



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

Curso Académico:

RESUMEN

El objetivo del trabajo es la realización de cálculos CFD para la simulación de la evolución de un chorro Diésel en condiciones de motor. En concreto, se simularán condiciones de trabajo de un motor de dos tiempos con accesos ópticos disponible en el DMMT. El alumno empleará un código CFD comercial, y será el encargado de configurar los casos de estudio, lanzar los cálculos, así como de desarrollar las rutinas de post-procesado de la información generada. El análisis permitirá evaluar los procesos físico-químicos que ocurren en el motor. Para la validación de los resultados, y con la finalidad de evaluar la capacidad de predicción del modelo, se empleará una base de datos detallada disponible del motor anteriormente citado.

Índice General

DOCUMENTO I: MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO.....	6
1.1. ANTECEDENTES.....	7
1.2. OBJETIVO DEL PROYECTO.....	9
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	10
1.4. MOTIVACIÓN.....	11
1.5. VIABILIDAD.....	12
1.6. ESTRUCTURA Y DESARROLLO DEL TRABAJO.....	13
2. CONCEPTOS PREVIOS	14
2.1. INTRODUCCIÓN.....	15
2.2. PROCESOS FÍSICOS EN CHORROS DIÉSEL.....	16
2.2.1. Inyección.....	18
2.2.2. Atomización.....	18
2.2.3. Coalescencia.....	19
2.2.4. Evaporación.....	20
2.2.5. Desarrollo del chorro de combustible.....	21
3. METODOLOGÍA DE MODELADO EN CONVERGE.....	23
3.1. INTRODUCCIÓN.....	24
3.2. MODELADO DEL PROBLEMA EN CONVERGE.....	24
3.2.1. Introducción.....	24
3.2.2. Método de resolución del solver.....	24
3.2.3. Modelado del Spray.....	31
3.2.3.1. Distribución de parcels.....	32

3.2.3.2. Distribución de las gotas en la inyección.....	32
3.2.3.3. Modelo de dispersión turbulenta de gotas	33
3.2.3.4. Modelo de evaporación de gotas.....	35
3.2.3.5. Modelo de colisión de gotas.....	35
3.2.3.6. Adaptative Collision Mesh	36
3.2.3.7. Drop Drag Model	36
3.2.3.8. Spray Beakup Mechanisms.....	37
3.2.3.9. Breakup Lenght Model.....	42
3.2.3.10. Discharge coefficient model	43
3.2.3.11. Parámetros de la inyección.....	43
3.2.3.12. Parámetros de la tobera	44
3.2.4. Modelado de la combustión	45
3.2.4.1. Characteristic Time Combustion (CTC) Model.....	45
3.2.4.2. SAGE Detailed Chamental Kinetics Model.....	48
3.2.5. Modelado de la turbulencia	49
3.3. CONFIGURACIÓN DE LA MALLA.....	53
3.3.1. Adaptative Mesh Refinement (AMR).....	54
3.3.2. Fixed Embedding.....	58
3.4. CONCLUSIONES.....	60
4. ANÁLISIS DE RESULTADOS	62
4.1. INTRODUCCIÓN	63
4.2. CONFIGURACIÓN DE PARTIDA.....	66
4.2.1. Selección del modelo de transmisión de calor	67
4.2.2. Definición de la penetración de la fase líquida.....	68
4.2.3. Selección del modelo de combustión	70
4.2.4. Resultados en la configuración de partida	76
4.3. ESTUDIO DEL CASO INERTE.....	81

4.3.1. Caso inerte 2.....	82
4.3.2. Casos Inerte 3 Y Caso inerte 4.....	86
4.4. ESTUDIO DE LOS CASOS REACTIVOS.....	91
4.4.1. Caso nominal (NO).....	91
4.4.2. Variación de la temperatura en el cilindro.....	96
4.5. CONCLUSIONES.....	100
5. CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS FUTURAS.....	102
5.1. CONCLUSIONES.....	103
5.2. PERSPECTIVAS FUTURAS.....	103
6. BIBLIOGRAFÍA.....	105
Bibliografía.....	106

