. Residuos ganaderos	21
2.3.4. Uso de biogás en MCIA	21
3. Modelado del motor	25
3.1. Modelado del motor Toyota 4Y mediante BOOST AVL	26
3.1.1. Creación modelo	26
3.1.2. Datos globales de entrada	28
3.1.3. Motor (Engine)	33
3.1.4. Cilindros (Cylinders)	35
3.1.5. Límites del sistema (System boundaries)	44
3.1.6. Válvulas de mariposa (Throttle)	47
3.1.7. Filtro de aire (Air cleaner)	48
3.1.8. Uniones (Junctions)	50
3.1.9. Tuberías (Pipes)	50
3.1.10. Puntos de medida (Measure Points)	53
3.2. Sistema de control	54
3.2.1. Intérprete de fórmulas (Formula interpreter)	55
3.2.2. Controlador PID (PID controller)	56
3.2.3. Monitor (Monitor)	58
3.3. Comprobación del modelo	59
3.4. Modelo final	59
4- Resultados: estudio paramétrico y simulación	61
4.1. Estudio paramétrico	61
4.1.1. Composiciones	61
4.1.2. Tuberías	64
4.1.3. Caracterización de la combustión	64

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

4.1.4. Sistema de control	75
4.1.5. Punto de funcionamiento del motor	75
4.2. Simulación	77
4.2.1. Barrido del ángulo de adelanto de inicio de la combustión	78
4.2.2. Barrido del régimen de giro del motor	79
4.3. Resultados.....	80
4.3.1. Par.....	80
4.3.2. Potencia.....	81
4.3.3. Consumo específico y rendimiento efectivo.....	83
4.3.4. Presiones y temperaturas en los cilindros	85
4.4. Comparación de resultados.....	87
5- Conclusiones, mejoras y líneas futuras	91
5.1. Conclusiones	91
5.2. Mejoras y trabajos futuros.....	92
Bibliografía	93

Índice de figuras:

Figura 2.1. Proceso de combustión de un MEP [4].	16
Figura 2.2. Evolución con el tiempo de la composición del biogás generado por una misma tongada de residuos [8].	20
Figura 2.3. Efecto sobre la potencia indicada (en kW) del adelanto del salto de la chispa (en grados antes del punto muerto superior) para metano puro y un tipo de biogás (gas de vertedero)[13].	22
Figura 2. 4 . Relación entre el rendimiento efectivo (Brake Thermal Efficiency) y el dosado realativo (Equivalence Ratio) para biogás reduciendo su composición de CO ₂ (del 41 al 20%)[19].	24
Figura 3.1. Espacio del trabajo en AVL Boost.	26
Figura 3.2. Sistema de admisión.	27
Figura 3.3. MCI.A.	28
Figura 3 4. Sistema de escape.	28
Figura 3.5. Tareas de simulación.	29
Figura 3.6. Simulación de ciclo.	30
Figura 3.7. Propiedades del gas.	31
Figura 3 8. Inicialización.	31
Figura 3.9. Definición de las condiciones de referencia ambientales.	32
Figura 3.10. Definición general del motor.	33
Figura 3.11. Orden de encendido, en ángulo girado por el cigüeñal, de los cilindros.	34
Figura 3.12. Definición de los parámetros del modelo de fricción.	35
Figura 3.13. Geometría de los cilindros.	36
Figura 3.14. Condiciones de inicialización del cilindro.	37
Figura 3.15. Definición de las condiciones de la combustión en los cilindros.	38
Figura 3.16. Definición de parámetros dela combustión, en rojo aquellos que dependen del combustible y se introducen en apartados posteriores.	39
Figura 3.17. Definición del método de transferencia de calor.	40
Figura 3.18. Especificaciones de la válvula de entrada.	41
Figura 3.19. Especificaciones de la válvula de salida.	41
Figura 3.20. Definición de los coeficientes de flujo de las válvulas.	42
Figura 3.21. Definición de los levantamientos de las válvulas, admisión a) y escape b).	44
Figura 3.22. Elección del tipo de límite.	45
Figura 3.23. Condiciones de contorno para los límites, a) para SB1 y b) para SB2 y SB3.	46

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Figura 3.24. Coeficientes de flujo para la tubería de entrada del combustible. ..	47
Figura 3.25. Parámetros de referencia de las válvulas del aire y combustible, respectivamente.....	47
Figura 3.26. Definición de los coeficientes de flujo en las válvulas.....	48
Figura 3.27. Propiedades geométricas del filtro de aire.	49
Figura 3.28. Definición del método de fricción del filtro de aire.....	49
Figura 3.29. Coeficientes de flujo en el filtro de aire.	50
Figura 3.30. Elección del modelo de las uniones.	50
Figura 3.31. Canales de entrada (sensores) del intérprete de fórmulas.	55
Figura 3.32. Definición de la variable a utilizar por el intérprete de fórmulas.	55
Figura 3.33. Canal de salida del intérprete de fórmulas.....	56
Figura 3.34. Definición del controlador PID.	57
Figura 3.35. Canales del controlador PID.	58
Figura 3.36. Canales del monitor.	58
Figura 3.37. Modelo final.....	60
Figura 4.1. Herramienta BOOST Gas Properties Tool.....	62
Figura 4.2. Ejemplo de actualización de una tubería al set 3 en biogás EDAR....	64
Figura 4.3. Ubicación de las tres fases de la combustión de un MEP.....	66
Figura 4.4. Velocidad del frente de llama laminar (burning velocity) para diferentes fracciones molares de CO ₂ (0 – 0.4) en una mezcla de CH ₄ - CO ₂ , frente al dosado relativo (equivalence ratio) a P de 5 bares y T de 400 K [24]. ..	70
Figura 4.5. Comparación para la misma composición de biogás (60% CH ₄ / 40% CO ₂) de la velocidad del frente de llama laminar frente al dosado relativo para diferentes presiones a) y temperaturas b) [24].	72
Figura 4.6. Asignación de un parámetro global para el adelanto de inicio de la combustión.	76
Figura 4.7. Selección de valores para los barridos de los parámetros globales...	76
Figura 4.8. Curvas características de un motor a plena carga [21].	77
Figura 4.9. Gráfica de la presión media efectiva en función del ángulo de adelanto de la combustión para los distintos combustibles.....	78
Figura 4.10. Gráfica de la presión media efectiva en función de la velocidad de giro del motor para los distintos combustibles.	79
Figura 4.11. Par efectivo obtenido a lo largo de cada ciclo de la simulación para cada biogás.	80
Figura 4.12. Potencia efectiva, y en verde, potencia de pérdidas mecánicas, obtenido a lo largo de cada ciclo de la simulación para cada biogás.	82

Figura 4. 13. Consumo indicado obtenido a lo largo de cada ciclo de la simulación para cada biogás..... 83

Figura 4. 14. Ejemplo de presiones en los 4 cilindros para un ciclo completo (residuos ganaderos). 85

Figura 4. 15. Ejemplo de temperaturas en los 4 cilindros para un ciclo completo (residuos ganaderos). 85

Figura 4. 16. Potencia efectiva (Brake Power) y rendimiento efectivo (bte) frente a la fracción de CO₂ de una mezcla CH₄-CO₂ a 2000 rpm y relación de compresión = 13 en relaciones aire/ dosado estequiométrico (RAFR) de 0.98 y 1.05, para un motor mono cilíndrico [26]. 89

Figura 4. 17. Variación de la potencia efectiva (bp) y el consumo específico (sfc) frente a la relación aire / combustible (rel A/F) para diferentes composiciones de biogás, desde gas natural (nat.gas) con 0 % CO₂ a 40% CO₂ [27], para un motor mono cilíndrico..... 89

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Índice de tablas:

Tabla 2.1. Especificaciones del motor Toyota 4Y [3].	15
Tabla 2.2. Componentes del biogás, adaptado al castellano de [7].	18
Tabla 2.3. Composición orgánica de los residuos procedentes de EDAR, adaptado de [8].	19
Tabla 2.4. Composición orgánica del biogás de residuos ganaderos, adaptado al castellano de [10].	21
Tabla 3 1. Resumen de las características de cada tubería [3].	52
Tabla 3.2. Resumen de las tuberías con diámetro y curvatura variable [3].	53
Tabla 3.3. Localización de los puntos de medida en cada tubería [3].	54
Tabla 4.1. Composición de cada biogás según su origen.	61
Tabla 4.2. Poder calorífico inferior y el inverso del dosado estequiométrico de cada biogás.	63
Tabla 4.3. Vapor de combustible de cada biogás.	64
Tabla 4.4. Resumen velocidades y ángulos de duración de la combustión para cada biogás.	75
Tabla 4.5. Resumen de la pme y par máximo para cada biogás.	81
Tabla 4.6. Resumen de las potencias máximas para cada biogás.	82
Tabla 4.7. Resumen de los consumos para cada biogás.	84
Tabla 4.8. Comparativa de las temperaturas y presiones máximas en un cilindro para cada biogás, medidas del último ciclo simulado.	86
Tabla 4. 9. Comparación de parámetros de diferentes biogases.	88
Tabla 4. 10. Comparativa de la potencia efectiva para un cilindro entre este trabajo y otros.	90

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

1- Introducción

En la actualidad, la energía juega un papel fundamental y muy importante para desarrollo de la sociedad, por lo que debe asegurarse su producción constante y además la utilización de fuentes de energía que sean renovables, ya que son "ilimitadas" y más benevolentes con el medio ambiente.

Entre estas fuentes de energía renovables la biomasa tiene un carácter fundamental debido a que ayuda al reciclaje de los residuos orgánicos que producen los seres vivos. Para su utilización como combustible en un motor de combustión interna alternativo (MCIA) cuyo fin es la obtención de energía eléctrica, se debe transformar en biogás, mediante un proceso de descomposición de la materia en ausencia de oxígeno. Esto se realiza en digestores anaeróbicos.

La tecnología de biodigestión anaerobia para la producción de biogás para ser utilizado en 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 doméstico, industrial y agroindustrial.

En el presente Trabajo, se presentan un estudio teórico-experimental sobre el funcionamiento de un MCIA alimentado con biogás, para la generación de energía tanto eléctrica como térmica. Además, se estudian diferentes tipos de biogás, obtenidos a partir de diferentes tipos de residuos. Los resultados obtenidos sirven para complementar los estudios previos realizados por el grupo de investigación reconocido (GIR) en motores térmicos y energías renovables (MYER) de la Universidad de Valladolid.

1.1. Justificación y alcance

Los principales motivos que llevan a la utilización de biomasa procedente de residuos para su uso como combustible en un MCIA para la generación de electricidad son los siguientes:

-Es una energía renovable, por lo que es una alternativa a tener en cuenta frente a los combustibles fósiles que en las próximas décadas tenderán a agotarse.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

-Las emisiones contaminantes de dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), y óxidos de azufre (SO_x) y nitrógeno (NO_x), son menores respecto a los combustibles fósiles que son utilizados mayoritariamente.

-Debido a que la biomasa proviene de residuos producidos en las ciudades y proximidades, además de contar con una gran cantidad de ellos que se generan continuamente su utilización como fuente de energía provoca un proceso de reciclaje.

-Se consigue la transformación de una fuente de contaminación de la atmosfera y el agua en energía, ya que la descomposición de los residuos en su almacenaje o uso como estiércol produce emisiones contaminantes.

-Debido al proceso necesario de transformación de la biomasa en biogás es necesario que se realice una recogida y transporte de residuos a las plantas de transformación lo que conlleva una creación de puestos de trabajo.

-La legislación cada vez obliga a adoptar soluciones más severas frente a la emisión de gases de efecto invernadero y el uso de energías no renovables como consecuencia de las estrategias y objetivos climáticos de la Unión Europea [1].

1.2. Objetivos y metodología

Los objetivos principales del presente TFG son los siguientes:

1. Caracterización de la combustión del biogás procedente de la descomposición de residuos en un motor de combustión interna alternativo a través del software BOOST de AVL
2. Estudiar la influencia del origen del biogás en las prestaciones finales obtenidas por el motor.
3. Revalorizar energéticamente residuos.

Para cumplir los objetivos, se pretende diseñar un MCI en el programa BOOST que permita la utilización de este tipo de combustible.

Se va a proceder a describir y analizar las diferentes partes y características del motor Toyota 4Y que será utilizado en la simulación, además se realizará una diferenciación de tipos de biogás producidos en diferentes ámbitos, urbanos y ganaderos, como consecuencia de los residuos y deshechos

que se producen, se analizarán sus características y composiciones según su diferente origen.

Los tres tipos de biogás caracterizado son los siguientes: procedente de residuos sólidos urbanos (RSU), de lodos de estaciones depuradoras de aguas residuales (EDAR) y de residuos ganaderos.

Finalmente, con dicho modelo se simularán los diferentes tipos de biogás citados anteriormente, se analizará cómo ajustar y variar el punto de funcionamiento del motor para optimizar el sistema y se realizará una comparación de los parámetros obtenidos para determinar si el origen del biogás utilizado tiene una consecuencia directa en las prestaciones finales del motor.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

2- Motores de combustión interna y biogás

En el presente capítulo se va a proceder a explicar en detalle el motor y los diferentes tipos de biogás utilizados.

2.1. Motor de combustión interna alternativo (MCIA)

Un motor térmico es un dispositivo que permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica que contiene el combustible [2].

Dependiendo de dónde se produzca el proceso de combustión estos se pueden clasificar en:

-Motores de combustión externa: si este proceso tiene lugar de forma externa al fluido de trabajo.

-Motores de combustión interna: si el proceso tiene lugar en el propio fluido de trabajo.

Dentro de los motores de combustión interna hay dos tipos, según si el proceso de combustión ocurre de forma continua en el tiempo, o discontinua si éste es intermitente, como es el caso del motor utilizado en éste trabajo.

Además, una última división dentro de este tipo de motores, se puede realizar teniendo en cuenta si el fluido desarrolla un trabajo aumentando la energía cinética de una corriente (motor propulsivo) o si lo realiza sobre una superficie móvil, la cual puede desplazarse mediante un movimiento giratorio (motor rotativo) o un movimiento rectilíneo (motor alternativo).

A su vez, los motores de combustión interna alternativos (MCIA) se pueden clasificar de muchas formas diferentes en función de características como el proceso de combustión, el ciclo de trabajo, el tipo de combustible utilizado, el número y disposición de los cilindros, el tipo de refrigeración, etc.

Las dos divisiones más comunes e importantes son:

-Según el proceso de combustión: Motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC).

Los motores MEP se caracterizan porque el inicio de la combustión se produce mediante un aporte de energía externo al ciclo termodinámico, por ejemplo mediante una chispa producida entre los electrodos de una bujía.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

En cambio, los motores MEC la combustión se inicia mediante un proceso de autoencendido al alcanzarse temperaturas lo suficientemente altas en la cámara de combustión debido al proceso de compresión.

-Según el ciclo de trabajo: Motores de 2 tiempos (2T) o motores de 4 tiempos (4T).

En los motores de 4T el ciclo de trabajo se completa en dos vueltas de cigüeñal, es decir en cuatro carreras del émbolo. Existen unos procesos diferenciados para renovar el fluido que evoluciona en el motor.

En los motores de 2T en cambio el ciclo se completa en una vuelta del cigüeñal, dos carreras del émbolo. El fluido se renueva mientras el émbolo está en la parte inferior de su carrera.

El motor que se va a utilizar en este trabajo para su modelado y posterior simulación es un motor Toyota 4Y, es un motor MEP de 4 tiempos, que se encuentra en una planta de gasificación real y fue utilizado en el Trabajo de Fin de Grado de María Valladares Marcos: Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL (2015) [3], todas las mediciones de dicho motor se han recogido de su TFG.

A continuación, se procederá a realizar una breve explicación de las diferentes partes de la instalación en la que se incluye dicho motor que más adelante serán modeladas. La cual se ha dividido en tres partes:

- Sistema de admisión.
- MCIA.
- Sistema de escape.

2.1.1. Sistema de admisión

El sistema de admisión está formado por los conductos de entrada del aire y el biogás y por sus elementos de regulación que se encargan de la formación de la mezcla, y el conducto que lleva dicha mezcla al MCIA. Sus partes son:

- Entrada de aire que se recoge del ambiente.

-Entrada de biogás procedente de su almacenaje.

-Filtro de aire que recoge las impurezas que pueda tener el aire ambiente.

-Válvula de mariposa para el aire y para biogás que permiten regular su paso de manera que se adecúe a las características necesarias de formación de la mezcla en cada momento.

-Conductos del sistema de admisión de acero inoxidable excepto el de entrada del aire y el de salida de la mezcla que son de plástico.

2.1.2. Descripción del MCIA modelado

El motor tiene las siguientes características:

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 2.1. Especificaciones del motor Toyota 4Y [3].

Se trata de un motor de encendido provocado (MEP) de inyección indirecta cuyas características más resaltables son [4]:

- Al final de la compresión se dispone de una mezcla de aire y combustible más o menos homogénea.

- La combustión se inicia por una causa externa, generalmente el salto de una chispa eléctrica.

- La relación aire-combustible utilizada es cercana a la estequiométrica para garantizar que el proceso de combustión sea estable.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

- El frente de llama recorre la cámara de combustión, el proceso de combustión acaba cuando el frente de llama ha recorrido toda la cámara de combustión.

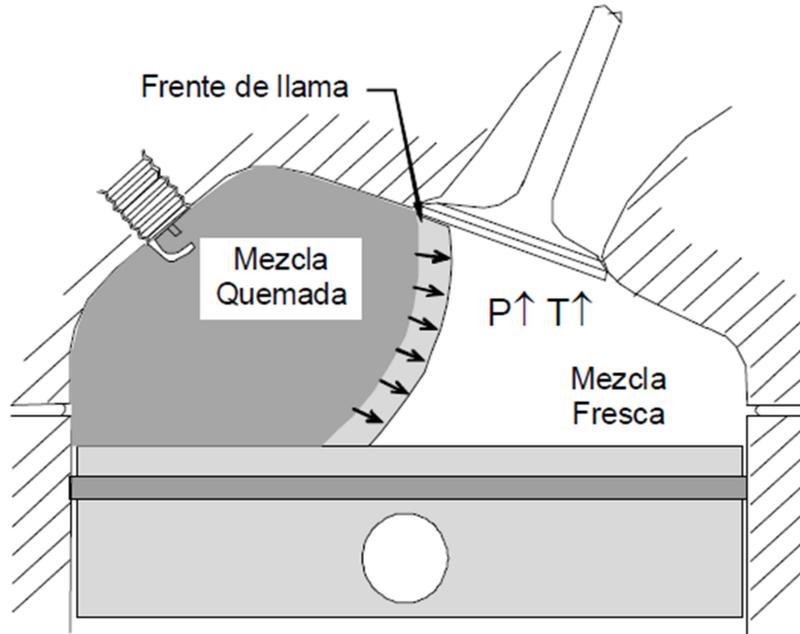


Figura 2.1. Proceso de combustión de un MEP [4].

Las partes más importantes que después se modelarán son:

-Colector de admisión: conducto que transporta la mezcla proveniente del sistema de admisión y se divide en cuatro para dividirla a cada cilindro, está formado por dos piezas de aluminio.

-Cilindros (4): cada uno se encarga de conducir al pistón en su movimiento y son el elemento central del sistema de compresión.

-Colector de escape: conductos que recogen los productos de la combustión producidos en los cilindros, posteriormente se unen 2 a 2 hasta formar dos piezas que se unen al sistema de escape.

2.1.3. Sistema de escape

El sistema de escape está formado por varios conductos que recogen los productos de la combustión del colector de escape y los llevan fuera de la instalación.

2.2. Programa BOOST AVL

BOOST simula una amplia variedad de motores: de 4 o 2 tiempos, de encendido provocado (MEP) o de encendido por compresión (MEC). Las aplicaciones van desde motores de pequeña capacidad para motocicletas o aplicaciones industriales hasta grandes motores para propulsión marina. Además BOOST también se puede usar para simular sistemas neumáticos [5].

El programa BOOST consiste en un preprocesador interactivo que ayuda con la preparación de los datos de entrada para el programa de cálculo principal. El análisis de resultados es apoyado por un post-procesador interactivo.

La herramienta de preprocesado cuenta con un editor de modelos y una entrada guiada de los datos requeridos. El modelo de cálculo del motor se diseña seleccionando los elementos necesarios de un árbol de elementos visualizados haciendo clic y conectándolos mediante elementos de tubería. De esta manera, incluso configuraciones de motor muy complejas se pueden modelar fácilmente, ya que hay una gran variedad de elementos disponibles.