DOCUMENTO II: PLIEGO DE CONDICIONES

1. INTRODUCCIÓN.....	4
2. CONDICIONES GENERALES.....	5
2.1. INTRODUCCIÓN.....	5
2.2. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS.....	5
3. CONDICIONES PARTICULARES.....	7
3.1. INTRODUCCIÓN.....	7
3.2. CONDICIONES DEL SOFTWARE.....	7
3.2.1. Software de simulación.....	7
3.2.2. Sistema Operativo.....	7
3.2.3. Software de Post-procesado de datos.....	7

3.2.4. Condiciones del Hardware	8
---------------------------------------	---

DOCUMENTO III: PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN	4
2. COSTES.....	5
2.1. ESTIMACIÓN DE COSTES UNITARIOS.....	5
2.1.1. Coste dela mano de obre.....	5
2.1.2. Coste de los equipos informáticos y licencias.....	6
2.1.3. Coste del material fungible	7
3. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS	8
3.1. INGENIERO DEL PROYECTO	8
3.2. INGENIERO DIRECTOR DEL PROYECTO.....	9
3.3. INGENIERO TUTOR DEL PROYECTO	9
4. CUADRO DE MEDICIONES.....	10
5. RESUMEN DEL PRESUPUESTO	11

DOCUMENTO I: MEMORIA

Índice de contenidos

1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO.....	6
1.1. ANTECEDENTES.....	7
1.2. OBJETIVO DEL PROYECTO.....	9
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	10
1.4. MOTIVACIÓN.....	11
1.5. VIABILIDAD.....	12
1.6. ESTRUCTURA Y DESARROLLO DEL TRABAJO.....	13
2. CONCEPTOS PREVIOS	14
2.1. INTRODUCCIÓN.....	15
2.2. PROCESOS FÍSICOS EN CHORROS DIÉSEL.....	16
2.2.1. Inyección.....	18
2.2.2. Atomización.....	18
2.2.3. Coalescencia.....	19
2.2.4. Evaporación.....	20
2.2.5. Desarrollo del chorro de combustible.....	21
3. METODOLOGÍA DE MODELADO EN CONVERGE.....	23
3.1. INTRODUCCIÓN.....	24
3.2. MODELADO DEL PROBLEMA EN CONVERGE.....	24
3.2.1. Introducción.....	24
3.2.2. Método de resolución del solver.....	24
3.2.3. Modelado del Spray.....	31
3.2.3.1. Distribución de parcels.....	32
3.2.3.2. Distribución de las gotas en la inyección.....	32

3.2.3.3. Modelo de dispersión turbulenta de gotas	33
3.2.3.4. Modelo de evaporación de gotas.....	35
3.2.3.5. Modelo de colisión de gotas.....	35
3.2.3.6. Adaptative Collision Mesh	36
3.2.3.7. Drop Drag Model	36
3.2.3.8. Spray Beakup Mechanisms.....	37
3.2.3.9. Breakup Lenght Model.....	42
3.2.3.10. Discharge coefficient model	43
3.2.3.11. Parámetros de la inyección.....	43
3.2.3.12. Parámetros de la tobera	44
3.2.4. Modelado de la combustión	45
3.2.4.1. Characteristic Time Combustion (CTC) Model.....	45
3.2.4.2. SAGE Detailed Chamical Kinetics Model.....	48
3.2.5. Modelado de la turbulencia.....	49
3.3. CONFIGURACIÓN DE LA MALLA.....	53
3.3.1. Adaptative Mesh Refinement (AMR).....	54
3.3.2. Fixed Embedding.....	58
3.4. CONCLUSIONES.....	60
4. ANÁLISIS DE RESULTADOS	62
4.1. INTRODUCCIÓN	63
4.2. CONFIGURACIÓN DE PARTIDA.....	66
4.2.1. Selección del modelo de transmisión de calor	67
4.2.2. Definición de la penetración de la fase líquida.....	68
4.2.3. Selección del modelo de combustión	70
4.2.4. Resultados en la configuración de partida	76
4.3. ESTUDIO DEL CASO INERTE.....	81
4.3.1. Caso inerte 2.....	82