El programa principal proporciona algoritmos de simulación optimizados para todos los elementos disponibles. El flujo en las tuberías se trata como unidimensional. Esto significa que las presiones, temperaturas y velocidades de flujo obtenidas de la solución de las ecuaciones dinámicas de gas representan valores medios sobre la sección transversal de las tuberías. Las pérdidas de flujo debidas a efectos tridimensionales, en ubicaciones particulares en el motor, se consideran mediante coeficientes de flujo apropiados. En los casos en que los efectos tridimensionales deben ser considerados con más detalle, está disponible un enlace al código de simulación de flujo tridimensional, AVL FIRE. Esto significa que una simulación multidimensional del flujo en zonas críticas del motor se puede combinar con una simulación unidimensional más rápida en otro lugar.

Las herramientas IMPRESS Chart y de post-procesado PP3 analizan la multitud de datos resultantes de una simulación. Todos los resultados se pueden comparar con los resultados de mediciones o cálculos previos. Además, está disponible una presentación animada de los resultados de cálculo seleccionados. Esto también contribuye a desarrollar la solución óptima del problema del usuario.

2.3. Biogás

La fermentación o digestión anaerobia es un mecanismo de degradación de biomasa por el cual las moléculas orgánicas complejas son descompuestas en sus componentes energéticos individuales de forma espontánea (sin adición de energía) por la acción de microorganismos [6].

El producto gaseoso de la fermentación se denomina biogás, y se compone típicamente de 50-75% metano (CH_4), 25-50% de dióxido de carbono (CO_2) y 0-10% de nitrógeno (N_2).

Todos los sistemas de digestión anaerobia producen biogás, independientemente del proceso utilizado, y esto se puede utilizar de varias maneras. Por ejemplo, el biogás se puede usar para generar electricidad y calor, para producir agua caliente y vapor, o como una fuente de energía para proporcionar refrigeración [7]. La energía generada a partir del biogás es muy baja en carbono. Normalmente produciendo significativamente menos de 50 g de CO_2 / kWh, esto cumple fácilmente el objetivo del Comité del Cambio Climático.

La digestión anaerobia produce biogás las 24 horas del día durante todo el año y por lo tanto, proporciona energía de manera confiable y consistente, que puede ayudar a equilibrar la intermitencia de otras fuentes de energía renovables. Además, si el tipo de energía requerida cambia, solo la tecnología de tratamiento de biogás de la planta (del 10% al 20% de la inversión de capital) necesita ser cambiada. El biogás generado a partir de digestión anaerobia es, por lo tanto, no solo flexible sino que también está a prueba de cambios en la legislación y necesidad en el futuro.

Componente	Formulación química	Porcentaje (%)
Metano	CH_4	50 – 75
Dióxido de carbono	CO_2	24 – 50
Nitrógeno	N_2	0 – 10
Hidrógeno	H_2	0,01 – 5
Oxígeno	O_2	0,1 – 2
Vapor de agua	H_2O	0 – 10
Sulfuro de hidrógeno	H_2S	10 - 30000 ppm
Amoniaco	NH_3	0,01 – 2.5mg/m ³

Tabla 2.2. Componentes del biogás, adaptado al castellano de [7].

En este trabajo se diferencia tres tipos de biogás según su origen:

- Lodos de estaciones depuradoras de aguas residuales (EDAR).
- Procedente de residuos sólidos urbanos (RSU).
- Procedente de residuos ganaderos.

2.3.1. Lodos de estaciones depuradoras de aguas residuales (EDAR)

Una planta de tratamiento de aguas residuales es una instalación en la que se utiliza una combinación de varios procesos (por ejemplo, físicos, químicos y biológicos) para tratar las aguas residuales industriales y eliminar los contaminantes.

Debido a este tratamiento resultan residuos, son los denominados lodos, que pueden ser utilizados como biomasa.

La composición de dicha biomasa transformada en biogás en varias plantas de tratamiento de aguas residuales de Finlandia se muestra en la siguiente tabla:

Planta depuradora	CH_4 (%)	CO_2 (%)	O_2 (%)	N_2 (%)	H_2S (ppm)
Jyväskylä	60 – 65	34 – 38	<1	<2	<1 – 4
Tampere nº1	61 – 67	33 – 38	n.a.	n.a.	2 – 4
Tampere nº2	61 – 66	35 – 36	n.a.	n.a.	2 – 4
Espoo	64 – 66	34 – 36	n.a.	n.a.	<1 – 2

Tabla 2.3. Composición orgánica de los residuos procedentes de EDAR, adaptado de [8].

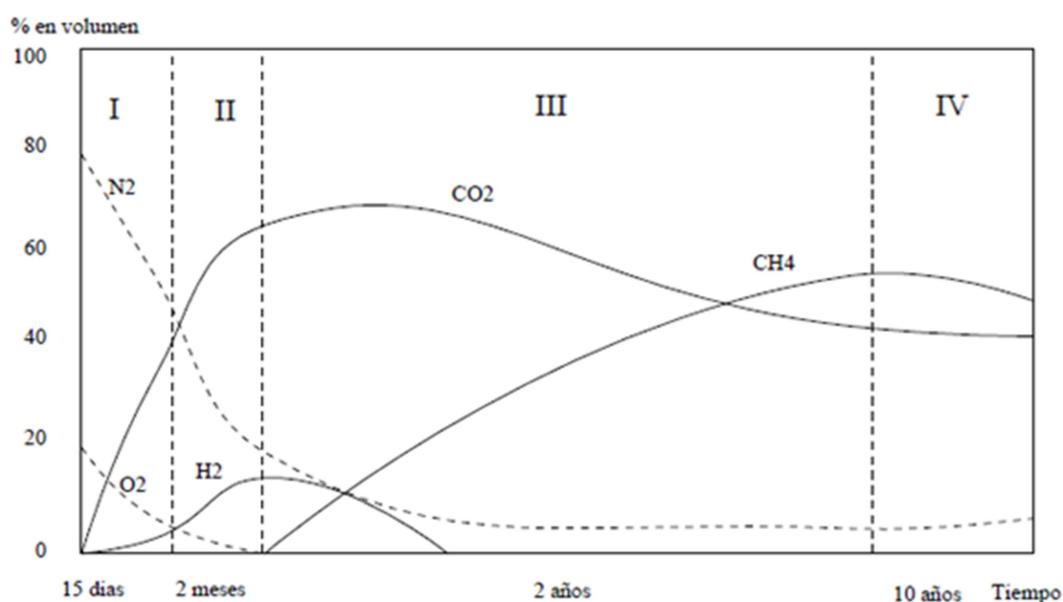
Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Se ha tomado como composición de este tipo de biogás la siguiente: 64% CH_4 , 35% CO_2 y 1% N_2 .

2.3.2. Residuos sólidos urbanos (RSU)

Los residuos sólidos pueden clasificarse en residuos domésticos, residuos municipales y residuos industriales. Tanto los residuos domésticos como los municipales son admitidos en los vertederos controlados anaerobios, y se engloban bajo el concepto de residuos sólidos urbanos (RSU). Los residuos industriales deben tratarse de forma separada [9].

La composición del biogás obtenido de este tipo de residuos además de depender de su origen, varía con el tiempo, como se aprecia en la siguiente figura:



Fase I – Aerobia
Fase II – Anaerobia (ausencia de CH_4)
Fase III – Anaerobia (formación en aumento de CH_4)
Fase IV – Anaerobia (estabilización de CH_4)

Figura 2.2. Evolución con el tiempo de la composición del biogás generado por una misma tongada de residuos [8].

Para el presente trabajo se ha tomado la siguiente, como la composición del biogás procedente de RSU: 50% CH_4 , 45% CO_2 y 5% N_2 .

2.3.3. Residuos ganaderos

La actividad ganadera aporta en España en torno a un 40% de la Producción Final

Agraria (PFA) (MAPA, 2006a). Y más concretamente en torno al 20% del ganado bovino de España correspondía a Castilla y León (MAPA, 2007).

La generación de deyecciones ganaderas en España supera los 90 millones de toneladas anuales, destacando las deyecciones de bovino y de porcino entre las especies generadoras y siendo Castilla y León la comunidad autónoma que más deyecciones genera anualmente [6].

Dichos residuos se utilizan como compostaje, abonos orgánicos y biomasa.

Uno de los países con mayor consumo de biogás del mundo es India, de un trabajo procedente de este país se ha obtenido la siguiente figura, con la composición media de un digestor anaerobio de biogás procedente de residuos ganaderos.

Detalles del digestor	Pienso homogéneo		Pienso no-homogéneo	
	CO ₂ (%)	CH ₄ (%)	CO ₂ (%)	CH ₄ (%)
Control del digestor (100% de residuos ganaderos)	44,0	56,0	44,0	56,0

Tabla 2.4. Composición orgánica del biogás de residuos ganaderos, adaptado al castellano de [10].

2.3.4. Uso de biogás en MCIA

El biogás es el resultado de la descomposición de material orgánico por microorganismos en un ambiente húmedo y en ausencia de oxígeno. Principalmente consiste en metano y dióxido de carbono pero puede contener otros elementos. Esta composición puede variar entre las diferentes plantas de

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

tratamiento, e incluso puede cambiar en una cierta planta dependiendo de las condiciones en el digestor [11].

Desde el punto de vista calorífico el componente más importante es el metano por lo que es el factor a maximizar en la obtención del biogás para alcanzar mejores prestaciones, por ello usualmente se purifica para aumentar su concentración. También se debe tener en cuenta que un aumento del porcentaje de CO_2 puede ayudar a paliar el autoencendido del motor y reducir las emisiones contaminantes.

El uso de biogás en motores de combustión interna comenzó en la década de 1940 y se han realizado muchos progresos para hacer frente a las características del biogás, como son su baja velocidad de propagación de llama, debido a que a excepción del metano sus otros componentes actúan como diluyentes y a que su composición es muy variable [12].

Para ello se han estudiado aspectos como el adelanto del salto de la chispa en MEP, la siguiente figura muestra un ejemplo del adelanto del salto de la chispa comparando biogás con gas natural (100% metano):

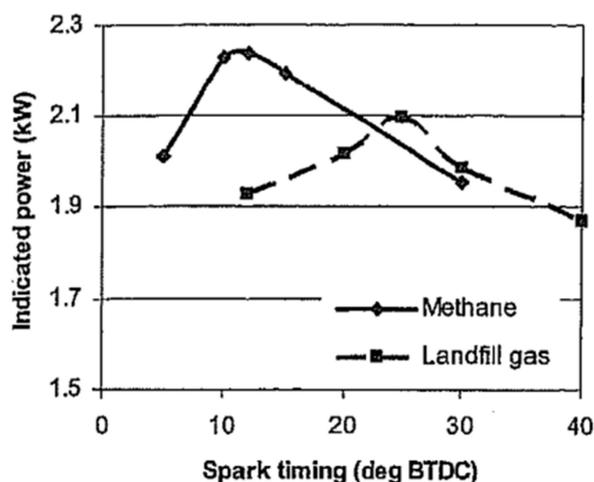


Figura 2.3. Efecto sobre la potencia indicada (en kW) del adelanto del salto de la chispa (en grados antes del punto muerto superior) para metano puro y un tipo de biogás (gas de vertedero) [13].

Hoy en día hay muchas plantas de generación de calor y potencia combinados (CHP) instaladas con un motor de combustión interna y alimentada con biogás, que han estado funcionando durante varios años, lo que brinda la oportunidad de investigar problemas de confiabilidad, degradación de componentes del motor y fallas después de una operación real en el campo.

También se necesita realizar un trabajo teórico y experimental para comprender los mecanismos exactos de combustión considerando la composición real de biogás, no solo las mezclas de CH_4 y CO_2 simplificadas.

A pesar del éxito del motor alimentado con biogás en el mercado energético actual, la cantidad de artículos publicados no es elevada. Por ello y por la variabilidad en la composición antes mencionada sólo se pueden obtener relaciones y tendencias de parámetros. A continuación se presentan varios:

Whiston et al. [14] simularon la combustión de biogás en un MEP de 4 cilindros, con relación de compresión 9.5:1 a 1500 rpm. El biogás simulado fue una mezcla de metano y CO_2 para diferentes composiciones, hasta un máximo de 35% de CO_2 . Los resultados presentaron que aumentando la concentración de CO_2 se reducía la velocidad de combustión turbulenta. Para 30% de CO_2 se ésta se redujo en un 50%.

Anand et al. [15] hicieron un estudio para predecir la eficiencia y la emisión de NO_x en un MEP basándose en el diseño del motor y los parámetros en condiciones de servicio utilizando redes neuronales artificiales (ANN). Los resultados indicaron que la presencia de dióxido de carbono puede reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x), y la alta fracción de volumen de CO_2 puede ayudar a paliar el autoencendido del motor, pero debido a la menor presión en los cilindros, se reduce la potencia del motor y la eficiencia térmica. Esto se debe principalmente al menor valor calorífico del biogás.

Yadav et al. [16] estudiaron las emisiones de biogás como combustible en motores MEP. Los estudios demostraron que la composición y la estructura molecular del biogás lo convierten en un combustible de bajas emisiones contaminantes, las emisiones de CO pueden anularse, y las emisiones de HC y NO_x se reducen significativamente. Sin embargo, las emisiones de CO_2 aumentarán, especialmente sin la purificación del biogás. También [17] compararon los efectos de la gasolina, el biogás purificado y el biogás, encontrando que una mayor proporción de CO_2 y otros gases no combustibles en el biogás redujeron la eficiencia del motor, la potencia máxima disminuyó y el consumo de combustible aumentó.

Gomez et al. [18] utilizaron un motor MEC transformado a MEP, con, 2 cilindros y 1.550 cm^3 en total, ratio de compresión de 15.5:1 y trabajando a 1800 rpm. Tras la conversión la potencia de salida se redujo un 17.64% usando sólo biogás. Posteriormente se simuló con biogás y biogás enriquecido con metano

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

en un 25 y un 50% en volumen. La presencia de dióxido de carbono permitió altos ratios de compresión con condiciones normales de combustión. Las emisiones de NO_x , CO y CH_4 sin quemar disminuyeron con el biogás enriquecido en 50%.

Porpatham et al. [19] utilizaron un MEP para observar como afectaba la reducción de la composición de CO_2 en diferentes parámetros característicos, por ejemplo el rendimiento efectivo como se observa en la siguiente figura:

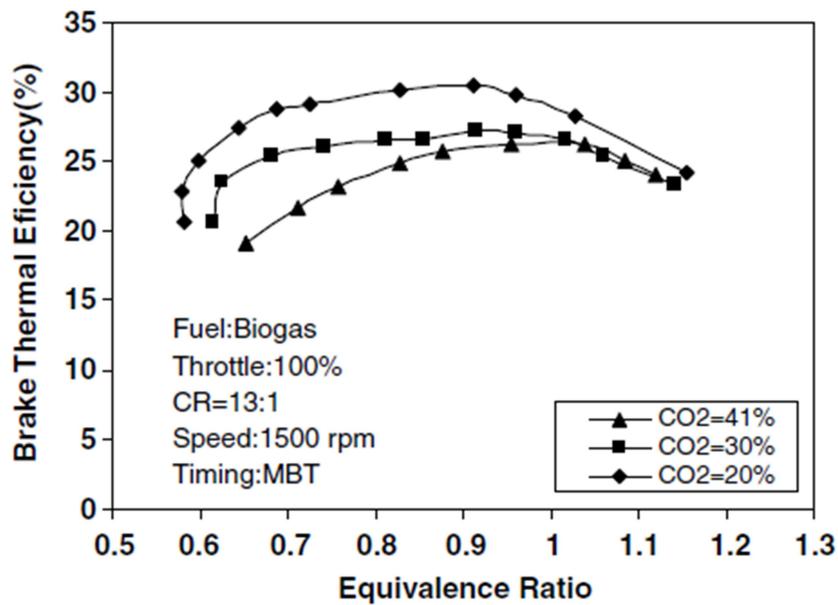


Figura 2. 4 . Relación entre el rendimiento efectivo (Brake Thermal Efficiency) y el dosado relativo (Equivalence Ratio) para biogás reduciendo su composición de CO_2 (del 41 al 20%)[19].

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 [2].

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.

En este capítulo se va a proceder a realizar un modelado del motor Toyota 4Y mediante el software BOOST de AVL con el objetivo de poder predecir lo más fielmente a la realidad el funcionamiento de dicho motor y así observar los parámetros más influyentes.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

3.1. Modelado del motor Toyota 4Y mediante BOOST AVL

A continuación se detallarán los pasos seguidos para la creación de dicho modelo, con la ayuda de la Guía de Usuarios AVL (2016), y gracias a las mediciones de [3].

3.1.1. Creación modelo

Para crear el modelo en cuestión se deben seleccionar con doble clic los elementos necesarios de la ventana de componentes y posteriormente se deben colocar en la posición adecuada en el espacio de trabajo.

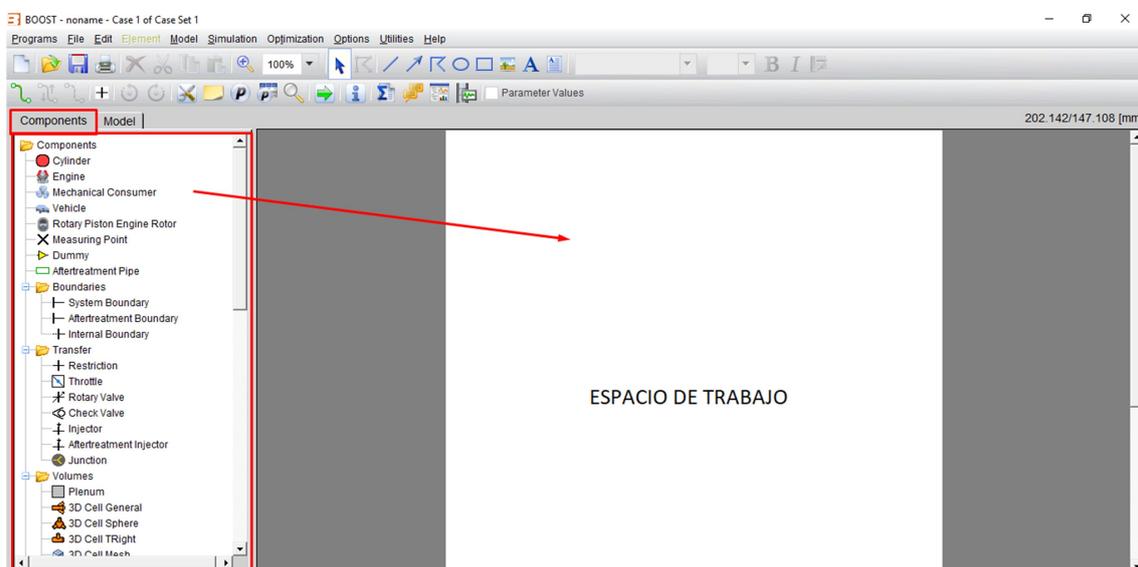


Figura 3.1. Espacio del trabajo en AVL Boost.

La unión entre diferentes componentes se realiza con el comando .

La primera parte del motor, el sistema de admisión, está compuesta por:

- 2 Límites del sistema (system boundaries) SB₁ y SB₂.
- 1 Filtro de aire (air cleaner) CL₁.
- 2 Válvulas de mariposa (Throttle) TH₁ y TH₂.
- 1 Unión (junction) J₁ entre las dos ramas del sistema.

-6 Tuberías, 1-6, y 6 puntos de medida (Measure points) MP1 a MP6.

Y queda modelada de la siguiente forma:

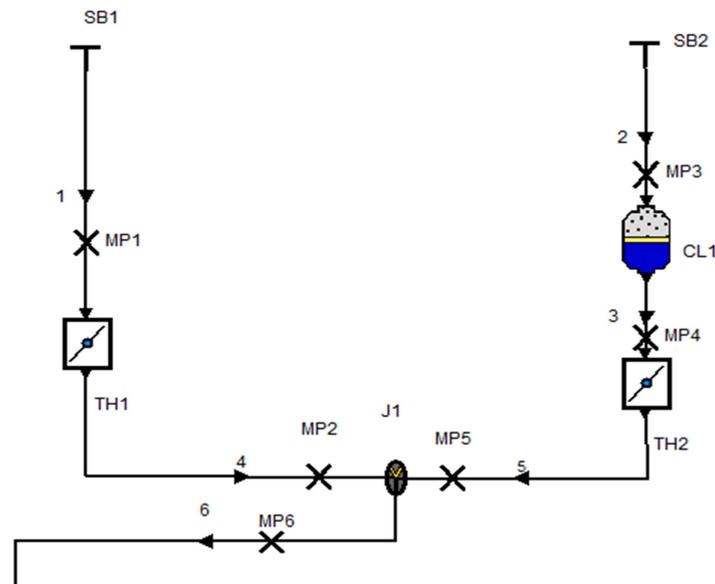


Figura 3.2. Sistema de admisión.

Posteriormente se continúa con el MCIA, el cual consta de:

-6 uniones (Junctions), J2-J5, que dividen la entrada del sistema de admisión en 4 (una por cada cilindro) y J6 y J7 que unen las salidas del escape de los cilindros 2 a 2, cilindros 1 y 4 y cilindros 2 y 3.

-4 Cilindros (Cylinders) C1-C4.