4.3.2. Casos Inerte 3 Y Caso inerte 4	86
4.4. ESTUDIO DE LOS CASOS REACTIVOS.....	91
4.4.1. Caso nominal (NO).....	91
4.4.2. Variación de la temperatura en el cilindro.....	96
4.5. CONCLUSIONES.....	100
5. CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS FUTURAS	102
5.1. CONCLUSIONES	103
5.2. PERSPECTIVAS FUTURAS.....	103
6. BIBLIOGRAFÍA	105
Bibliografía.....	106

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

1.1. ANTECEDENTES

La industria del automóvil hoy en día es uno de los sectores más importantes tanto a nivel nacional y global. Esto se debe principalmente a que el método para el transporte de personas y mercancías por excelencia en la actualidad es el transporte por carretera. Por ello es un sector en constante evolución, donde se busca día a día mejorar la eficiencia y competitividad de dicho medio de transporte a través de múltiples proyectos de investigación llevados a cabo tanto por empresas de la propia industria como por empresas públicas y universidades.

Si bien es cierto que la tecnología predominante hoy en día en los medios de transporte y más concretamente en la industria automovilística se basa en el uso de los combustibles fósiles como fuente primaria de energía. La actual situación económica, de concienciación medioambiental y la aparición de tecnologías alternativas para la propulsión de vehículos ligeros, están obligando a la industria a reinventarse en busca de un menor consumo a la par que una menor emisión de contaminantes.

Así pues, existen dos tipos de tecnologías que dominan en el transporte por carretera, estas son dos variantes de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), el motor de encendido provocado (MEP) y el de encendido por compresión (MEC). En ambos sistemas se utiliza la energía liberada en la combustión de los combustibles fósiles como fuente primaria de energía para alimentar al resto del sistema.

Las dos tecnologías mencionadas anteriormente han experimentado un enorme desarrollo desde sus inicios. En concreto, los motores Diésel de se desarrollaron en un primer momento en el ámbito del transporte pesado (motores marinos, camión y maquinaria pesada) y se han adaptado a los turismos con motores de mucha menor cilindrada. Esto ha obligado a reducir los tiempos de inyección y consecuentemente el tiempo requerido para la atomización, evaporación y combustión del gasoil. Además, un menor tamaño del motor implica que el sistema sea menos adiabático, lo cual dificulta el proceso de combustión.

En consecuencia, el estudio del proceso de inyección, así como todos los fenómenos que lleva asociados creció en importancia debido a la criticidad de los tiempos de inyección, lo que ha provocado que en los últimos años se hayan desarrollado una serie de teorías que intentan explicar y modelar lo que sucede en el interior del cilindro durante la combustión. Los fenómenos que caracterizan la combustión de un chorro diésel conllevan asociada una enorme dificultad a la hora de modelizarlos y de resolver las ecuaciones que los rigen, por ello se han de asumir hipótesis simplificadoras que agilicen la resolución del modelo y poder así caracterizar los mecanismos más relevantes del chorro.

El Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia es una de las instituciones que cuenta con una línea de investigación dedicada

exclusivamente al modelado de chorros diésel y gracias a ello se han podido llevar a cabo una serie de simulaciones con el objetivo de validar y ajustar un modelo de combustión desarrollado con el software Converge.

El presente trabajo busca ajustar el modelo de simulación de la combustión de un chorro diésel en un motor maqueta. Para ello se han comparado los resultados obtenidos tras el cálculo CFD con el software antes mencionado con la recopilación de datos experimentales de dicho motor con los que cuenta el departamento.

1.2. OBJETIVO DEL PROYECTO

El presente proyecto tiene los objetivos citados a continuación:

- Realizar un estudio detallado del proceso de inyección, atomización, evaporación y mezcla del chorro de dodecano. Se configuran y adaptan los parámetros de simulación para ajustar el comportamiento del chorro simulado al medido experimentalmente. Para ello se realizaron distintas simulaciones modificando el valor de dichos parámetros hasta optimizar el comportamiento del spray calculado con respecto al experimental.

El postprocesado de los resultados ofrecidos por el software de cálculo CFD se ha realizado en un programa independiente llamado Matlab. Para esto, se han desarrollado una serie de rutinas de postprocesado que permiten sistematizar esta tarea para las distintas simulaciones, obtener el valor de los parámetros que caracterizan el chorro y compararlos con sus homólogos experimentales.