-13 tuberías 7-19 y 13 puntos de medida (Measure Points) MP7-MP19.

Todo ello queda modelado así:

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

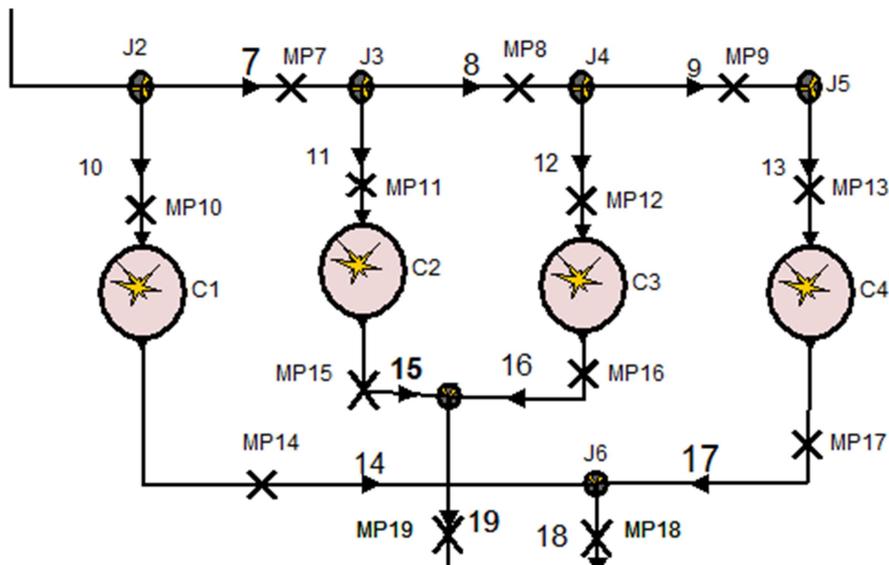


Figura 3.3. MCIA.

Y por último, el sistema de escape que consta de:

- 1 unión (junction) J8 que une los colectores de escape en uno único.
- 1 tubería 20 y un punto de medida (meassure point) MP20.

Y un límite de sistema (system boundary) SB3.

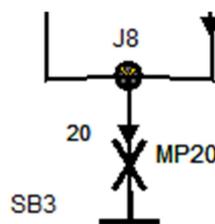


Figura 3 4. Sistema de escape.

3.1.2. Datos globales de entrada

Primero se deben definir los datos de entrada globales, está información se usa para preparar el proceso de entrada de cada elemento. Para ello se entra en el menú Simulation->Control de la barra de herramientas.

- 1) Tareas de simulación (Simulation tasks)

Se ha seleccionado la opción Simulación de ciclo (Cycle simulation) que consiste en el cálculo de la combustión y el intercambio de gases.

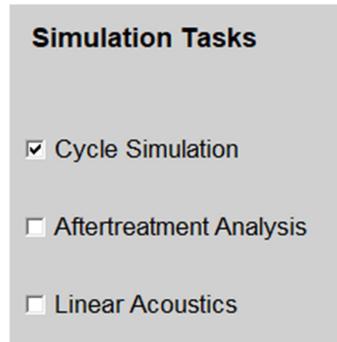


Figura 3.5. Tareas de simulación.

2) Simulación de ciclo (Cycle simulation)

Se ha elegido la opción transporte de especies clásico (Classic Species Transport) mediante la cual se resuelven las ecuaciones de conservación para los productos de la combustión y el vapor de combustible.

Además, se ha elegido que la simulación termine (End of Simulation) después de calcular 30 ciclos, los cuales son suficientes para que los resultados sean estables.

Por último en este apartado, se define el tamaño medio de la celda (Average Cell Size) en el que se va a discretizar espacialmente las tuberías en 5 mm.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Cycle Simulation

Species Transport

Non-Engine Application

Reference Speed rpm

Reference Cycle Type

2-Stroke

4-Stroke

Rotary Piston Engine

Simulation Interval

End of Simulation cycle(s)

Convergence Control

Spatial Pipe Discretization

Average Cell Size mm

Simulation Step Size deg

CFL Multiplier

Figura 3.6. Simulación de ciclo.

3) Configuración de especies clásica (Classic Species Setup)

En este apartado, se puede seleccionar un combustible estándar predefinido por el programa o que el usuario defina uno mediante la herramienta BOOST Gas Properties Tool. Esta herramienta es la que se utiliza para introducir los diferentes gases con sus diferentes composiciones y con ello el programa calcula automáticamente el Poder Calorífico Inferior (PCI) y la relación estequiométrica aire-combustible A/F_{st} .

Además, es necesario definir las variables de presión y temperatura de referencia, las cuales se han fijado en 1 bar y 24.85 °C respectivamente, ya que el programa usa propiedades del gas variables, lo que significa que en cualquier lugar del sistema las propiedades del gas se determinan en función de la actual presión, temperatura y composición del gas, opción f (P,T,Mixture).

Gas Properties

Real Gas Factor

Air Humidity

Property Dependencies

Reference Pressure bar

Reference Temperature degC

Figura 3.7. Propiedades del gas.

4) Inicialización (Initialization)

Es necesario la definición de las condiciones iniciales de los límites del sistema, además de para cada uno de los elementos que forman el modelo.

Se procede a crear 4 conjuntos (Sets) de condiciones iniciales, cada uno incluye cinco parámetros Presión, Temperatura, Concentración de combustible (Fuel vapour), Concentración de productos de la combustión (Combustion Products) y como proporción (Ratio) se ha elegido el inverso del dosado relativo (Air equivalence ratio).

Initialization

Ratio

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

Add Set
Remove Set
Load
Store

Figura 3 8. Inicialización.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

El recuadro rojo se introducirá más adelante ya que depende de las características de cada combustible.

El set 1 corresponde con las condiciones iniciales a la entrada del aire, el set 2 con las condiciones iniciales a la entrada del combustible, el set 3 con las condiciones iniciales estequiométricas de la mezcla aire-combustible antes de la entrada a los cilindros y el set 4 con dichas condiciones en los productos de la combustión a la salida de los cilindros.

5) Control de reinicio (Restart Control)

No se activa esta opción por lo que los nuevos cálculos se inician con los valores iniciales que se especifican en el modelo y no con los especificados en un archivo de reinicio (Restart File).

6) Control de salida (Output Control)

Se define en 1 el ciclo que será mostrado al finalizar la simulación, el cual corresponderá con el último ciclo calculado, además el intervalo de guardado de datos se define en 1 grado.

Por último, se definen las condiciones ambientales de referencia que el programa toma para calcular datos específicos del rendimiento del motor que se relacionan con condiciones ambientales.

Estas condiciones son presión 1 bar y temperatura 24,85° y corresponden con las del límite del sistema por el cual el motor aspira el aire.

The image shows a software interface with several sections:

- Animation:** Animation, Crankangle, Frequency
- Traces:** Recorded Range Traced Cycles (1), Acoustic Cycles (0), Saving Interval (1) deg
- Transients:** Abscissa Time, Cycle
- Reference Ambient Conditions:** Pressure (1) bar, Temperature (24.85) degC

Figura 3.9. Definición de las condiciones de referencia ambientales.

3.1.3. Motor (Engine)

En este apartado se definen las características de funcionamiento generales del motor.

1) General (General)

Se define la velocidad de rotación del motor la cual será constante en cada simulación pero deberá ser la que provoque mejores prestaciones como se verá en otro apartado más adelante.

Se selecciona además que el motor es de 4T (4-Stroke) y no se realiza un control sobre la presión media efectiva (BMEP Control).

The image shows a configuration window for an engine. It contains the following elements:

- A checkbox labeled "Transient Engine Speed" which is currently unchecked.
- A text input field for "Engine Speed" containing the value "2500" followed by the unit "rpm".
- A text input field for "Inertia Moment of Engine" which is empty, followed by a checked checkbox and the unit "kg.m²".
- A "Cycle Type" section with three radio button options: "2-Stroke", "4-Stroke" (which is selected), and "Rotary Piston Engine".
- A checkbox labeled "BMEP Control" which is currently unchecked.

Figura 3.10. Definición general del motor.

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

En este apartado se especifica el orden de encendido de los cilindros que es 1-3-4-2, al no ser cilindros idénticos (identical cylinders) no se selecciona esa opción y se introducen los ángulos respecto al inicio 0° del encendido de cada cilindro.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Cylinder / RPE-Rotor Setup

Identical Cylinders

Firing Order

	Firing Angle
	deg
1	0
2	540
3	180
4	360
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	

Load

Store

Figura 3.11. Orden de encendido, en ángulo girado por el cigüeñal, de los cilindros.

3) Fricción del motor (Engine Friction)

Es un parámetro importante a tener en cuenta debido a que afecta negativamente a la potencia obtenida del motor así como al consumo de combustible. El modelo seleccionado es el de Patton, Nitschke y Heywood, 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 mayoritariamente geométricos, distinguiéndose los relacionados con el cilindro y los relacionados con el sistema de accionamiento de las válvulas.

Además, se tiene en cuenta el cambio de viscosidad del aceite el cual se define del tipo SAE 10/W30 y con temperatura 100°C.

Figura 3.12. Definición de los parámetros del modelo de fricción.

3.1.4. Cilindros (Cylinders)

Los cuatro cilindros son iguales por lo que a continuación sólo se detallará la definición de uno.

1) General (General)

En este apartado se definen las dimensiones características (Bore), (Stroke) (Con-Rod Length), (Piston Pin Offset) y la relación de compresión del cilindro (Compression Ratio).

Además, se puede 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. Para su consideración se deben especificar la medida del espacio entre la superficie interior del cilindro y el pistón (Effective Blow By Gap) y la presión media del cárter (Mean Crankcase Pressure).

Por último, se elige el modelo de barrido (Scavenge Model), la opción de mezcla perfecta (Perfect Mixing) es el modelo estándar para los motores de 4 tiempos debido a que por los adelantos y retrasos de las aperturas/cierres de las válvulas se produce un cruce de las mismas. Dicho modelo está basado en que el gas que entra en el cilindro se mezcla inmediatamente con el contenido del

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

mismo y por ello el gas que sale del cilindro tiene la misma composición que la mezcla del cilindro.

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 3.13. Geometría de los cilindros.

2) Inicialización (Initialization)

Se deben especificar las condiciones en el cilindro las cuales son presión (Pressure), temperatura (Temperature) y composición del gas (Gas Composition), cuando se realiza la apertura de la válvula de escape, al terminar las altas presiones. La simulación de las condiciones en el interior del cilindro comienza con la primera apertura de la válvula de escape y no se realiza antes.

Initialization

Initial Conditions at EO

Pressure	<input type="text" value="4"/>	bar
Temperature	<input type="text" value="950"/>	degC

Initial Gas Composition

Ratio Type	<input type="text" value="Air Equivalence Ratio"/>	
Ratio Value	<input type="text" value="1"/>	[-]
Fuel Vapour	<input type="text" value="0"/>	[-]
Combustion Products	<input type="text" value="1"/>	[-]

SHP Condition Setting

Figura 3.14. Condiciones de inicialización del cilindro.

3) Combustión (Combustion)

Entre las múltiples opciones de liberación de calor (Heat Release) se ha elegido la Ley de Vibe.

A su vez, es necesario especificar como es el sistema de formación de la mezcla, en este caso es externa (External) y la temperatura del combustible (Fuel Temperature) es de 25°C.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Figura 3.15. Definición de las condiciones de la combustión en los cilindros.

Para la simulación mediante la Ley de Vibe, se deben introducir varios parámetros:

El inicio de la combustión (Start of Combustion) o salto de la chispa (en MEP) en grados respecto del ángulo del cigüeñal, en apartados posteriores se deducirá su valor de forma que se las prestaciones del motor.

La duración de la combustión (Combustion duration) en grados que será función del combustible elegido.

El parámetro de forma m (Shape parameter m) y el parámetro a (parameter a).

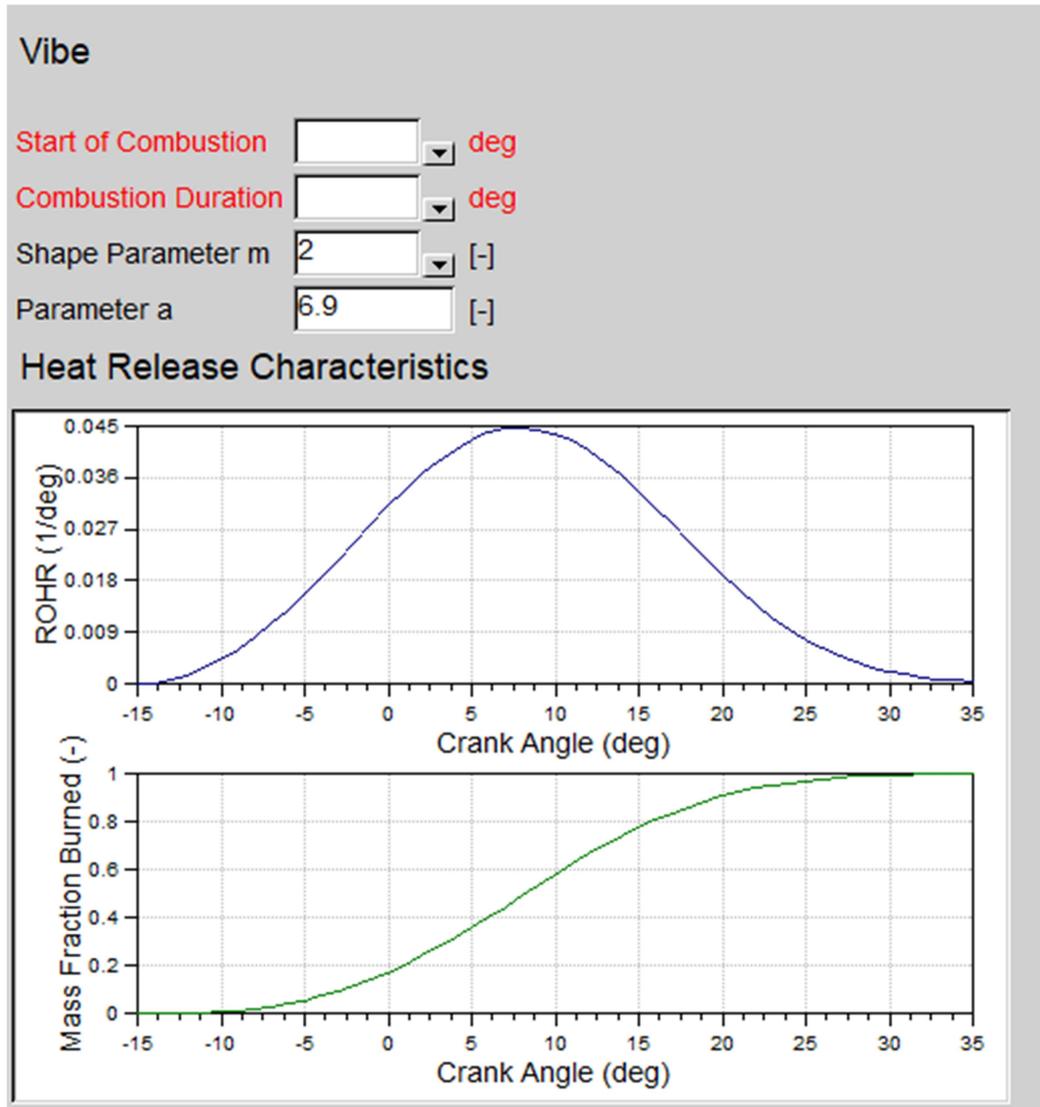


Figura 3.16. Definición de parámetros de la combustión, en rojo aquellos que dependen del combustible y se introducen en apartados posteriores.

4) Transferencia de calor (Heat Transfer)

Se ha seleccionado el modelo de transferencia de calor para el cilindro de Woschni 1978, y se definen el área de la superficie (Surface área), la temperatura de la pared (Wall Temperature) y el factor de calibración (Factor Calibration) para el cilindro y el pistón.

Para finalizar, se selecciona el sistema de inyección (Combustion system), el cual es de inyección directa (DI).

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

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

Figura 3.17. Definición del método de transferencia de calor.

5) Especificaciones de las válvulas (Valve Port Specification)

Se definen las especificaciones de las válvulas (Valve Port Specification) de entrada (intake pipe) y escape (exhaust pipe):

Valve Port Specification

Intake pipe

Inner Valve Seat (= Reference) Diameter	<input type="text" value="40"/>	mm
Valve Clearance	<input type="text" value="0"/>	mm
Scaling Factor for Eff. Flow Area	<input type="text" value="1.629"/>	[-]

Figura 3.18. Especificaciones de la válvula de entrada.

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 3.19. Especificaciones de la válvula de salida.

Se definen los coeficientes de flujo (Flow Coefficients):

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

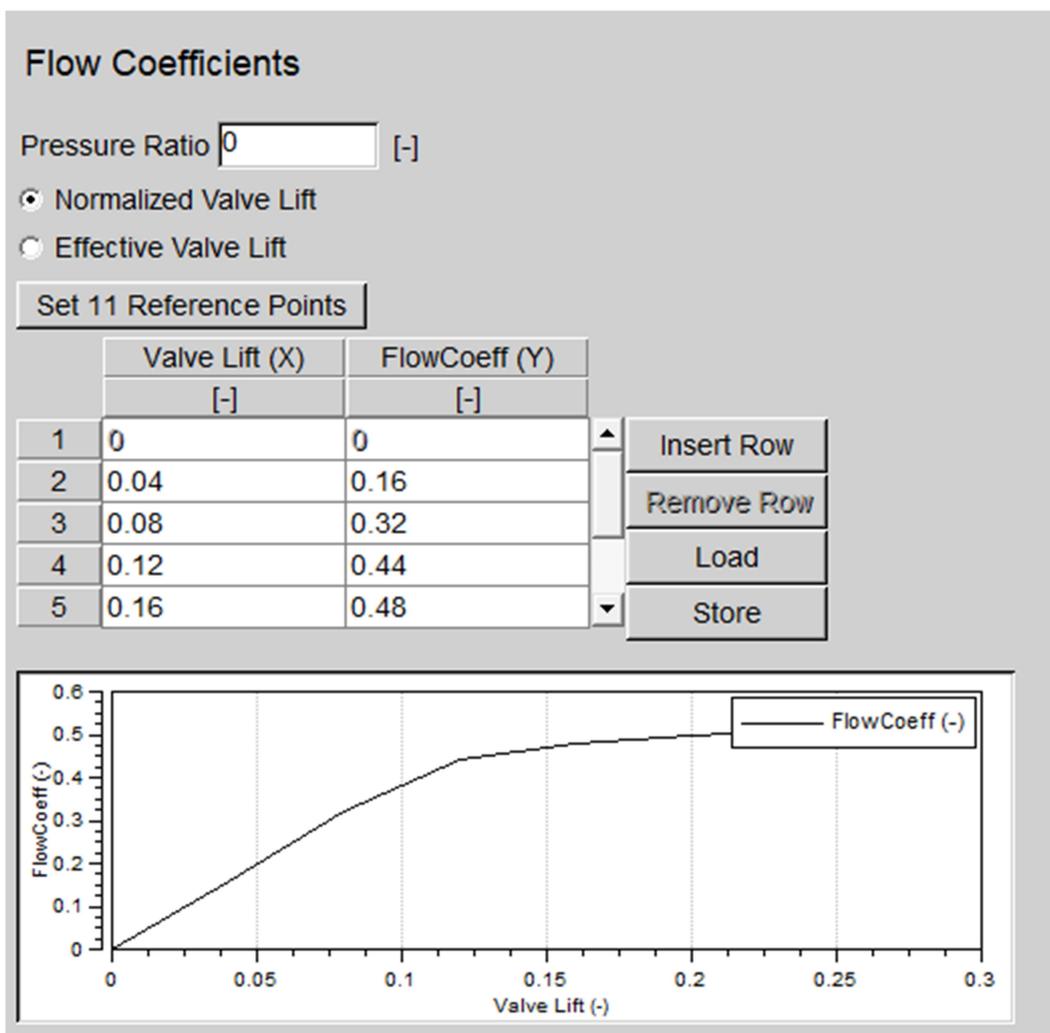


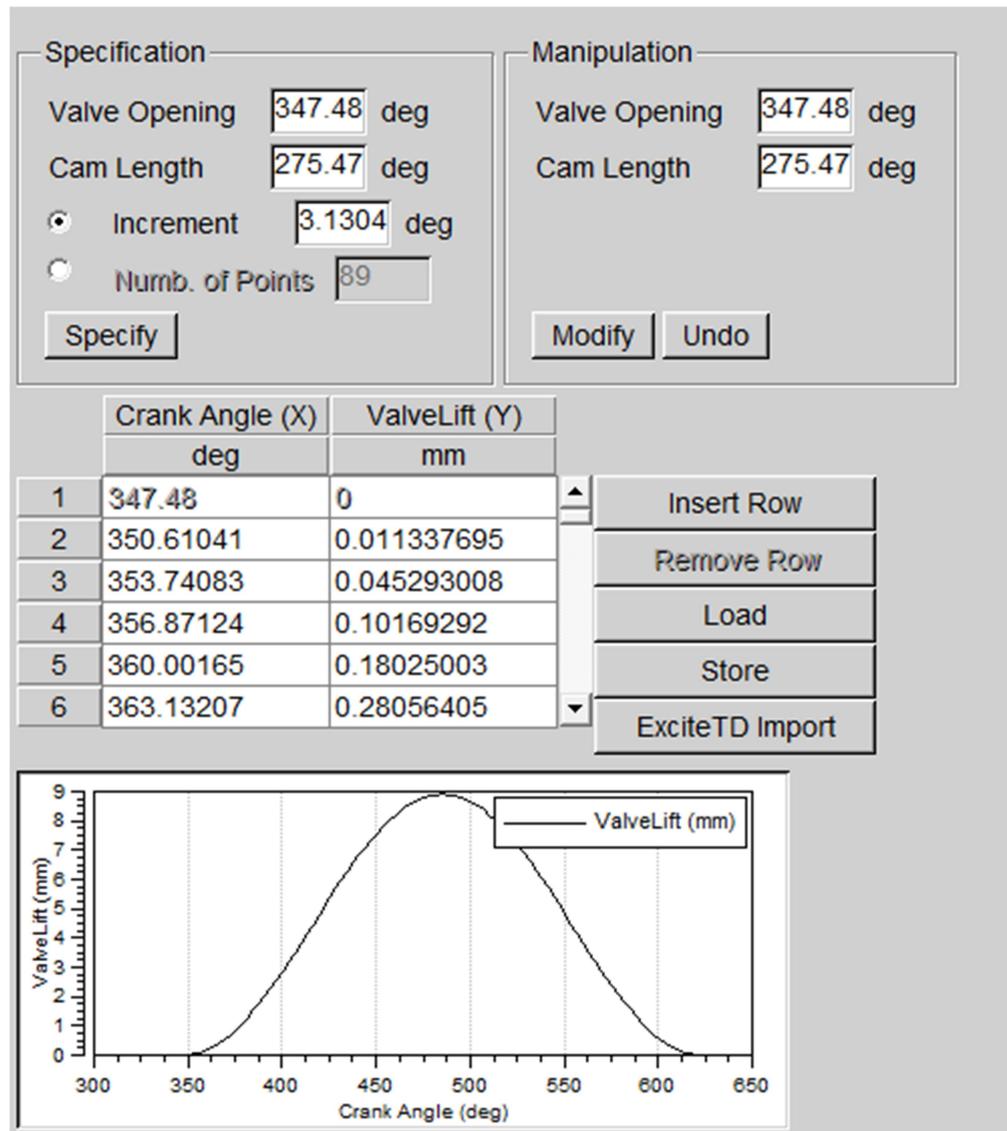
Figura 3.20. Definición de los coeficientes de flujo de las válvulas.

Se define el levantamiento de las válvulas a la entrada y escape, con una ecuación de perfil de alzada "suave" [20]:

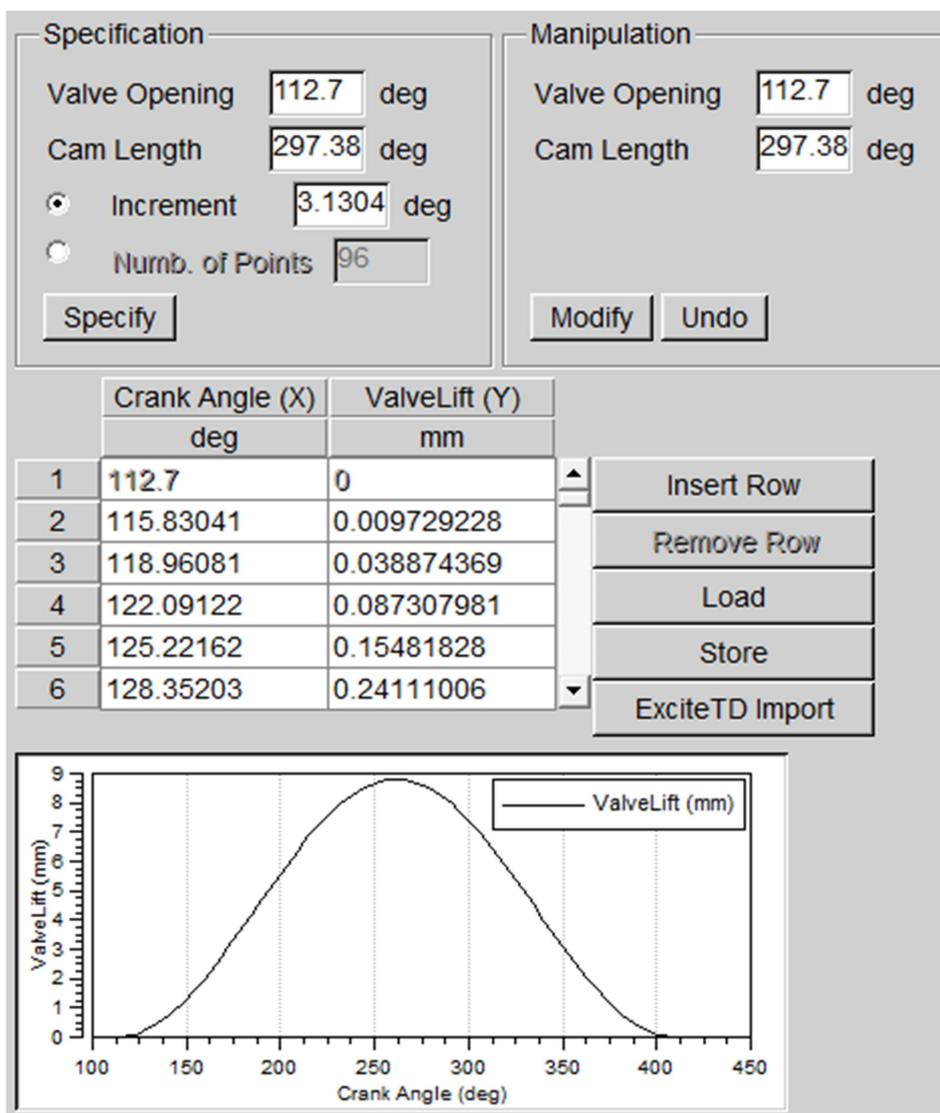
$$L_v(\alpha) = L_{v,max} \left(1 - \cos \left(2\pi \frac{\alpha - \alpha_{AV}}{\alpha_{CV} - \alpha_{AV}} \right) \right) \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Siendo α_{AV} y α_{CV} parámetros en función de la apertura de la válvula (Valve opening) y la longitud de la leva (Cam length).

Con ello se crea un archivo .dat que se carga en el programa.



Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL



b)

Figura 3.21. Definición de los levantamientos de las válvulas, admisión a) y escape b).

3.1.5. Límites del sistema (System boundaries)

Estos elementos conectan los ambientes definidos con el modelo de cálculo. En el modelo se han definido tres:

- El primero (SB₁) define el ambiente a la entrada del combustible en el sistema de admisión.

-El segundo (SB₂) define el ambiente a la entrada del aire en el sistema de admisión.

-El tercero (SB₃) define el ambiente a la salida del sistema de escape.

1) General (General)

Se ha seleccionado para los tres casos que el límite del sistema sea estándar (Boundary Type Standard), al no tener ninguna característica especial. Además se ha elegido que se haga una corrección final (End Correction) acústica que tendrá en cuenta efectos multidimensionales.

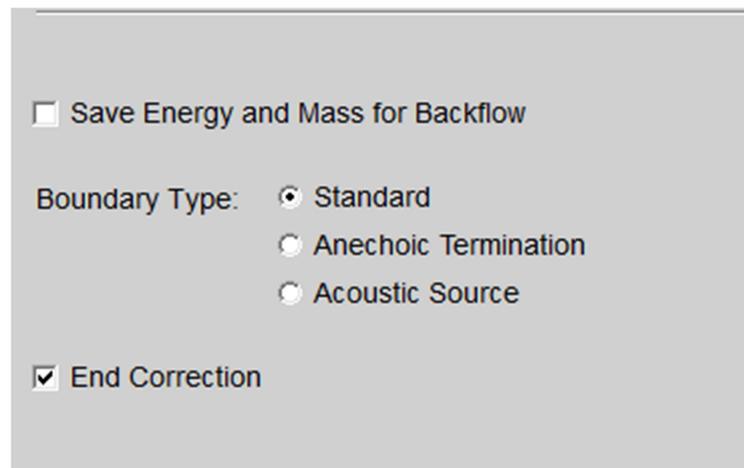


Figura 3.22. Elección del tipo de límite.

2) Condiciones de contorno (Boundary Conditions)

Se pueden definir condiciones locales o globales, y en caso de que ya se hayan creado estas condiciones generales anteriormente (Sets) se pueden seleccionar. Esto es lo que se ha procedido a realizar, se ha utilizado el Set2 para el límite SB₁, y el Set 1 para los límites SB₂ y SB₃.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Boundary Conditions

Local Boundary Conditions

Preference

Pressure bar

Gas Temperature degC

Mass Fraction Input

Fuel Vapour [-]

Combustion Products [-]

Ratio Type

Ratio Value [-]

a)

Boundary Conditions

Local Boundary Conditions

Preference

Pressure bar

Gas Temperature degC

Mass Fraction Input

Fuel Vapour [-]

Combustion Products [-]

Ratio Type

Ratio Value [-]

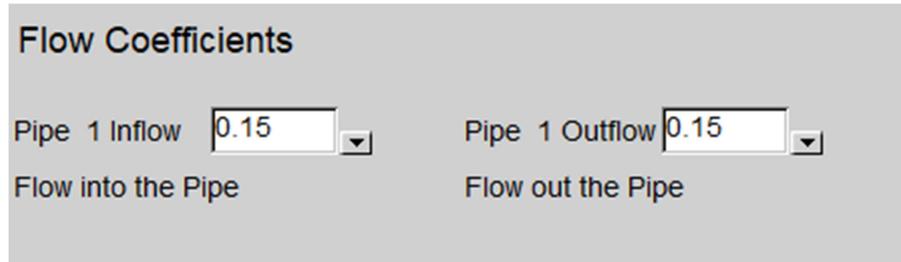
b)

Figura 3.23. Condiciones de contorno para los límites, a) para SB1 y b) para SB2 y SB3.

3) Coeficientes de flujo (Flow Coefficients)

Estos coeficientes para el flujo desde el ambiente a una tubería dependen principalmente del saliente del extremo de la tubería a través de la pared en la que está instalada y de las características en la entrada de la tubería.

Para los límites SB₂ y SB₃ se ha utilizado coeficientes unidad, en cambio para el límite de entrada del combustible SB₁, se ha utilizado un coeficiente de 0.15 para ajustar el valor de la caída de presión que se produce [20].



Flow Coefficients

Pipe 1 Inflow Pipe 1 Outflow

Flow into the Pipe Flow out the Pipe

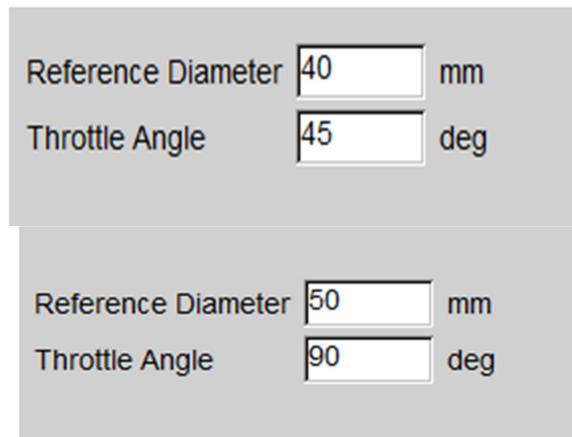
Figura 3.24. Coeficientes de flujo para la tubería de entrada del combustible.

3.1.6. Válvulas de mariposa (Throttle)

Es un elemento de regulación de flujo que permite considerar una pérdida de presión en el lugar donde se sitúa.

1) General (General)

Se debe definir el diámetro de la válvula (Reference Diameter) y el ángulo de apertura (Throttle Angle), siendo éste de 0° en el caso de la válvula completamente cerrada y de 90° en el caso de estar completamente abierta. En apartados posteriores se analizarán con más detalle los ángulos de apertura de cada una.



Reference Diameter mm

Throttle Angle deg

Reference Diameter mm

Throttle Angle deg

Figura 3.25. Parámetros de referencia de las válvulas del aire y combustible, respectivamente.

2) Coeficientes de flujo (Flow Coefficients)

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Se definen como la relación entre el flujo másico real y el flujo másico isentrópico libre de pérdidas. Se representan en función del ángulo de apertura de la válvula (de 0 a 90°), siendo una función lineal que varía entre 0 y 1 para el sentido de avance de flujo y una constante igual a 0 para el sentido de retroceso, ya que éste flujo no se permite.

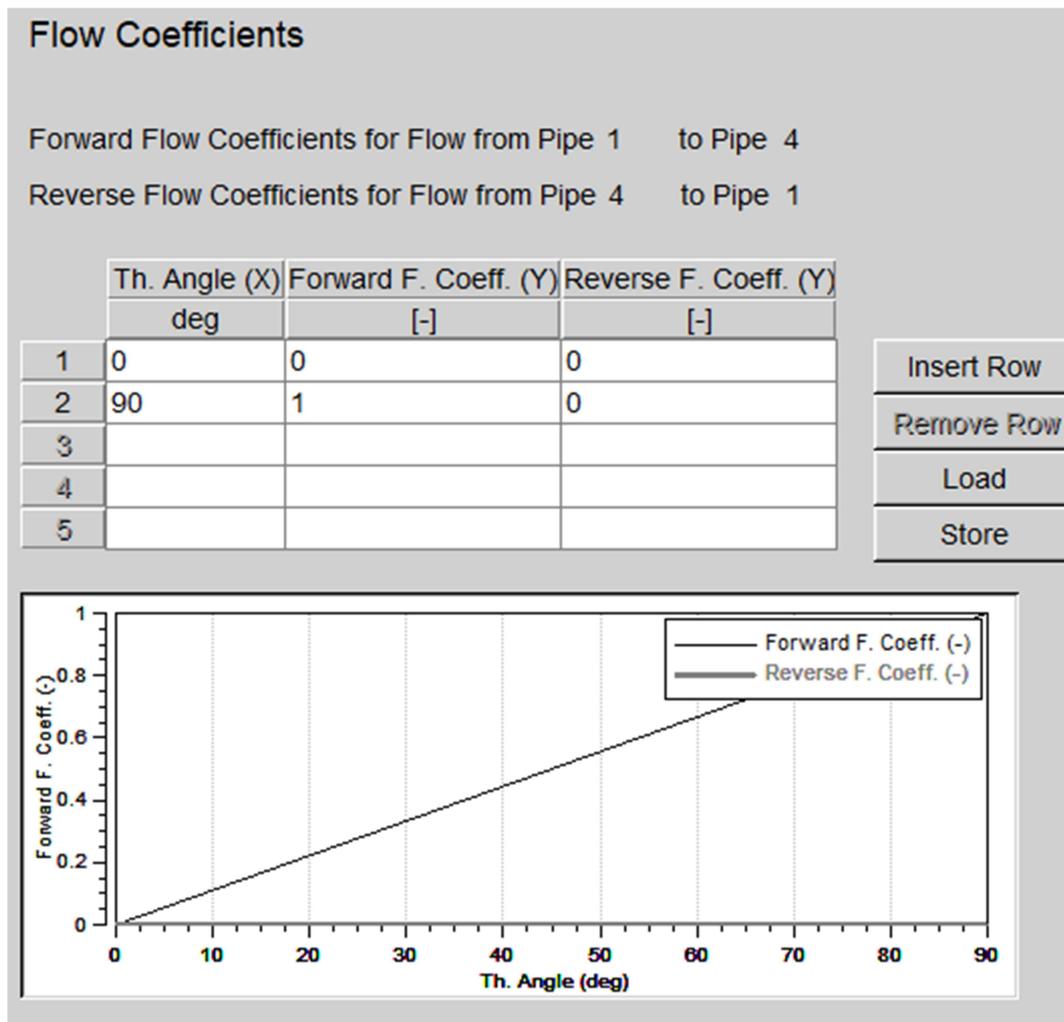


Figura 3.26. Definición de los coeficientes de flujo en las válvulas.

3.1.7. Filtro de aire (Air cleaner)

Para el filtro de aire BOOST crea automáticamente un modelo de cálculo más refinado del tipo volumen-tubería-volumen. Esto se utiliza para modelar el rendimiento dinámico del gas del filtro de aire, así como la caída de presión en él, dependiendo de las condiciones reales de flujo.

- 1) General (General)

Se deben definir varias propiedades geométricas del elemento, el volumen total (Total Air Cleaner Volumen), los volúmenes de los colectores de entrada y salida (Inlet and Outlet Collector Volumes), y su longitud (Length of Filter Element).

El programa calcula el diámetro físico del filtro mediante los volúmenes especificados ($V_{\text{tubería}} = V_{\text{total}} - V_{\text{entrada}} - V_{\text{salida}}$) y la longitud.

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 3.27. Propiedades geométricas del filtro de aire.

2) Fricción (Friction)

En este apartado se ha elegido la opción de caída de presión objetivo (Target Pressure Drop), la cual se especifica mediante un flujo másico de referencia (Mass Flow), la caída de presión objetivo (definida como la diferencia de presión estática en la entrada y la conexión de la tubería de salida) en dicho flujo másico, y las condiciones del aire de entrada (temperatura y presión) (Inlet Pressure and Inlet Air Temperature).

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

Figura 3.28. Definición del método de fricción del filtro de aire.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

3) Coeficientes de flujo (Flow Coefficients)

Se puede considerar una caída de presión debido a resistencias de flujo a la entrada y a la salida del filtro de aire mediante los coeficientes de flujo pero en este caso no se ha tenido en cuenta y se han tomado como la unidad.

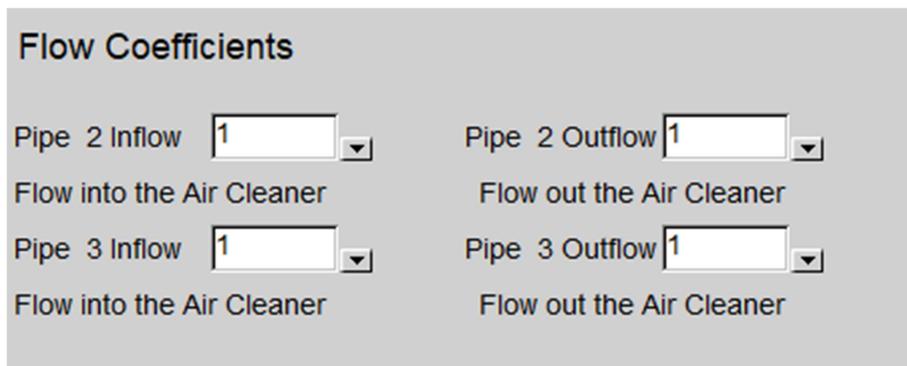


Figura 3.29. Coeficientes de flujo en el filtro de aire.

3.1.8. Uniones (Junctions)

1) General (General)

Todas las uniones del modelo se han simulado con el modelo de presión estática constante (Constant Static Pressure), el cual impone la misma presión estática en todas las secciones transversales de tubería unidas a la unión.

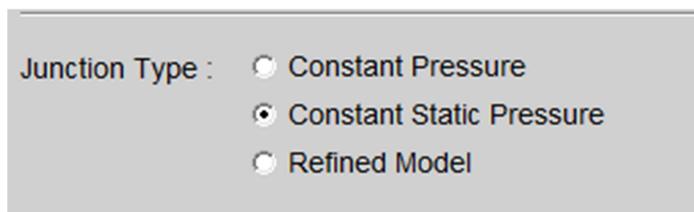


Figura 3.30. Elección del modelo de las uniones.

3.1.9. Tuberías (Pipes)

Son de los elementos más importantes en el modelado de un motor, el programa calcula un flujo dimensional en las tuberías resolviendo las ecuaciones apropiadas, esto significa que son 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.

1) General (General)

En este apartado se definen los parámetros geométricos, longitud (Pipe Length), diámetro (Diameter) o diámetro hidráulico (Hydraulic Diameter) junto a su radio de curvatura (Bending Radius) si la sección no es circular.

Además, se deben especificar el coeficiente de fricción laminar (Laminar Friction Coefficient) cuyo valor por defecto es 64 , el coeficiente de fricción turbulenta (Turbulent Friction Coefficient) que el programa calcula mediante el valor de la rugosidad absoluta de la superficie (Surface Roughness). Y la temperatura de la superficie de la pared (Wall Temperature) junto con un factor de transferencia de calor (heat Transfer Factor) fijado en 1 , para que el programa calcule la transferencia de calor por convección.