- Realizar el Trabajo de Final de Máster correspondiente al Máster en Ingeniería Industrial especialidad Generación de Energía que otorga al alumno la titulación de Ingeniero Industrial por la Universidad Politécnica de Valencia.

1.3. JUSTIFICACIÓN

El desarrollo de la simulación asistida por ordenador, concretamente en el campo de la dinámica de fluidos computacional (CFD) ha permitido reducir los costes, sustituyendo en parte la necesidad de contar con instalaciones donde realizar ensayos sobre modelos físicos para poder comprobar el efecto de modificar las condiciones del proceso o elemento que se está ensayando.

Con todo ello, el uso de la técnica del modelado CFD para simular los procesos de combustión viene motivado por la acuciante necesidad de mejorar la eficiencia y el respeto por el medio ambiente de los motores que actualmente se impone desde las instituciones y la sociedad.

Así pues, la mejora de la eficiencia, sobretodo en motores diésel, pasa por comprender y controlar mejor el proceso de combustión. Este proceso se compone de las fases de inyección, atomización, evaporación, mezcla y finalmente la propia combustión. Con lo expuesto anteriormente queda patente la necesidad de utilizar las técnicas CFD para la caracterización y mejora de dicho proceso.

1.4. MOTIVACIÓN

El presente trabajo se ha desarrollado por dos principales razones. La primera de ellas es apoyar y continuar la labor de investigación que se realiza en el CMT, específicamente el área de combustión. La segunda, es la necesidad de demostrar que se ha alcanzado el grado de competencia requerido para obtener el título de Máster en Ingeniería Industrial especialidad Generación de Energía e incrementar el conocimiento en el campo de los MCIAs.

1.5. VIABILIDAD

La viabilidad del proyecto queda condicionada al cumplimiento de los siguientes requisitos:

- Viabilidad económica: el Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos es el garante del respaldo económico-financiero para la consecución del presente proyecto, como parte de un proyecto de investigación interno llevado a cabo por el área de combustión.
- Viabilidad humana: el CMT pone a disposición del alumno todos los medios humanos debidamente capacitados para poder desarrollar el presente proyecto. El equipo humano lo forman los miembros de la plantilla del Departamento, constituida por profesores, investigadores, doctorandos y personal de laboratorio.
- Viabilidad tecnológica: queda avalada por el CMT, es cual dispone de todas las instalaciones, equipos, materiales y herramientas informáticas para la realización de los ensayos, simulaciones y tratamiento de datos necesarios para la realización de este trabajo.

1.6. ESTRUCTURA Y DESARROLLO DEL TRABAJO

El presente trabajo plasmado queda distribuido en tres documentos, el primero de ellos la memoria, el segundo el pliego de condiciones y el tercero el presupuesto.

En la memoria, la cual constituye el primer documento, se exponen las bases teóricas en las que se fundamentan los estudios y simulaciones realizadas y que justifican el procedimiento que se ha seguido para la realización de los cálculos. Finalmente se exponen y analizan los resultados obtenidos, así como las conclusiones a las que se ha llegado tras la interpretación de los resultados. Así mismo la memoria queda dividida en los siguientes tres bloques:

- Un primer bloque, correspondiente al Capítulo 2, donde se realiza una introducción teórica al chorro Diésel y los principales procesos que lo caracterizan. Por otro lado, se exponen los principios en los que se fundamenta la simulación de un chorro de combustible y se muestra como realiza el software de cálculo el modelado de los procesos de inyección, atomización, evaporación y mezcla de los sprays.
- En un segundo bloque que engloba los Capítulos 3, 4 y 5 se desarrollan con más detalle los modelos que emplean las herramientas CFD para realizar los cálculos, se expone y justifica la metodología y estructura seguidas en la realización de las simulaciones, se muestran los resultados obtenidos tras la realización de las distintas simulaciones, y finalmente se exponen las conclusiones a las que se ha llegado tras el análisis de los resultados.
- El tercer bloque lo forman los anexos, en los que se han incluido los programas que se han desarrollado para el postratamiento de los resultados ofrecidos por el software de cálculo. Además, se ha incluido una guía para la utilización de la herramienta CFD, Converge, y poder reproducir así las simulaciones realizadas y resultados obtenidos en el presente trabajo.