2) Inicialización (Initialization)

En este apartado se deben definir las condiciones de inicio que se dan en el interior de cada tubería, se pueden utilizar los Set globales con estas condiciones que fueron creados anteriormente.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, 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 1. Resumen de las características de cada tubería [3].

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 3.2. Resumen de las tuberías con diámetro y curvatura variable [3].

3.1.10. Puntos de medida (Meassure Points)

La utilización de puntos de medida permite acceder a los datos de flujo y condiciones del gas en una determinada ubicación de la tubería. Cada tubería del modelo tiene un punto de medida.

1) General (General)

Se debe ubicar la localización del punto de medida respecto del extremo de la tubería aguas arriba (Location of Measuring Point From Upstream Pipe End).

Además, se pueden elegir los datos que se obtienen en dicha medición, en este caso la opción elegida es la estándar (Standard) que recoge la presión, la velocidad del flujo, la temperatura, el número de Mach y el flujo másico.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

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 3.3. Localización de los puntos de medida en cada tubería [3].

3.2. Sistema de control

Se ha utilizado un sistema de control para que el programa controle la mezcla aire combustible que entra en los cilindros, debido a que se desea que el dosado sea estequiométrico.

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 [21].

Este control se realiza mediante la apertura o cierre de la válvula de mariposa a cada instante para que controlar el dosado, y para realizar esto de forma automática se introducen 3 elementos de control al modelo: Un intérprete de fórmulas (FI 1), un controlador PID (PID 1) y un monitor (MNT 1).

3.2.1. Intérprete de fórmulas (Formula interpreter)

Este elemento se encarga de devolver un valor de salida en función de variables de entrada.

El intérprete debe estar unido en el modelo a los puntos de medida necesarios para obtener las variables de entrada, en este caso a los puntos MP2 y MP5, para obtener las variables del flujo másico de combustible y aire respectivamente.

Además, debe estar unido al controlador PID y al monitor para proporcionar los datos de salida.

En este caso, con las variables de entrada el intérprete de fórmulas va a calcular el inverso del dosado que enviará como variable de salida.

Sensor Channels				
	Variable	Element	Sensor Channel	Description
1	m_aire	Measuring Point 5	Mean Mass Flow	Flujo másico medio de aire
2	m_fuel	Measuring Point 2	Mean Mass Flow	Flujo másico medio de combustible
3				

Figura 3.31. Canales de entrada (sensores) del intérprete de fórmulas.

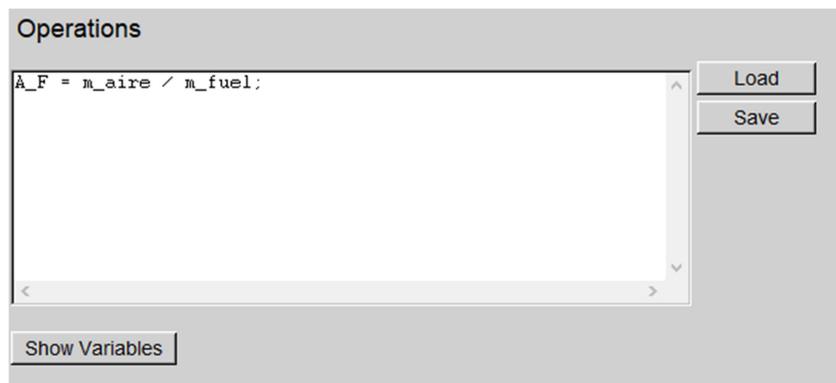


Figura 3.32. Definición de la variable a utilizar por el intérprete de fórmulas.

Actuator Channels				
	Variable	Element	Actuator Channel	Description
1	A_F	PID Controller 1	Proportional Gain	Relación aire-combustible
2				

Figura 3.33. Canal de salida del intérprete de fórmulas.

3.2.2. 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.

Cada elemento del controlador PID se basa en una acción:

- 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 este caso, la variable que se controla es el dosado de la mezcla, siendo el valor guía el valor inverso del dosado estequiométrico. Por tanto, el actuador modificará el ángulo de apertura de la válvula de mariposa que regula el paso de aire para conseguir que el dosado sea lo más próximo posible al estequiométrico.

1) General (General)

Se definen los valores de los tres parámetros, además se puede elegir un margen de error (Offset) pero se ha definido como nulo y un intervalo de tiempo después del cual se aplicarán las medidas de control necesarias, este intervalo de tiempo es el de un ciclo completo (Cyclic).

Calculation Task

Cycle Simulation
 Aftertreatment

Gains

Proportional [deg] / [-]

Specified Integral [deg] / [-] / [s]

Differential [deg] * [s] / [-]

Slope [-] / [deg]

Calculated Time Constant s

Rate Factor [-]

Offset Target difference between sensor and guiding value.
A Temperature offset must be input in Kelvin (SI units).

Interaction Step

Timestep s

Figura 3.34. Definición del controlador PID.

2) Canales (Channels)

Se definen los siguientes canales, teniendo en cuenta que el recuadro rojo es el valor de la mezcla aire-combustible estequiométrica que se introducirá en un apartado posterior ya que depende de cada tipo de biogás.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Sensor Channel Connection of PID Controller

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

Note: Channel Values are interpreted according the Units specified in Chapter 8.2. Available Channel Data.

Integral Minimum Value [-]

Integral Maximum Value [-]

Guiding Value Channel Connection of PID Controller

	Type	Value	Element	Guide Value Channel	Description
1	External Value	<input type="text"/>			

Actuator Channel Connection of PID Controller

	Element	Actuator Channel	Description
1	Throttle 2	Throttle Angle	

Initial Value deg

Minimum Value deg

Maximum Value deg

Figura 3.35. Canales del controlador PID.

3.2.3. Monitor (Monitor)

Este elemento se utiliza para producir resultados transitorios para un número arbitrario de canales de actuadores y sensores.

Sensor Channels

Share One Online Monitor Pane for Sensor Channels

	Variable	Element	Sensor Channel	Show	Description
1	FI_output	Formula Interpr. 1	Output No. 1	yes	Salida intérprete de fórmulas
2	PID_output	PID Controller 1	Output	yes	Salida controlador PID
3	PID_error	PID Controller 1	Error	yes	Error controlador PID
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Figura 3.36. Canales del monitor.

3.3. Comprobación del modelo

Se ha comprobado que la simulación no trabaja en el punto estequiométrico, ya que la instalación del motor de la que se han extraído las medidas para su modelado está creada para combustiones con relaciones aire-combustible cercanas a 1.5:1 mientras que para los tres tipos de biogás simulados en este trabajo la relación está en el rango de 4.5:1 a 7:1; por ello si la válvula de combustible estuviera abierta al completo se necesitaría más aire del que se puede suministrar en la instalación para que la combustión sea estequiométrica.

Debido a ello, se ha regulado la entrada de combustible de manera que con la válvula de aire abierta al máximo (90°) entre el combustible necesario para que el proceso sea lo más cercano posible al estequiométrico.

Esta regulación se ha realizado mediante la simulación de varios intervalos del grado de apertura de la válvula de combustible y ha dado los siguientes resultados:

Para biogás de origen de EDAR el ángulo de apertura de la válvula de combustible es de 10°, para el procedente de residuos ganaderos es de 20° y para RSU es de 70°, para todos ellos se alcanza la relación de dosado estequiométrico.

El biogás RSU tiene un mayor ángulo de apertura de la válvula ya que su dosado estequiométrico es el menor de los tres (1:4.7) por lo que necesita menos aire o en su defecto para el mismo caudal de aire se puede quemar más cantidad de combustible.

3.4. Modelo final

El modelo final del motor Toyota 4Y que se simulará en el próximo capítulo queda:

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

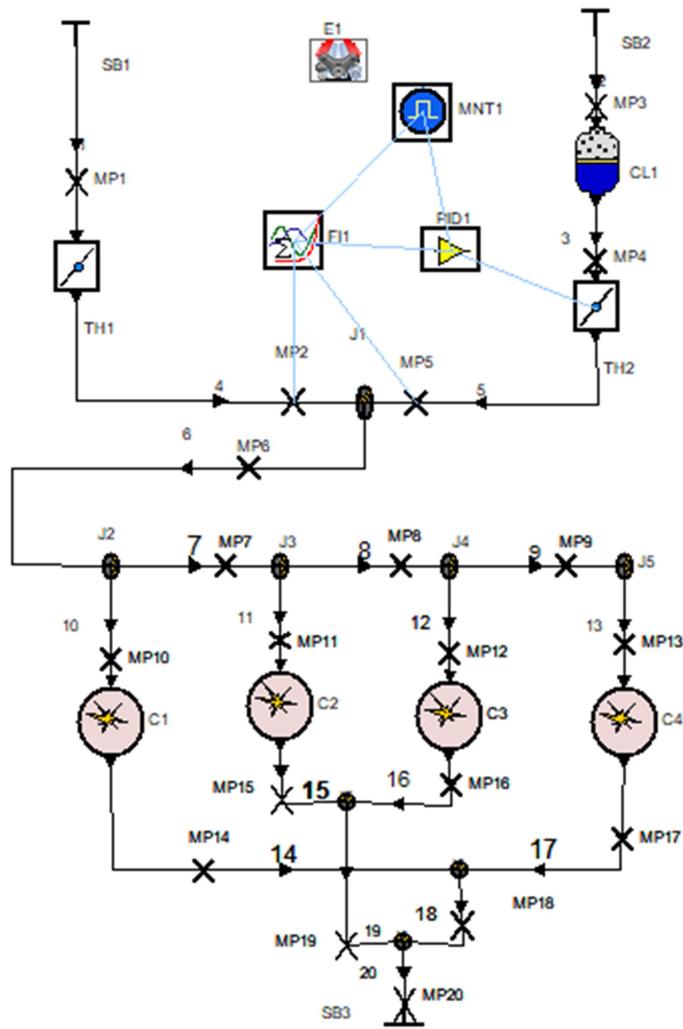


Figura 3.37. Modelo final.

4- Resultados: estudio paramétrico y simulación

En este apartado se procederá a realizar la simulación de los diferentes tipos de biogás (lodos EDAR, residuos ganaderos y RSU) en el modelo ya realizado con el programa BOOST de AVL.

4.1. Estudio paramétrico

Primero, se va a resumir las características de cada biogás y las diferencias entre ellos de cara a la simulación y los datos a introducir en el modelo.

4.1.1. Composiciones

La primera diferencia que se observa entre los tres tipos de biogás es su composición química, la cual se resumen en la siguiente tabla:

Biogás	Composición (%)		
	CH_4	CO_2	N_2
Lodos EDAR	64	35	1
Residuos ganaderos	56	44	0
RSU	50	45	5

Tabla 4.1. Composición de cada biogás según su origen.

Con dichas composiciones y la herramienta que ofrece BOOST (BOOST Gas Properties Tool), como se comentó en el apartado 3.1.2, se crean los tres biogases para simularlos por separado.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

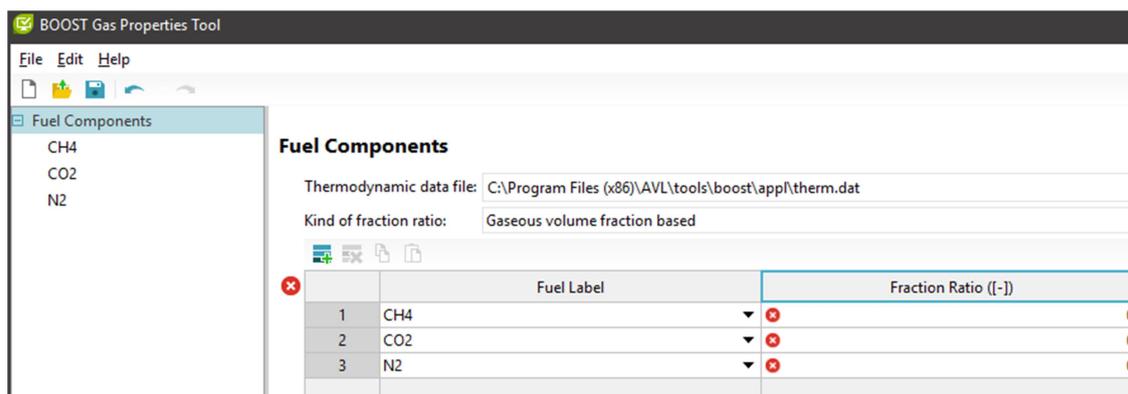
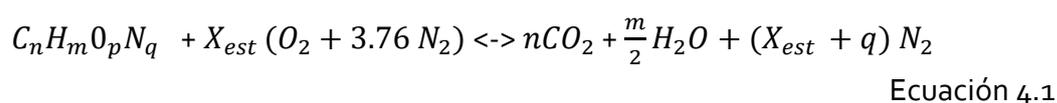


Figura 4.1. Herramienta BOOST Gas Properties Tool.

Los datos del poder calorífico inferior (PCI) y dosado estequiométrico (Fe) los calcula el programa automáticamente para cada biogás, aunque el parámetro que usa BOOST para trabajar con el dosado estequiométrico es el inverso ($1/Fe$, llamado por el programa A/F_{st})).

Debido a un error con los datos que utiliza esta herramienta de BOOST, los resultados proporcionados por el programa son incorrectos y por tanto se ha realizado su cálculo mediante las siguientes ecuaciones y posteriormente se han introducido esos valores en el programa

Ecuación de combustión estequiométrica:



La composición para EDAR es $C_{0.99} H_{2.56} O_{0.7} N_{0.02}$, para residuos ganaderos es $C_1 H_{2.24} O_{0.88}$ y para RSU es $C_{0.95} H_2 O_{0.9} N_{0.1}$.

El parámetro $X_{est} = n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}$ Ecuación 4.2

El peso molecular de cada biogás es,

$$P_m = 12n + m + 16p + 14q$$

Ecuación 4.3

Y con estos dos parámetros se obtiene el dosado estequiométrico:

$$Fe = \frac{P_m}{X_{est}}$$

Ecuación 4.4

Mediante dicha ecuación de combustión se obtiene el PCI a través de las entalpías de formación (H_f) de los reactivos y los productos:

$$PCI = \frac{(H_{fr} - H_{fp})}{Pm} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

El poder calorífico se define como la cantidad de calor liberado con combustión completa y perfecta por unidad de masa de combustible. El poder calorífico inferior (PCI) tiene en cuenta que 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 [2].

El dosado estequiométrico (Fe) es la relación combustible/aire que tiene que tener la mezcla para que en la reacción no sobre ni aire ni combustible [21].

Los valores de estos parámetros calculados anteriormente se muestran en la siguiente tabla:

Tipo de biogás	PCI (MJ/kg)	Fe	1/Fe
Lodos EDAR	19.81	1/6.78	6.78
Residuos ganaderos	15.86	1/5.43	5.43
RSU	13.74	1/4.7	4.7

Tabla 4.2. Poder calorífico inferior y el inverso del dosado estequiométrico de cada biogás.

Con el dosado estequiométrico (Fe) se calcula el vapor de combustible que es un parámetro de definición necesaria en el set 3, como se indicó en el apartado 3.1.2.

$$\text{Vapor de combustible (Fuel vapour)} = \frac{Fe}{1+Fe} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Tipo de biogás	Vapor de combustible (Fuel Vapour)
Lodos EDAR	0.1285
Residuos ganaderos	0.1555
RSU	0.1754

Tabla 4.3. Vapor de combustible de cada biogás.

4.1.2. Tuberías

Debido a que varias tuberías tenían el set 3 como el de inicialización se las debe actualizar (Update) para que recojan el dato del vapor de combustible (Fuel Vapour) adecuado. Estas son las tuberías 6 a 13.

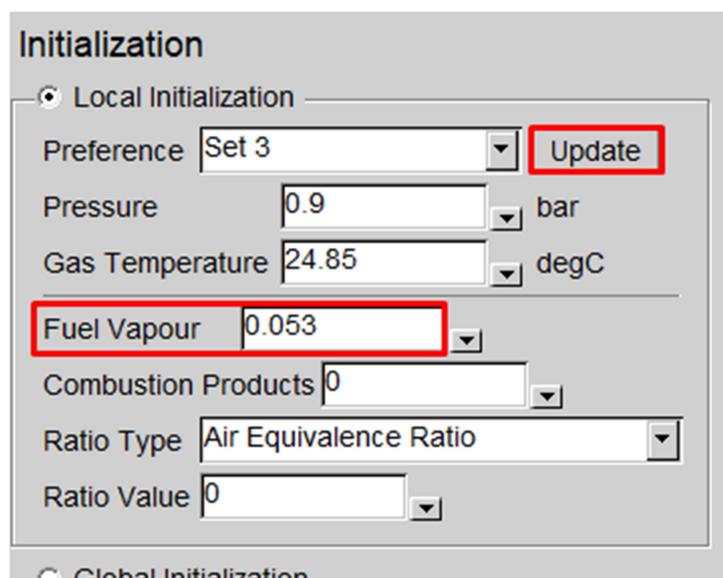


Figura 4.2. Ejemplo de actualización de una tubería al set 3 en biogás EDAR.

4.1.3. Caracterización de la combustión

La combustión en MCIA es el proceso de oxidación del combustible por el aire que ocurre dentro del cilindro, permite convertir la energía térmica del combustible en energía mecánica mediante el movimiento del pistón [21].

Una combustión normal, sobre la cual se ha realizado este trabajo consta de 3 fases consecutivas [21][22]:

-La primera fase (α_{C1}), se corresponde con el tiempo desde que salta la chispa hasta que se separan los desarrollos de presiones de un motor con combustión y uno sin (motor arrastrado). La llama no se ve afectada por la turbulencia de gran escala y se desplaza a velocidad laminar, por lo que la velocidad laminar del frente de llama (S_{CL}) es la que predomina en esta fase. Ocupa aproximadamente el 15% del ángulo que dura la combustión y para una composición y geometría dadas el tiempo que dura es constante.

-En la segunda fase (α_{C2}), el frente de llama crece y se da una combustión muy rápida y turbulenta, por lo cual la velocidad turbulenta del frente de llama (S_{CT}) es la que caracteriza esta fase. El ángulo que dura esta fase para una composición y geometría dadas es constante y aproximadamente el 80% del ángulo total que dura la combustión.

-La tercera y última fase (α_{C3}), es donde la combustión se hace más lenta y concluye. El ángulo que dura esta fase es difícil de evaluar y al ser mucho menor que los otros dos no se tendrá en cuenta en cálculos posteriores.

En la siguiente figura se muestran estas fases dentro de las gráficas de presión, fracción del calor total liberado durante la combustión (FQL) y su derivada (DFQL) frente al ángulo girado por el cigüeñal.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

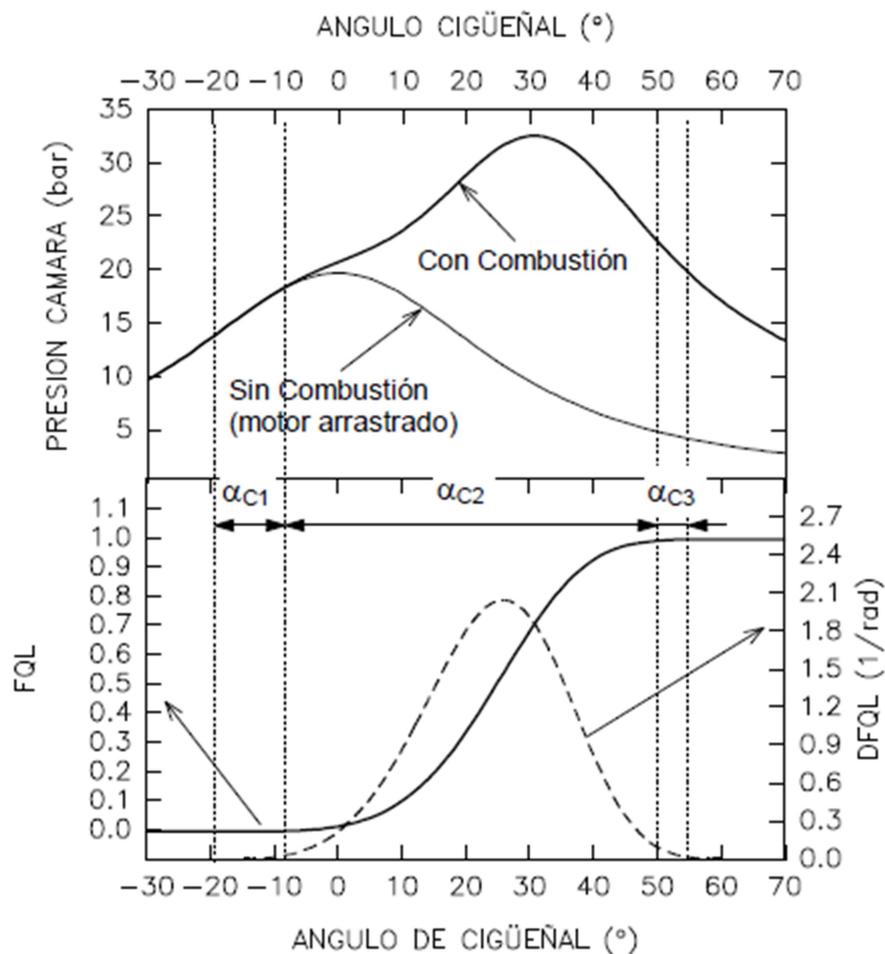


Figura 4.3. Ubicación de las tres fases de la combustión de un MEP.

El parámetro que se debe introducir en el modelo, como se indicó en el apartado 3.1.2, es el ángulo que dura la combustión, cuya expresión es [21]:

$$\alpha_c = 360 n t_c \quad \text{Ecuación 4.7}$$

Ángulo en grados, velocidad de giro del motor (n) en rev/s y tiempo de combustión (t_c) en segundos.

Dicho ángulo de duración total de la combustión se va a dividir en dos:

$$\alpha_c = \alpha_{CL} + \alpha_{CT} \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Uno para la fase 1 (laminar, α_{CL}) que dependerá del tiempo de combustión de esa fase, y por tanto de la velocidad de combustión laminar (α_{CL}) y análogamente otro para la fase 2 (turbulenta, α_{CT}).

Se procede a analizar el ángulo de la fase laminar:

En [23] se obtiene una aproximación del tiempo de duración de la fase laminar t_{CL} en función de una longitud dividido por una velocidad, más concretamente:

$$t_{CL} = \frac{R_f}{S_{CT}} \quad \text{Ecuación 4.9}$$

Siendo, S_{CT} la velocidad del frente de llama turbulento en segundos y R_f el radio del frente de llama (supuesto de forma semiesférica), cuando los gases de combustión ocupan un volumen igual a 0.001 veces el volumen de la cámara de combustión; por tanto:

$$R_f = (0,001V_C / (2 / 3\pi))^{1/3} \text{ [m]} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

Para poder obtener su valor calculo V_C a través de la relación de compresión (r) que en el motor Toyota 4Y es 12:

$$r = \frac{V_C + V_D}{V_C} \quad \text{despejando se obtiene } V_C = \frac{V_D}{r-1} \quad \text{Ecuación 4.11}$$

Siendo V_D el volumen desplazado en el cilindro y cuya expresión en función de parámetros conocidos es:

$$V_D = \frac{\pi D^2}{4} S \quad \text{Ecuación 4.12}$$

Con el diámetro del pistón, D , igual a 91 mm y la carrera del cilindro, S , igual a 86 mm, se sustituye la ecuación 4.6 en la ecuación 4.6 se obtiene un valor de V_C igual a $5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Y con este valor sustituido en la ecuación 4.5 se obtiene un valor del radio del frente de llama R_f de 6.21 mm.

Aplicando la ecuación 4.2 para la fase laminar e introduciendo la aproximación de la ecuación 4.4 se obtiene:

$$\alpha_{CL} = 360 n t_c = \frac{360 n R_f}{S_{CT}} \quad \text{Ecuación 4.13}$$

Se obtiene por tanto el ángulo de combustión de la fase laminar en función de solamente el régimen de giro y la velocidad del frente de llama de la fase turbulenta.

1) Se procede a analizar el ángulo de la fase turbulenta:

El parámetro que relaciona las velocidades laminar y turbulenta es FSR (Frame Speed Ratio) siendo $FSR = \frac{S_{CT}}{S_{CL}} > 1$

Del estudio de los torbellinos que se generan por la turbulencia dentro del cilindro y que dominan la fase turbulenta de la combustión, en [22] obtuvieron la siguiente relación entre parámetros:

S_{CT} proporcional a $S_{CL} * U$

Siendo U la velocidad media del pistón e igual a $2 n S$

A partir de la ecuación 4.2, para la fase turbulenta el ángulo de giro del cigüeñal es:

$$\alpha_{CT} = 360 n t_{c,turbulento} = 360 n L_T / S_{CT} \quad \text{Ecuación 4.14}$$

Ya que el tiempo que dura esta fase se puede expresar como la longitud que tiene que barrer el frente de llama en esta fase entre su velocidad.

Esta longitud (L_T) que debe barrer el frente de llama en la fase turbulenta es aproximadamente el diámetro del cilindro debido a que la fase laminar es muy corta y se considera que la bujía está en un extremo.

Usando las aproximaciones citadas anteriormente, que más adelante se validarán:

$$S_{CT} = 2 S_{CL} n D \quad \text{Ecuación 4.15}$$

Y sustituyendo en la ecuación se obtiene el ángulo que dura la combustión de la fase turbulenta en función de la velocidad de combustión laminar:

$$\alpha_{CT} = 180 / S_{CL} \quad \text{Ecuación 4.16}$$

Se comprueba que el ángulo de la parte turbulenta no depende del régimen de giro y solo de la velocidad del frente de llama laminar, la cual depende de la composición del biogás, es constante por tanto para cada uno.

Aplicando la ecuación 4.10 a la ecuación 4.8 de la fase laminar se simplifica y se obtiene:

$$\alpha_{CL} = 360 n t_C = \frac{360 n R_f}{2 S_{CL} n D} = 180 \frac{R_f}{S_{CL} D} \quad \text{Ecuación 4.17}$$

Sumando los dos ángulos se haya el ángulo total que dura la combustión (ecuación 4.3):

$$\alpha_C = \alpha_{CL} + \alpha_{CT} = 193 / S_{CL} \quad \text{Ecuación 4.18}$$

El ángulo de la fase turbulenta, se comprueba que dura más que la fase laminar, y coincidiendo con [2] está en el orden 1:10, por tanto se puede afirmar que las hipótesis y aproximaciones realizadas son correctas.

Se ha obtenido una relación aproximada entre el ángulo que dura la combustión y la velocidad del frente de llama laminar.

A continuación, se hallarán dichas velocidades laminares para cada tipo de biogás y se obtendrán los ángulos de duración de la combustión a introducir en el modelo.

Cada biogás tiene un tiempo de combustión distinto debido a su composición, como se observa en la siguiente figura, la mayor velocidad de combustión (laminar) correspondería al metano (CH_4) puro, y a medida que el porcentaje de metano disminuye a favor del aumento de CO_2 que es un diluyente, esta velocidad decrece.

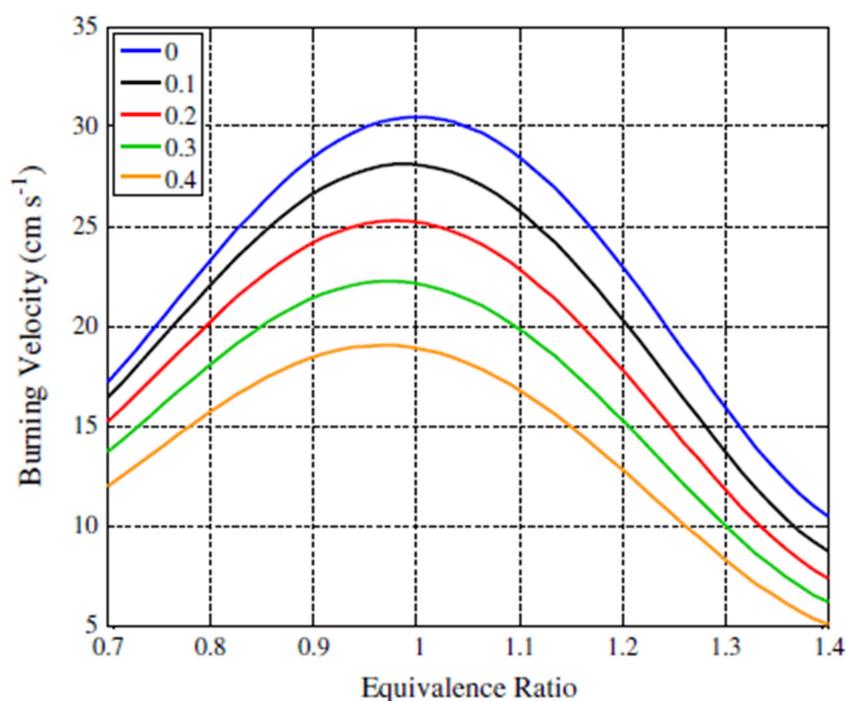


Figura 4.4. Velocidad del frente de llama laminar (burning velocity) para diferentes fracciones molares de CO_2 (0 – 0.4) en una mezcla de CH_4 - CO_2 , frente al dosado relativo (equivalence ratio) a P de 5 bares y T de 400 K [24].

Con ello se podría realizar una primera hipótesis, que el biogás cuyo origen son los lodos de depuradoras (64% CH_4) tendrá una velocidad del frente de llama laminar superior a los de origen ganadero (56% CH_4) y de residuos sólidos urbanos (50% CH_4), como afirman trabajos anteriores [14][24].

1) Para RSU:

Se ha calculado la velocidad del frente de llama laminar a través de la ecuación obtenida en [25], presentada para una composición de 50% CH_4 , 45%

CO₂ y 5% N₂ que es igual al biogás procedente de residuos sólidos urbanos de este trabajo.

$$S_{CL} = S_{CL,0} \left(\frac{P}{10^5}\right)^b \left(\frac{T}{300}\right)^a \quad \text{Ecuación 4.19}$$

Presión (P) en Pascales, temperatura (T) en Kelvin, las constantes dependen del dosado relativo F, para dosado estequiométrico (Fe) toman los siguientes valores:

$$S_{CL,0} = 0.13558 \quad b = -0.3775 \quad a = 2.55228$$

Con ello se obtiene una S_{CL} a condiciones de P y T ambientes de 0.13558 m/s.

Para las condiciones del interior del cilindro (P = 4 bar y T = 950°C = 1223K) la velocidad laminar, S_{CL} , es de **2.901 m/s**.

Además para ver cómo afecta la variación de P y T a la S_{CL} se han calculado dos velocidades más:

S_{CL} (P = 4bar y T_{amb}) = 0.08 m/s aproximadamente el 60% de la velocidad a condiciones ambientales.

S_{CL} (P_{amb} y T = 1223 K) = 4.89 m/s aproximadamente un 360% más de la velocidad a condiciones ambientales.

Se observa que el aumento de T afecta en gran medida al aumento de la velocidad del frente de llama laminar, en cambio un aumento de P reduce levemente esta velocidad.

A continuación, se muestran dos gráficas para apreciarlo con más detalles:

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

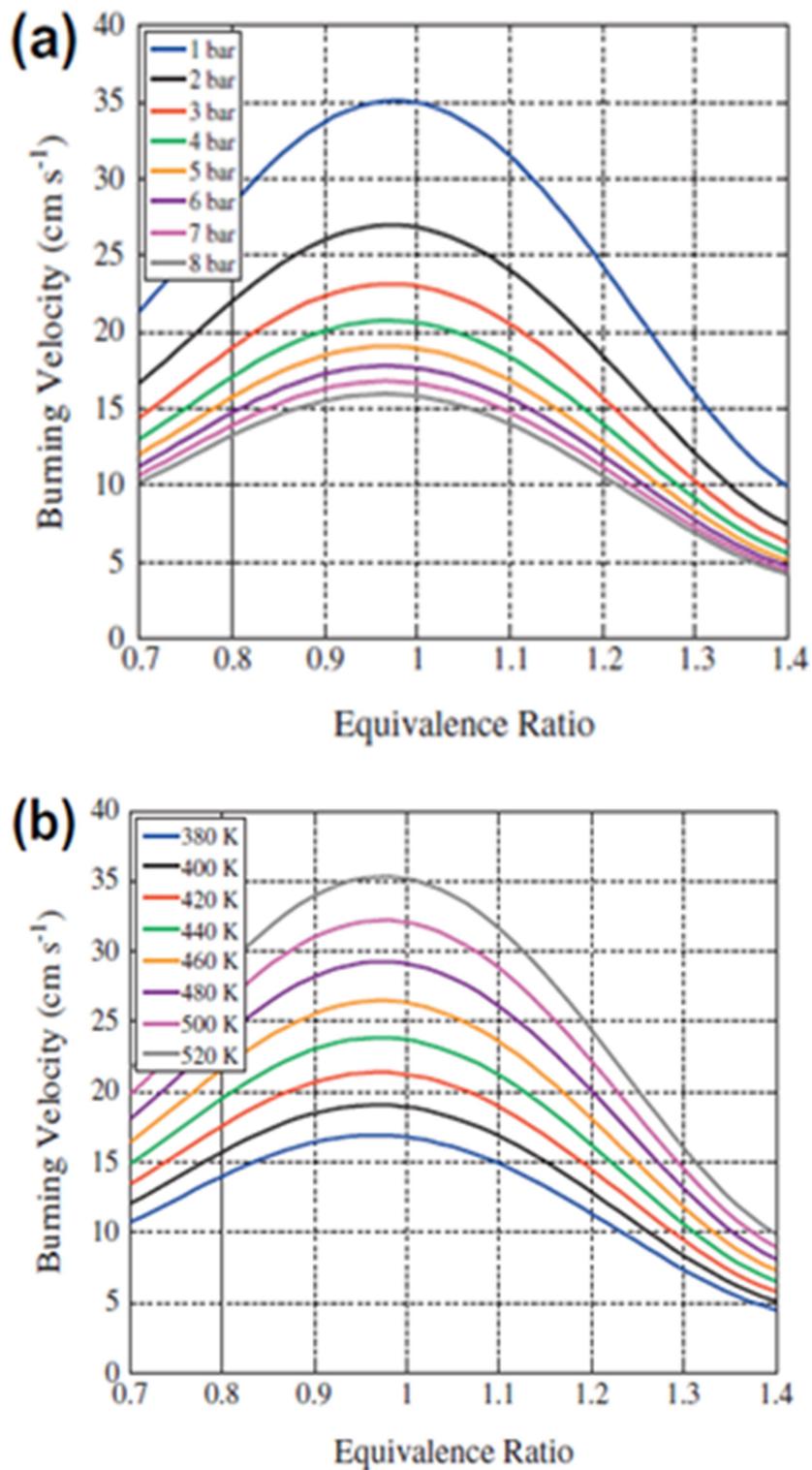


Figura 4.5. Comparación para la misma composición de biogás (60% CH₄/ 40% CO₂) de la velocidad del frente de llama laminar frente al dosado relativo para diferentes presiones a) y temperaturas b) [24].

2) Para EDAR y residuos ganaderos:

En este caso se ha utilizado la ecuación experimental obtenida en [24]:

$$S_u = [S_{u,0} + S_{u,1}(\phi - 1) + S_{u,2}(\phi - 1)^2 + S_{u,3}(\phi - 1)^3 + S_{u,4}(\phi - 1)^4] \times T^n \times P^\beta \times (1 - \mu_1 X_{CO_2}^{(\mu_2 + (\phi - 1))\mu_3})$$

Ecuación 4.20

Proporciona la velocidad del frente de llama laminar, S_{CL} , (S_u en la ecuación) frente a la presión (P), la temperatura (T), el dosado relativo (ϕ) y la fracción de CO_2 (X_{CO_2}).

Siendo $S_{u,i}$ coeficientes polinómicos asociados a la velocidad y μ_i asociados a la fracción de CO_2 .

$T = T_u / 298$ es la temperatura del gas dentro del cilindro en Kelvin.

$P = P_u / 1.0$ es la presión del gas dentro del cilindro en bares.

Y sus exponentes son también función del dosado relativo,

$$\eta = \eta_0 + (\phi - 1)\eta_1$$

$$\beta = \beta_0 + (\phi - 1)\beta_1.$$

De los resultados obtenidos en [17] se ha observado una errata en la transcripción de la ecuación, el factor μ_3 debe ir multiplicando al término $(\phi - 1)$ para que en dosado estequiométrico se anule.

Teniendo en cuenta esto, junto a que en este trabajo el motor funciona con dosado estequiométrico, $\phi = 1$, la ecuación se simplifica:

$$S_{CL} = S_{u,0} * T^n * P^\beta * (1 - \mu_1 X_{CO_2}^{\mu_2}) \text{ y } \eta = \eta_0 \text{ y } \beta = \beta_0$$

Ecuación 4.21

Se aprecia la similitud con la ecuación 4.14 para RSU, al tener las mismas dependencias con T y P y el factor $S_{u,0} * (1 - \mu_1 X_{CO}^{\mu_2})$ se asemeja al de $S_{CL,0}$ al ser éste para una X_{CO} fija.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Experimentalmente, [17] obtuvo los siguientes valores para los parámetros:

$$\begin{aligned} S_{u,0} &= 28.0953 & \eta_0 &= 2.3614 & \beta_0 &= -0.38146 \\ \mu_1 &= 1.077 & \mu_2 &= 1.14 \end{aligned}$$

Se comprueba que $\eta_0 = 2.3614$ es similar al factor $a = 2.55228$ y $\beta_0 = -0.38146$ al factor $b = -0.3775$ de la ecuación 4.14 de RSU.

Todos los ensayos experimentales en los que se ha basado este TFG han trabajado en un rango de presiones de 1 a 8 bares y temperaturas máximas de 700K, por lo que aunque las presiones alcanzadas en el cilindro se encuentran en el rango adecuado, las temperaturas (en torno a 1200K) estarían fuera de los ensayos. Aun así se ha considerado que no se pierde la proporcionalidad de las ecuaciones utilizadas y debido al carácter aproximado de este estudio este factor no afecta a los resultados obtenidos.

Sustituyendo para las condiciones de P y T del cilindro, ya citadas, y para las composiciones de CO₂ de cada biogás se obtienen:

$$\text{Para EDAR. } S_u(X_{CO_2} = 0.35) = \mathbf{3.135 \text{ m/s}}$$

Aunque el N₂ sea un gas inerte no se ha decidido incluirlo como parte de la fracción de CO₂ al ser solamente del 1%.

$$\text{Para residuos ganaderos. } S_u(X_{CO_2} = 0.44) = \mathbf{2.683 \text{ m/s}}$$

Mediante las velocidades laminares calculadas se obtienen los ángulos que dura la combustión para cada tipo de biogás:

Tipo de biogás	V. Laminar (m/s)	Duración combustión (°)
Lodos EDAR	3.135	61.56
Residuos ganaderos	2.683	71.93
RSU	2.901	66.52

Tabla 4.4. Resumen velocidades y ángulos de duración de la combustión para cada biogás.

Estos resultados afirman la hipótesis que se hizo anteriormente de que el biogás cuyo origen son los lodos de depuradoras tendría una mayor velocidad laminar, pero la menor velocidad corresponde al de residuos ganaderos aun teniendo éste mayor porcentaje de metano que los de residuos sólidos urbanos, esto se puede deber a que la ecuación utilizada para su cálculo en cada caso era de una fuente diferente.

Aun así, se ha asumido el posible error debido a que éste sería inferior al 10% (error relativo = $(2.901 - 2.683) / 2.901 = 0.075$) y teniendo siempre presente el carácter aproximado y las múltiples simplificaciones hechas en el cálculo de estas duraciones de combustión.

4.1.4. Sistema de control

El valor guía del controlador PID varía con cada biogás debido a que es el correspondiente al dosado estequiométrico de la mezcla como se indicó en el apartado 3.2.2.

4.1.5. Punto de funcionamiento del motor

Para fijar el punto de funcionamiento del motor se realizaran varios barridos, uno para determinar la velocidad de rotación del motor (VEL_MOT) y otro para determinar el adelanto del ángulo de salto de la chispa frente al PMS (AIC).

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Para ello primero se crea dicho parámetro global dando clic derecho sobre el nombre de la variable cuando se va a definir en el modelo, de esta manera se despliega un cuadro de opciones y se elige la opción de asignar un nuevo parámetro global (Assign new parameter (global)), se elige un nombre para la variable y su valor quedará fijo en el modelo y aparecerá en gris, como se observa en la figura siguiente:

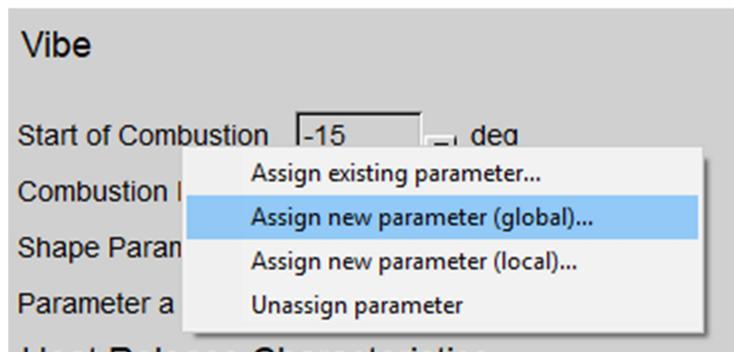


Figura 4.6. Asignación de un parámetro global para el adelanto de inicio de la combustión.