En el segundo de los documentos, el pliego de condiciones, se encuentra todo lo referente a la normativa y procedimientos seguidos en la ejecución del trabajo

En el tercer y último documento se ha realizado un presupuesto en el cual se desglosan todos los costes, agrupados en diversos presupuestos parciales con sus respectivos precios descompuestos y unitarios.

Capítulo 2

CONCEPTOS PREVIOS

2.1. INTRODUCCIÓN

El presente capítulo se realiza una breve descripción general del chorro Diésel, así como de los principales fenómenos físicos que se producen durante el proceso de inyección de un chorro de combustible.

Los motores Diésel se caracterizan porque la mezcla aire-combustible se realiza dentro del cilindro, ya que en este tipo de motores el aire entra separado del combustible. En primer lugar, el aire entra por la admisión, se comprime y posteriormente se inyecta el combustible una vez el aire está comprimido.

Por tanto, los procesos de inyección, atomización, evaporación y mezcla adquieren una gran importancia y por ello en el presente apartado se va a realizar una breve introducción a estos conceptos con el objetivo de facilitar la comprensión de las simulaciones que se han llevado a cabo a lo largo de este trabajo.

2.2. PROCESOS FÍSICOS EN CHORROS DIÉSEL

El estudio del comportamiento del chorro Diésel es en la actualidad una de las líneas de investigación abiertas en la actualidad, pues el conocimiento en profundidad de toda la fenomenología asociada al proceso es de suma importancia para poder mejorar el rendimiento y reducir las emisiones de los motores Diésel.

La dinámica del chorro Diésel queda determinada por múltiples factores como son las características del flujo en el inyector, la interacción gotas-combustible o la interacción chorro-aire. La dependencia existente entre todos estos factores dificulta el modelado y resolución del problema del comportamiento del chorro Diésel y es absolutamente necesario conocer como interaccionan entre ellos pues determinan el comportamiento global del chorro.

Así pues, en este apartado se va a tratar de explicar a nivel básico el comportamiento, el aspecto de un chorro Diésel y los modelos utilizados para simular los fenómenos físicos que rigen su comportamiento.

En una primera aproximación al problema se va a realizar una descripción general del chorro para así conocer los fenómenos asociados.

Tras el inicio de la inyección, se genera un chorro de combustible, en un primer instante en fase líquida con un régimen turbulento. Este chorro, al principio formando un medio continuo, comienza a disgregarse en una serie de gotas de distinto tamaño hasta alcanzar la atomización total de la vena líquida. A medida que se produce el avance del chorro en el interior del medio gaseoso, aire en el caso de estudio, va englobando al comburente y mezclándose con él lo que provoca un frenado del chorro debido a que parte de la cantidad de movimiento con la que partía se la transmite al aire al aumentar la velocidad de este. Debido a la alta temperatura del medio que rodea al chorro, se produce una transmisión de calor hacia las gotas que provoca la evaporación de las mismas.

Debido a la penetración de chorro en el interior del medio se produce un aumento de la superficie de contacto de este y el aire, lo que a su vez provoca una mayor separación entre gotas cada vez de menor tamaño que favorece los procesos de englobamiento y evaporación del combustible y por ende condicionan la formación de la mezcla. Un menor tamaño de gota favorecerá los procesos de mezcla y evaporación pues la relación entre la superficie de contacto entre las gotas y el ambiente y el volumen de las mismas es mayor. Como resultado de una mayor tasa de mezcla y de evaporación se obtiene una mayor eficiencia en la combustión.

En resumen, tras la inyección el chorro pasa rápidamente a régimen turbulento, se disgrega y desacelera resultado del englobamiento del aire y se mezcla con este. Esto se

produce debido a los procesos de atomización y coalescencia, de intercambio de movimiento gota-aire, de interacción turbulenta y de evaporación.

En el presente trabajo, tal y como se ha mencionado anteriormente, se ha empleado el cálculo CFD para la simulación de chorros bifásicos evaporativos. La dinámica de fluidos computacional dispone de diferentes modelos para resolver el problema de la turbulencia, también se dispone de distintos modelos según el tratamiento que se le quiera dar a las fases presentes en el chorro, líquidas y/o gaseosas.

A nivel comercial los distintos softwares de cálculo CFD ofrecen tres tipos distintos de modelos, ordenados con un coste computacional creciente, estos son:

- Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS): Este modelo se caracteriza por resolver las ecuaciones de conservación a partir de las variables promediadas en el tiempo. Esta técnica modela las diferentes escalas de turbulencia, pero como sólo tiene en cuenta el valor promedio de cada variable no se puede comparar el tamaño de turbulencia durante la evolución del chorro entre distintos ciclos de un mismo motor.
- Large Eddy Simulations (LES): Esta técnica busca reducir el coste computacional que supondría resolver numéricamente las ecuaciones de Navier-Stokes, omitiendo las escalas de turbulencia más pequeñas a través de un filtro paso bajo de las ecuaciones de Navier-Stokes, es decir, para escalas de longitud pequeñas se utiliza el modelado y para las mayores, con un mayor tamaño y energía, se utiliza la resolución numérica directa de las ecuaciones. Como resultado, se consigue un cálculo más preciso donde se pueden observar diferencias entre distintos ciclos, ya que los parámetros varían entorno de un valor promedio local.
- Direct Numerical Simulations (DNS): Se trata de una simulación de la dinámica de fluidos computacional donde las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven numéricamente sin alterar el modelo, es decir, toda la gama de escalas espaciales y temporales de la turbulencia se resuelven. El coste computacional de esta técnica es muy elevado, incluso excede la capacidad de cálculo de los ordenadores más potentes actualmente disponibles.

De entre los tres modelos expuestos, industrialmente solo se utiliza el modelo RANS, por ser el más rápido y requerir una menor potencia de cálculo. Aunque si bien es cierto que actualmente el método LES está cobrando una mayor importancia a medida que los ordenadores van aumentando su potencia y reduciendo su coste.

2.2.1. Inyección

La mayoría de motores utilizados en automoción utilizan para controlar el proceso de inyección la tecnología Common Rail. Se trata de un sistema electrónico de inyección de combustible para motores diésel de inyección directa en el que el gasóleo es aspirado directamente del depósito de combustible a una bomba de alta presión y esta a su vez lo envía a un conducto común para todos los inyectores a una alta presión. Este sistema permite controlar la duración y la forma en la que se realiza la inyección.

Las condiciones en las que se produce la inyección del combustible al interior del cilindro van desde los 1500 bar de la presión del inyector hasta los 60 bar del interior de la cámara de combustión. Esta enorme diferencia de presiones favorece la atomización y por tanto la mezcla del combustible con el comburente. En la Figura 2.1 se pueden observar los distintos fenómenos que tienen lugar durante el proceso de inyección.

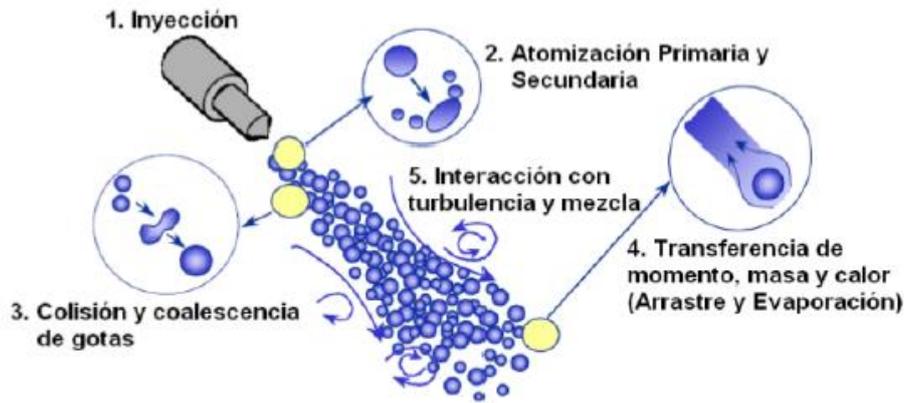


Figura 2.1 Fenómenos en un chorro diésel

2.2.2. Atomización

Al salir el chorro por el orificio de la tobera comienza el proceso de atomización. La atomización completa del chorro se produce a cierta distancia del orificio y se alcanza cuando desaparece por completo la vena líquida en el interior del chorro quedando solo una nube de gotas en el aire.