Una vez asignadas estas variables, mediante el menú Model-> Case explorer de la barra de herramientas se accede a una ventana donde editar y elegir que variable y que rango de valores va a tener en cada simulación, ya que la realización de un barrido por el programa se basa en simular varios casos consecutivos con diferentes valores de la variable elegida:

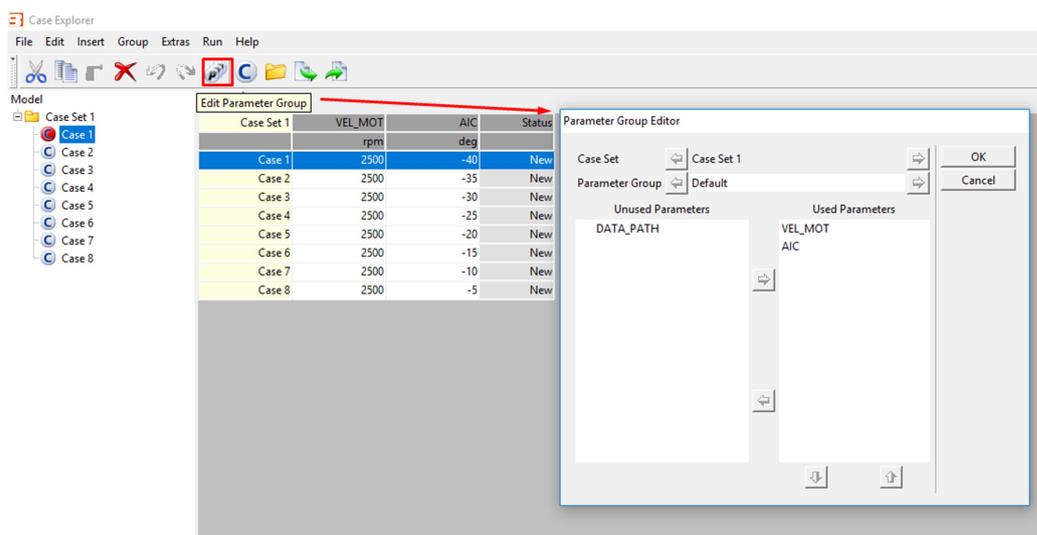


Figura 4.7. Selección de valores para los barridos de los parámetros globales.

4.2. Simulación

La primera parte de la simulación será la realización de un barrido del ángulo de adelanto de inicio de la combustión y del régimen de giro del motor, para hallar el punto de funcionamiento que produce un mayor par del motor para cada biogás.

Se ha elegido este parámetro debido a que el motor va a funcionar en un régimen estacionario, por tanto se prefiere que trabaje a bajas revoluciones, lo que significa que la N_e (que es proporcional al régimen de giro) no sería el parámetro a maximizar más adecuado, en cambio el punto de mayor M_e es un punto de bajas revoluciones, cercano al punto de menor consumo específico y por tanto adecuado para esta aplicación.

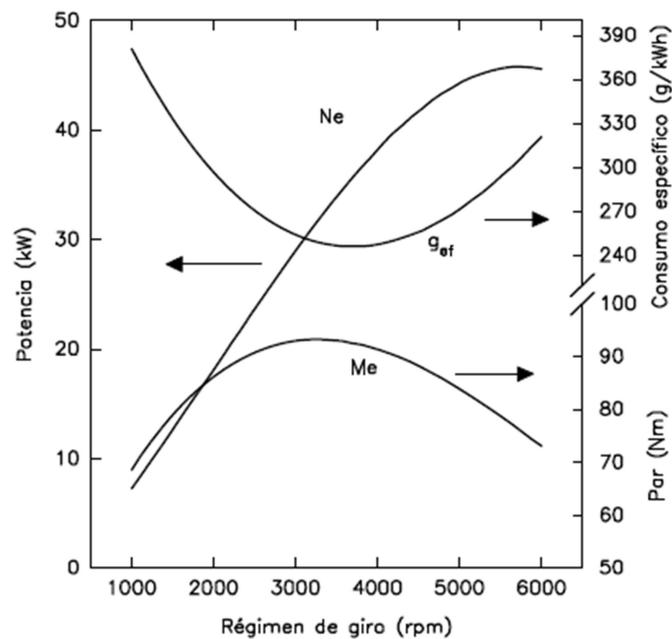


Figura 4.8. Curvas características de un motor a plena carga [21].

Para hallar el punto de máximo par se buscará maximizar la p_{me} , debido a que ambos parámetros son proporcionales, relacionados por constantes (cilindrada, V_T , y número de ciclos por revolución, i) para cada motor:

$$M_e = \frac{1}{2\pi} p_{me} V_T i \quad \text{Ecuación 4.22}$$

Una vez encontrado este punto se compararán los resultados obtenidos.

4.2.1. Barrido del ángulo de salto de la chispa (AIC)

Este adelanto se debe a que las mejores prestaciones del motor se dan cuando el punto muerto superior (PMS) se alcanza en torno a la mitad del tiempo de la combustión, incluso un poco antes de este tiempo.

Por tanto la primera hipótesis será que los valores de AIC sean algo menor de 30° para EDAR, 35° para residuos ganaderos y 33° para RSU. Además, en [13] un valor aproximado es sobre los $20-25^\circ$, siendo menor cuanto mayor es el porcentaje de metano.

Para este primer estudio la velocidad de rotación del motor se ha fijado en 2500 rpm y el intervalo de ángulos va de -40° a -5° .

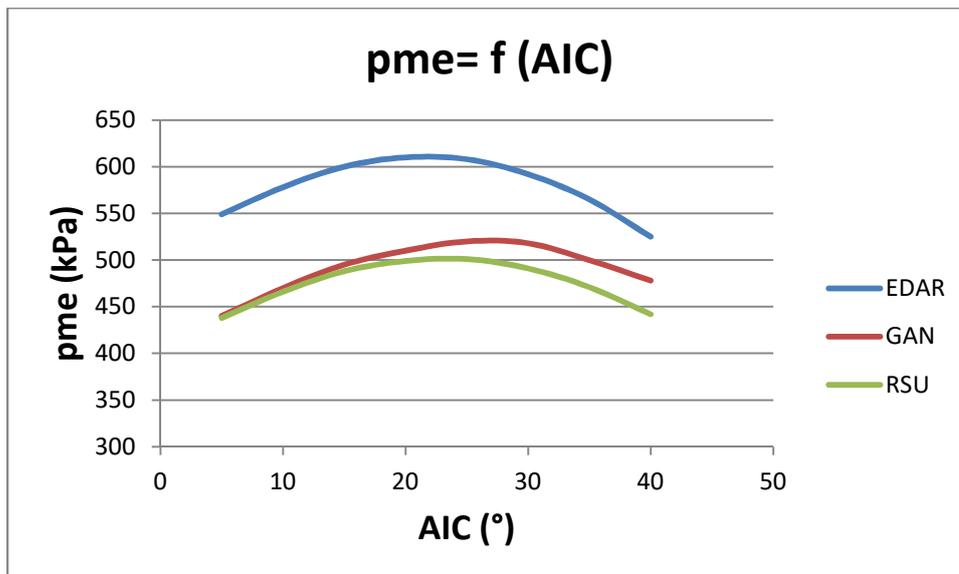


Figura 4.9. Gráfica de la presión media efectiva en función del ángulo de adelanto de la combustión para los distintos combustibles.

EDAR -> AIC óptimo igual a 20° .

GAN -> AIC óptimo igual a 25° .

RSU -> AIC óptimo igual a 25° .

Se comprueba que la hipótesis realizada era correcta y en los tres casos el ángulo correspondiente a la mitad de la combustión se encuentra un poco después que el PMS, coincidiendo con los valores esperados.

Además, en [19] obtuvieron experimentalmente trabajando en un motor de encendido provocado a 1500 rpm y con una relación de compresión de 13:1 que una reducción del 10% en la concentración de CO₂ provocaba un retardo en el salto de la chispa en torno a 5°. Esta reducción coincide con lo mostrado en esta simulación.

4.2.2. Barrido del régimen de giro del motor

Ahora con el ángulo obtenido en el apartado anterior se procede a realizar un barrido para hallar el régimen de giro óptimo para cada biogás. Se hace de 1750 a 3500 rpm.

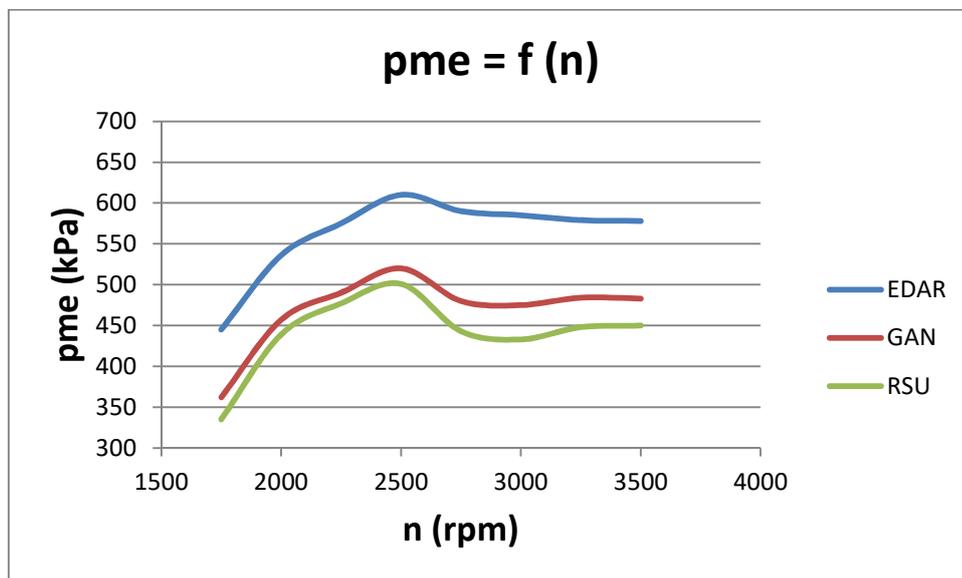


Figura 4.10. Gráfica de la presión media efectiva en función de la velocidad de giro del motor para los distintos combustibles.

EDAR-> n óptimo igual a 2500 rpm.

GAN-> n óptimo igual a 2500 rpm.

RSU-> n óptimo igual a 2500 rpm.

Para los tres biogases el régimen de giro óptimo es el mismo, esto se debe a que las diferencias entre ellos no son lo suficientemente acentuadas como para que se produzca una variación excesiva.

4.3. Resultados

En este apartado se va a realizar una descripción de los resultados obtenidos en la simulación, en el punto de funcionamiento del motor hallado en el apartado anterior, para cada combustible.

Se estudiarán los valores de los parámetros más importantes, estos son la potencia, el par, el consumo medio indicado y las presiones y temperaturas en los cilindros.

Finalmente se realizará una comparación entre los tres biogases.

4.3.1. Par

Este es el parámetro que se ha elegido maximizar mediante la presión media efectiva en los apartados anteriores.

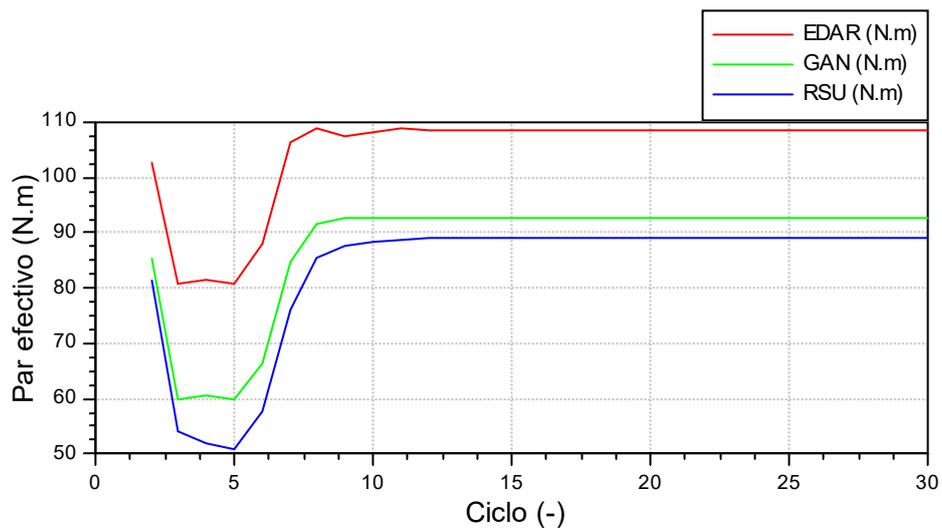


Figura 4.11. Par efectivo obtenido a lo largo de cada ciclo de la simulación para cada biogás.

Se observa que a partir del ciclo 12 se estabiliza y es donde se recogen los resultados de la siguiente tabla:

Tipo de biogás	p _{me} (bar)	Me (N*m)
Lodos EDAR	6.10	108.5
Residuos ganaderos	5.20	92.7
RSU	5.01	89.1

Tabla 4.5. Resumen de la p_{me} y par máximo para cada biogás.

4.3.2. Potencia

La potencia efectiva (N_e) es la potencia que se tiene en el eje del cigüeñal [4].

La potencia de pérdidas mecánicas (N_{pm}) es la que se pierde entre el pistón y el cigüeñal, y cuyo origen son las pérdidas por fricción, por accionamiento de elementos auxiliares y las pérdidas por bombeo.

La potencia indicada (N_i) es la suma de la potencia efectiva y de pérdidas mecánicas y está relacionada con aspectos termodinámicos del ciclo.

Se relaciona con el par mediante la expresión:

$$M_e = \frac{N_e}{2 \pi n} \quad \text{Ecuación 4.23}$$

Depende también del régimen de giro, pero éste es el mismo en los tres casos, y por tanto las potencias tienen la misma relación que en los pares efectivos.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

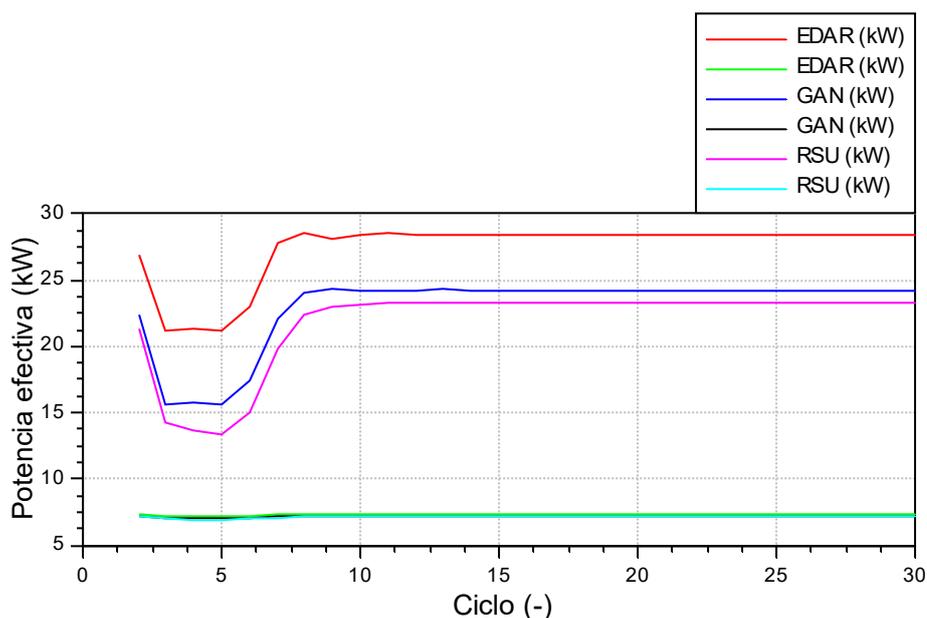


Figura 4.12. Potencia efectiva, y en verde, potencia de pérdidas mecánicas, obtenido a lo largo de cada ciclo de la simulación para cada biogás.

Se puede apreciar que la potencia efectiva se estabiliza a partir del ciclo 12 como ocurría con el par efectivo, además de la similitud de las curvas. La potencia de pérdidas mecánicas en cambio es constante durante todos los ciclos y prácticamente se superpone para los tres biogases.

Los datos se recogen en la tabla siguiente:

Tipo de biogás	N_e (kW)	N_{pm} (kW)	N_i (kW)
Lodos EDAR	28.4	7.329	35.729
Residuos ganaderos	24.3	7.227	31.527
RSU	23.4	7.205	30.605

Tabla 4.6. Resumen de las potencias máximas para cada biogás.

Se observa que al igual que [16], la reducción del porcentaje de metano provoca una disminución de las potencias tanto efectiva como indicada.

Las potencias de pérdidas mecánicas son muy similares entre los tres compuestos.

4.3.3. Consumo específico y rendimientos

El consumo específico mide el consumo de combustible por unidad de potencia extraída. Es un parámetro relacionado con el rendimiento a través del poder calorífico del combustible [4]. El parámetro proporcionado por BOOST es el indicado:

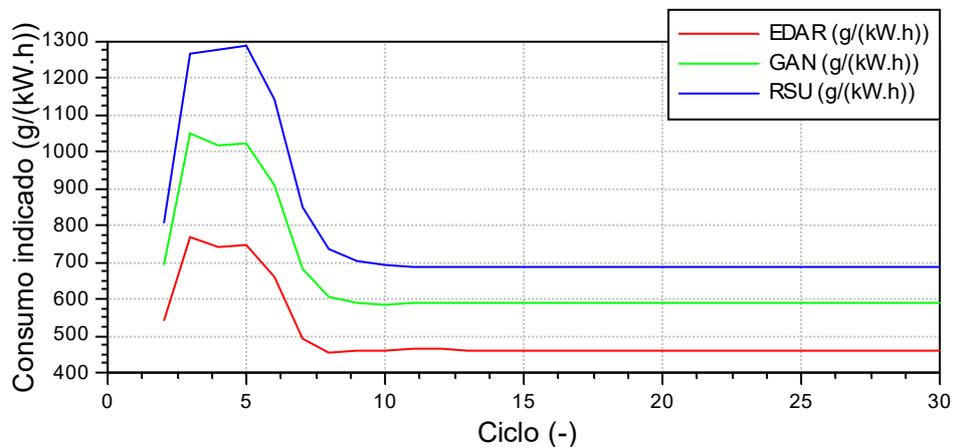


Figura 4. 13. Consumo indicado obtenido a lo largo de cada ciclo de la simulación para cada biogás.

Al igual que con los parámetros anteriores se toman los valores a partir del ciclo número 12 donde los resultados son estables.

El rendimiento indicado es el rendimiento del motor térmico desde un punto de vista termodinámico, expresa la relación entre la energía almacenada en el combustible y la energía mecánica en el pistón:

$$\eta_i = \frac{1}{g_{if} PCI} \tag{Ecuación 4.24}$$

El rendimiento mecánico es la relación entre la energía mecánica que se extrae a través del cigüeñal y la que se obtiene en el pistón, se ha calculado a través de las potencias:

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad \text{Ecuación 4.26}$$

El rendimiento efectivo relaciona la energía liberada por el combustible y la energía en el eje del cigüeñal, se expresa como:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad \text{Ecuación 4.27}$$

Todos los parámetros se muestran en la tabla 4.7:

Tipo de biogás	g_{if} (g/kWh)	η_i (%)	η_m (%)	η_e (%)
EDAR	462	38.8	79.5	30.85
GAN	587	38.7	77	29.8
RSU	685	38.3	76.5	29.3

Tabla 4.7. Resumen de los consumos para cada biogás.

Se observa que el biogás procedente de residuos sólidos urbanos tiene un mayor consumo y produce una menos potencia y par que los otros dos.

Como se indicó en el trabajo de [19], los rendimientos efectivos para biogases con diferente porcentaje de CO₂ a dosado estequiométrico no varían prácticamente en el rango de este proyecto, aunque la disminución de la concentración de CO₂ provoca un aumento de los mismos.

En dicho trabajo, [19], los valores del rendimiento efectivo estaban en torno al 25-27 % a dosado estequiométrico mientras que en éste se ha mostrado que son del 29-31 %, este aumento se puede deber al superior régimen de giro (2500 rpm respecto a 1500), que provoca un aumento de la pme como se observó en el apartado 4.2.2. Estando relacionados estos parámetros directamente:

$$\eta_e = \frac{pme V_D}{m_{fcc} PCI} \quad \text{Ecuación 4.28}$$

Siendo V_D el volumen desplazado y m_{fcc} la masa de combustible por cilindro y ciclo.