El proceso de atomización se suele dividir en dos fases dependiendo de los mecanismos que intervienen en el proceso de formación de las gotas, estas son:

- Atomización primaria: en esta fase el chorro de combustible comienza a disgregarse por efecto de la turbulencia y de las fuerzas inerciales que vencen a la tensión superficial propia de cualquier líquido que trata de mantener el chorro unido.

- Atomización secundaria: al aumentar la superficie de contacto entre el aire y el combustible debido a la atomización primaria, las gotas se ven expuestas a las fuerzas aerodinámicas por estar moviéndose en el interior de un gas, aire en este caso. Estas fuerzas aerodinámicas compiten de nuevo con la tensión superficial de las gotas. Durante esta segunda fase las gotas pasan de un tamaño mayor a uno menor lo que facilita su evaporación y mezcla con el aire.

Para llevar a cabo la simulación de la atomización del chorro se utilizan distintos modelos de atomización primaria o funciones estadísticas que calculan la distribución de tamaños de gota iniciales.

En cuanto a las funciones de distribución estadísticas, se requiere tener un orden de magnitud del tamaño medio de las gotas. Una de las funciones con un uso más extendido es la de Rosin-Ramler:

$$Q = 1 - e^{-\left(\frac{D*d}{x}\right)^q} \quad [\text{ec.2.1}]$$

Donde “Q” representa la fracción de volumen total ocupado por las gotas con diámetro menor a D. Los parámetros “q” y “x” son constantes, donde “q” se refiere a la medida de dispersión del tamaño de las gotas y cuyo valor se encuentra en 1.5 y 4, a mayor valor más uniforme es el chorro.

Respecto a los modelos de atomización actualmente son comúnmente utilizados los tres que se exponen a continuación:

- Atomización primaria: Modelo de Hugh-Gosman y modelo de Kevin-Helmholtz
- Atomización secundaria: Modelo de Reitz-Diwakar y modelo de Rayleigh-Taylor

En apartados posteriores se indicará cuál de los anteriores modelos se ha utilizado para la realización de las simulaciones y se describirá con más detalle su funcionamiento.

2.2.3. Coalescencia

A medida que el chorro se disgrega en gotas estas a su vez pueden colisionar entre ellas generando gotas de mayor tamaño. Se trata de un fenómeno muy común en el tipo de chorro que se dan en un motor diésel debido a la dispersión de velocidades y a la gran concentración de gotas. En la Figura 2.2 se describe el proceso de coalescencia.

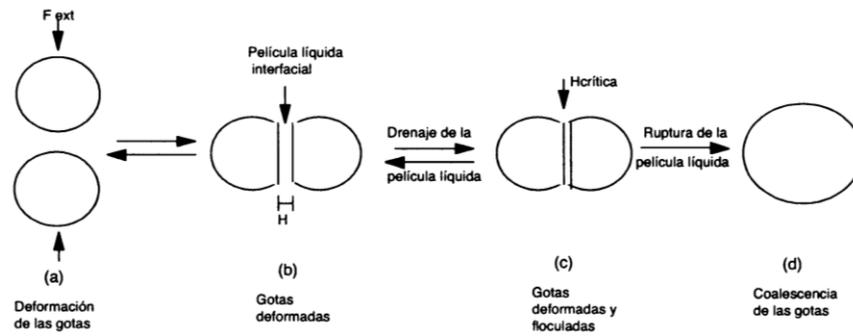


Figura 2.2 Fases del proceso de coalescencia

La probabilidad de que dos gotas colisionen entre sí depende de la concentración local, de la velocidad y direcciones de las mismas de este modo la probabilidad de colisión es mayor en la zona cercana a la tobera del inyector y en el eje longitudinal del chorro, es decir, en la zona donde el chorro es más denso.