4.3.4. Presiones y temperaturas en los cilindros

Para un ciclo característico de los biogases se obtiene la siguiente gráfica, se aprecia la alternancia en el inicio 1-3-4-2:

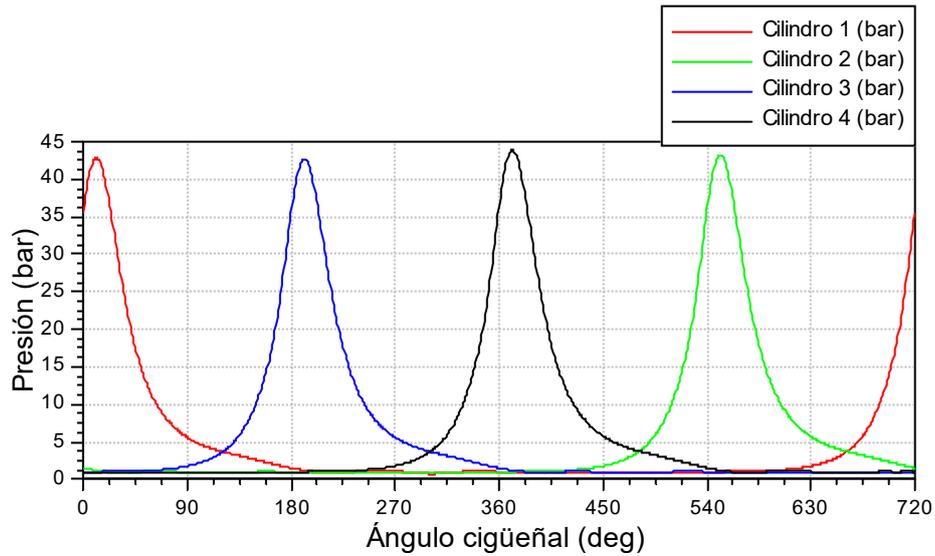


Figura 4. 14. Ejemplo de presiones en los 4 cilindros para un ciclo completo (residuos ganaderos).

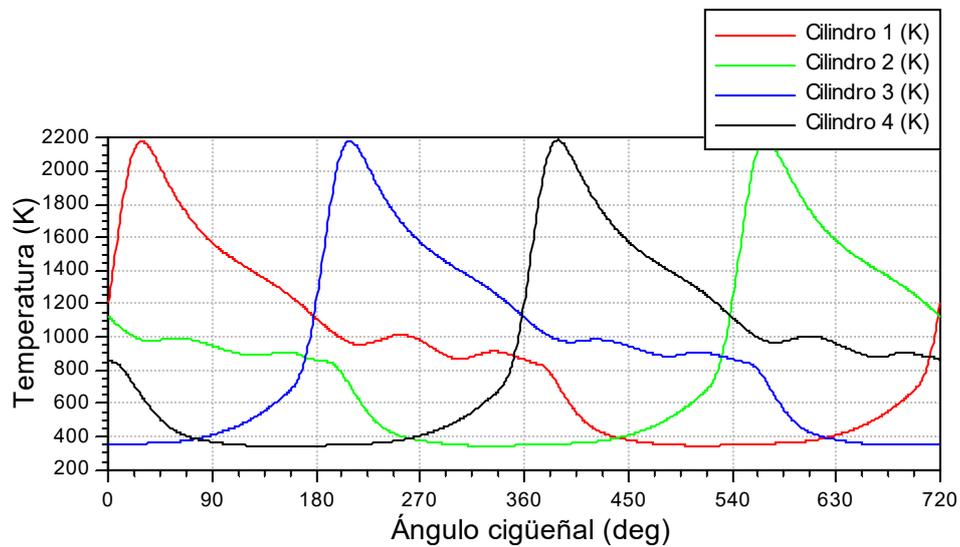


Figura 4. 15. Ejemplo de temperaturas en los 4 cilindros para un ciclo completo (residuos ganaderos).

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Tipo de biogás	$T_{m\acute{a}x}(K)$	$P_{m\acute{a}x}$ (bar)
Lodos EDAR	2260	46.5
Residuos ganaderos	2180	42.7
RSU	2190	45.3

Tabla 4.8. Comparativa de las temperaturas y presiones máximas en un cilindro para cada biogás, medidas del último ciclo simulado.

No se observan grandes diferencias entre los tres casos, debido a que trabajan en el mismo motor y no tienen características muy diferentes entre sí. Aun así, la menor temperatura máxima es la alcanzada por el biogás procedente de residuos ganaderos, este parámetro es muy influyente en la emisión de NOx [20].

Esta disminución de las emisiones de óxidos de nitrógeno comparando biogás procedente de residuos ganaderos frente a EDAR, coinciden con el estudio realizado por Anand et al. [15], donde indicaron que esta reducción se debe la mayor presencia de dióxido de carbono.

Como era de esperar, el biogás que produce un mayor par efectivo y por tanto mayor potencia, es el originado en lodos de depuradoras al tener un mayor porcentaje de CH₄, el segundo lugar lo ocupa el procedente de residuos ganaderos sobre el de residuos sólidos urbanos aunque las diferencias son menores, debido a que la variación en el porcentaje de metano es pequeña.

Por ello, para la aplicación presentada en este trabajo el mejor biogás sería el procedente de lodos originados en estaciones depuradoras de aguas residuales simplemente por tener un mayor porcentaje de metano, ya que éste es el parámetro fundamental.

Se debe tener en cuenta también que los valores obtenidos en los diferentes parámetros analizados no varían demasiado entre los tres compuestos, algo lógico al ser muy similares.

4.4. Comparación de resultados

Como conclusión de este capítulo, se ha realizado una simulación con gasolina y otra con biogás purificado (biogás con un alto contenido en metano) en el motor objeto de estudio para realizar una comparación con el biogás EDAR.

Para la gasolina, se ha ajustado el motor para la velocidad de combustión laminar de la gasolina obtenida de la siguiente ecuación:

$$S_{CL} = 0.32 \left(\frac{P}{0.1}\right)^{-0.25} \left(\frac{T}{300}\right)^{1.91} \quad \text{Ecuación 4.29}$$

Con P en MPa y T en K y se obtiene S_{CL} en m/s.

Cuyo valor para las presiones y temperaturas en el cilindro es de 3.31 m/s, mayor como era de esperar que la del biogás y por tanto el ángulo que dura la combustión es menor, aplicando la ecuación 4.18, e igual a 58.24°.

Estos valores se introducen en el modelo al igual que se hizo con los biogases, y tras la simulación con una optimización a 20° de adelanto del salto de la chispa y mismo régimen del motor que en EDAR (2500 rpm), y con una apertura de la válvula de combustible de 3.5° produce como resultado una potencia de 37.85 kW, siendo ésta aproximadamente un 50% superior, lo que significa una reducción de pasar de la gasolina al biogás de un 33%.

En [18] simulando biogás de composición 60% CH₄ y 40% CO₂ (del orden del biogás EDAR de este trabajo, aunque con menor porcentaje de metano), obtuvo una reducción en la potencia del 17.64% comparándolo con Diesel (siendo éste similar y con un PCI más bajo que la gasolina). En los resultados obtenidos de la simulación la reducción es mayor (33%), debido al mayor PCI de la gasolina frente al Diesel pero sobre todo porque en dicho trabajo se realizó el experimento con menores revoluciones de giro del motor, 1800 frente a las 2500 de este trabajo. Lo cual, como se vio en el apartado 4.2.2. con los barridos para hallar el régimen óptimo, influye notablemente en la pme obtenida (y por tanto, en la potencia), además cabe destacar que cada motor de cada trabajo tiene características distintas por lo que no se pueden hacer comparaciones directas, pero sí afirmar que en ambos trabajos el uso de biogás produce una reducción notable en la potencia en el mismo rango de valores.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Para el biogás purificado (upgrading), se ha simulado metano puro como simplificación y máximo teórico alcanzable. Se ha calculado su velocidad laminar mediante la ecuación 4.21 para una concentración nula de dióxido de carbono obteniendo un valor de 4.65 m/s y mediante la ecuación 4.18 una duración de la combustión de 41.50° , se ha ajustado el modelo para esta composición de la misma forma que con los otros tipos de biogás y la gasolina, optimizando el adelanto del salto de la chispa en 10° (coincidiendo con [13]) y una apertura de la válvula de combustible de 3° .

Para realizar mejor la comparación de biogases se han recogido los datos obtenidos en [3] sobre gas pobre (de bajo poder calorífico), aunque en ese ensayo el régimen de giro del motor era de 3000 rpm.

Combustible	PCI (MJ/kg)	pme (bar)	Ne (kW)	gif (g/kWh)	η_e (%)
Biogás EDAR	19.81	6.1	28.4	463	30.85
Gas pobre [3] (a 3000 rpm)	5.01	6	33.55	1827	30.9
Biogás purificado (100% metano)	50	8.15	38	190	31.76

Tabla 4. 9. Comparación de parámetros de diferentes biogases.

Se aprecia que los tres tipos de biogás están en el mismo rango de presiones y potencias, siendo superior el del biogás purificado. El consumo es muy diferente siendo mayor según disminuye el poder calorífico y con ello la calidad del biogás utilizado, pero el rendimiento efectivo es del mismo orden en los tres casos.

La potencia efectiva (Ne) que producen los tres tipos de biogás simulados en este trabajo, se han comparado a su vez con los resultados obtenidos en [26] y [27], mostrados en las figuras 4.16 y 4.17.

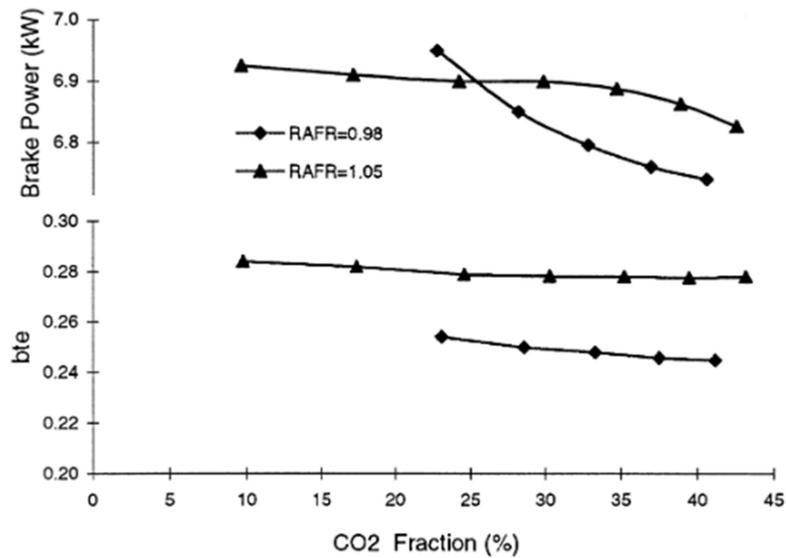


Figura 4. 16. Potencia efectiva (Brake Power) y rendimiento efectivo (bte) frente a la fracción de CO₂ de una mezcla CH₄-CO₂ a 2000 rpm y relación de compresión = 13 en relaciones aire/ dosado estequiométrico (RAFR) de 0.98 y 1.05, para un motor mono cilíndrico [26].

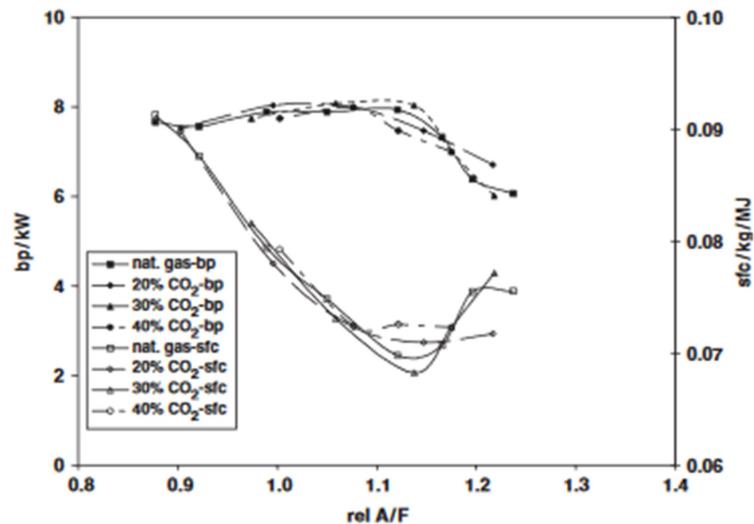


Figura 4. 17. Variación de la potencia efectiva (bp) y el consumo específico (sfc) frente a la relación aire / combustible (rel A/F) para diferentes composiciones de biogás, desde gas natural (nat.gas) con 0 % CO₂ a 40% CO₂ [27], para un motor mono cilíndrico.

En la siguiente tabla se muestra la potencia efectiva en un cilindro para todos los casos citados y en dosado estequiométrico:

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Ne mono cilíndrico (kW)			
% CO₂ en el biogás	Este trabajo	[26]	[27]
35%	7.1 (Lodos EDAR)	6.85	7.8
44%	6.1 (GAN)	6.8	7.7
50%	5.85 (RSU)	6.7	7.7

Tabla 4. 10. Comparativa de la potencia efectiva para un cilindro entre este trabajo y otros.

Se observa la disminución de la potencia efectiva con el aumento del porcentaje de dióxido de carbono y que los resultados obtenidos son del mismo orden que los de otros trabajos.

Por tanto, ya que los resultados obtenidos en los diferentes parámetros así como la tendencia de estos basándose en la reducción del porcentaje del metano en el biogás, ofrecen valores en el mismo orden que otros trabajos, y resultados muy similares a los aportados por [3] (que fueron obtenidos del mismo motor), se puede afirmar que tanto las hipótesis como la simulación realizadas quedan validadas.

5- Conclusiones, mejoras y líneas futuras

5.1. Conclusiones

Tras finalizar este trabajo, se puede afirmar que se han alcanzado los objetivos fijados al comienzo del mismo.

En primer lugar, tras una caracterización del uso del biogás se ha descrito la instalación en la que se ha basado el presente trabajo y se han definido las composiciones de los diferentes tipos de biogás según su origen que posteriormente se iban a simular y comparar.

Mediante el software BOOST de AVL, se ha modelado exitosamente el motor de combustión interna alternativo Toyota 4Y, para el análisis de su funcionamiento alimentado con los tres tipos de biogases elegidos: procedente de residuos sólidos urbanos, de lodos de estaciones depuradoras de aguas residuales y de residuos ganaderos.

Se ha realizado el ajuste de la apertura de la válvula del combustible y el cálculo de la duración de la combustión a través de la velocidad de combustión laminar para cada combustible. Además, se han ajustado los reglajes necesarios del punto de funcionamiento de dicho motor (régimen de giro del motor y adelanto del ángulo de inicio de la combustión) para maximizar las prestaciones en la situación evaluada.

Posteriormente se ha procedido a simular y analizar el comportamiento de la combustión de los biogases en el motor a través de la recogida de diferentes parámetros característicos.

Por último, se han comparado los resultados obtenidos y se ha determinado que la mayor presión media efectiva y potencia se obtienen del biogás cuyo origen es los lodos de las estaciones de aguas depuradoras, por tener un mayor porcentaje de metano. Aunque, cabe destacar que, la menor temperatura máxima alcanzada por el biogás procedente de residuos ganaderos, al tener un mayor porcentaje de dióxido de carbono, provoca que las emisiones de óxidos de nitrógeno se reduzcan lo que puede ser un factor crucial.

Además se ha realizado una comparación con gasolina y metano puro (como ejemplo de biogás sometido a un proceso de purificación) y gas pobre, observándose que los parámetros estudiados tienen las relaciones que se esperaban y dando validez al modelo.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

Esto permite concluir que el uso de biogás procedente de residuos orgánicos provoca una revalorización de los mismos al poder ser usados como fuente de energía renovable.

Tras la conclusión de este proyecto, se puede afirmar que las mayores dificultades en su resolución se han producido con el ajuste del ángulo de apertura de la válvula del combustible, al recalcular los parámetros que proporcionaba la herramienta de BOOST erróneamente y con el cálculo de la duración de la combustión en función de un solo parámetro, la velocidad de combustión laminar. Además, comparar datos ha sido difícil debido a las diferentes composiciones de biogases y motores, así como el reducido número de artículos publicados.

5.2. Mejoras y trabajos futuros

Una posible forma de mejorar la eficiencia del motor es mezclar el biogás con otro tipo de residuo o elemento que mejore sus características (hidrógeno,..), o realizar una purificación (Upgrading) del mismo para aumentar su porcentaje de metano y disminuir los diluyentes.

Esta purificación, transformando el biogás en biometano, puede superar el 90% de metano y estar en el rango del gas natural.

Otra posible rama de trabajo futura podría ser la utilización del biogás no solo para producir electricidad (como en este trabajo) si no en una unidad de combinación de calor y energía (CHP), o cogeneración, cuyo objetivo es la conversión de la energía dentro de un combustible (en este caso, biogás) en calor y electricidad [7].

La eficiencia de una unidad CHP se acota a menudo alrededor del 40%, pero esto solo incluye la electricidad generada y no tiene en cuenta la energía contenida en el calor. Sin embargo, debe señalarse que en realidad una unidad de CHP generará mucho calor (si no más) que electricidad. Por lo tanto, la eficiencia total de la unidad CHP puede estar alrededor del 85% (si se usa todo el calor) y la producción de energía se puede utilizar en un gran número de formas. Una unidad CHP en una planta de biogás generalmente comprende un motor de gas alternativo, aunque pequeñas instalaciones utilizan turbinas de gas.

Bibliografía

- [1] Página web: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies_es
- [2] Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. (Universidad Politécnica de Valencia, Ed.).
- [3] Marcos, M. V. (2015). *Caracterización de la combustión de gas de gasificación haciendo uso del programa BOOST de AVL*.
- [4] Apuntes de Máquinas hidráulicas y térmicas (curso 2017/18). Escuela de Ingenierías Industriales de Valladolid.
- [5] AVL BOOST *Users Guide* (2016).
- [6] Cobián, D. B. (2011). *Tratamiento Biológico aerobio-anaerobio-aerobio de residuos ganaderos para la obtención de biogás y compost*.
- [7] Revista científica. The practical Guide to AD. *Capítulo 5: Producing and Using biogás*
- [8] Rasi, S. (2009). *Biogas Composition and Upgrading to Biomethane*.
- [9] Santiago Martín González (1997). *Producción y recuperación del biogás en vertederos controlados de residuos sólidos urbanos: Análisis de variables y modelización*.
- [10] Shanta Satyanarayan, Ramakant, Shivayogi (2010). *Biogas production enhancement by soya sludge amendment in cattle dung digesters*.
- [11] Qin, W., Egolfopoulos, F. N., & Tsotsis, T. T. (2001). *Fundamental and environmental aspects of landfill gas utilization for power generation*. *Chemical Engineering Journal*, 82(1–3), 157–172.
- [12] Razbani, O., Mirzamohammad, N., Assadi, M. (2011). *Literature review and road map for using biogas in internal combustion engines*.
- [13] G. Narayanan, S. O. Bade Shrestha.(2006). *The performance of spark ignition engine fueled with landfill gases*. SAE Paper no 2006-01-3428,
- [14] Whiston, P., Abdel-Gayed, R., Girgis, N., and Goodwin, M., (1992). *Turbulent Burning Velocity of a Simulated Biogas Combustion in a Spark Ignition Engine*, SAE Technical Paper 922166.

Caracterización del proceso de combustión de biogás, obtenido de residuos orgánicos, haciendo uso del programa BOOST de AVL

[15] Anand, G., Gopinath, S., Ravi, M., Kar, I. et al., (2006). *Artificial Neural Networks for Prediction of Efficiency and NO_x Emission of a Spark Ignition Engine*, SAE Technical Paper 2006-01-1113.

[16] Yadav, S., Kumar, B., and Thipse, S., (2013) *Characteristics of Biogas Operated Automotive SI Engine to Reduce Exhaust Emission for Green Development*, SAE Technical Paper 2013-26-0012.

[17] Yadav, S., Kumar, B., and Thipse, S., (2013). *Effects of Bio-Gas Fuel Composition on Engine Performance*, SAE Technical Paper 2013-26-0011.

[18] Gomez Montoya, J.P., Amell Arrieta, A.A., and Zapata Lopez, J.F., (2015). *Spark Ignition Engine Performance and Emissions in a High Compression Engine Using Biogas and Methane Mixtures Without Knock Occurrence*.

[19] E. Porpatham, A. Ramesh, B. Nagalingam , (2007). *Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine*

[20] Javier Martin Sanz (2013). *Simulación termodinámica y estudio de varias estrategias de carga parcial para un motor de encendido provocado*.

[21] Apuntes de Motores de Combustión Interna Alternativos (curso 2015/16). Escuela de Ingenierías Industriales de Valladolid.

[22] Apuntes de Motores de Combustión Interna (curso 2015/16). *Capítulo 7: Combustión en MEP-MIF*. Universidad Carlos III de Madrid.

[23] Ricardo Ollero Álvarez (2006). *Modelo de simulación de un motor de combustión interna de encendido provocado alimentado con gas natural*.

[24] N. Hinton, R. Stone (2013). *Laminar burning velocity measurements of methane and carbon dioxide mixtures (biogas) over wide ranging temperatures and pressures*.

[25] Jesús Herráez González (2003). *Determinación de la velocidad de combustión laminar para gases de vertedero mediante la utilización de una bomba de combustión a volumen constante*.

[26] J. Huang, R. J. Crookes (1998). *Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine*.

[27] R. J. Crookes (2006). *Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines*.