2.2.4. Evaporación

A medida que aumenta la distancia a la tobera los fenómenos de atomización y coalescencia van perdiendo peso y dejan paso a fenómeno de evaporación. Una vez el combustible es atomizado se produce la evaporación de las gotas, esto se produce mediante la transmisión de calor del ambiente, aire caliente, a la superficie de las gotas. Esta transmisión de calor se produce mediante conducción y convección. Al aumentar la temperatura de las gotas se incrementa la presión de vapor de las mismas, lo que provoca la evaporación de las mismas. El vapor se transfiere por convección y difusión al ambiente desde la capa límite que rodea la gota.

La tasa evaporación es dependiente de las condiciones ambientales, presión y temperatura; de las características de la gota, temperatura, volatilidad y diámetro; y la velocidad relativa entre la gota y el aire que la rodea. Por tanto, a mayor temperatura del ambiente y menor radio de gota se producirá antes la evaporación de las gotas.

De este modo a medida que la gota se va evaporando se reduce su tamaño hasta desaparecer y mezclarse completamente con el aire.

En la Figura 2.3 se puede observar las distintas fases que se suceden en la inyección de un chorro diésel.

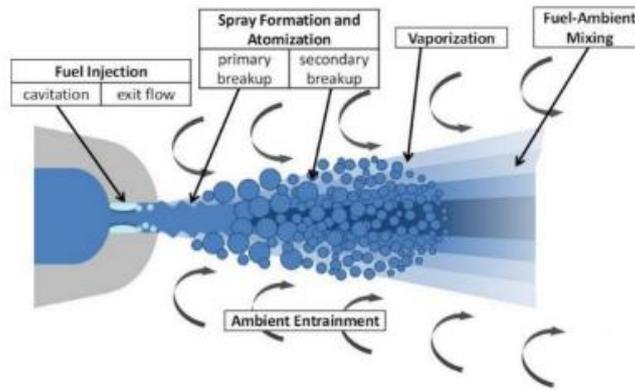


Figura 2.3 Inyección, atomización y evaporación

2.2.5. Desarrollo del chorro de combustible

Para la caracterización del chorro de combustible en el presente proyecto se han utilizado principalmente tres parámetros, longitud líquida, penetración de vapor y por último el lift-off.

La longitud líquida se puede definir como la distancia máxima medida desde la salida de la tobera hasta la que la fase líquida ha desaparecido por completo, en la Figura 2.4. se muestra cómo se define este parámetro. El criterio por el cual se decide cuándo se ha alcanzado dicho límite viene determinado por un porcentaje que comprende una parte total de la masa líquida inyectada. Para el caso del software utilizado estos valores variaban entre el 90% y 99% del total de la masa líquida.

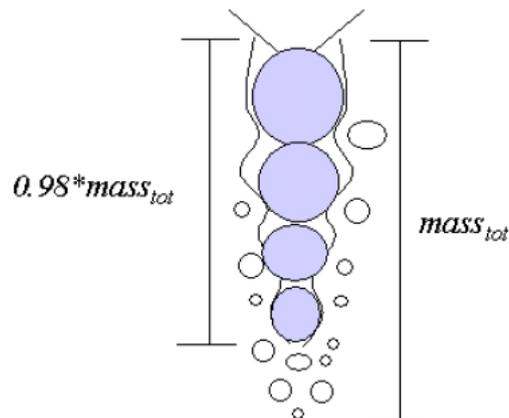


Figura 2.4 Esquema del cálculo de la penetración

La penetración de vapor se define como la longitud máxima desde el orificio a la isosuperficie en la que el valor de concentración de combustible está por debajo de un valor umbral, que puede variar dependiendo del criterio utilizado para determinar dicho

valor. Para el caso del software utilizado se considera un valor del 0.1% de la fracción másica de vapor.

Por último, se ha utilizado el lift-off, este parámetro representa la distancia que existe desde la punta del inyector hasta la zona donde comienza la reacción. Esta longitud se puede definir mediante varios criterios como un límite en la concentración del radical OH o mediante un criterio térmico, en el cual se determina una temperatura a partir de la cual se ha supuesto que tiene inicio la reacción de combustión.

En la Figura 2.5 representada a continuación se define de manera gráfica el lift-off en una llama diésel.

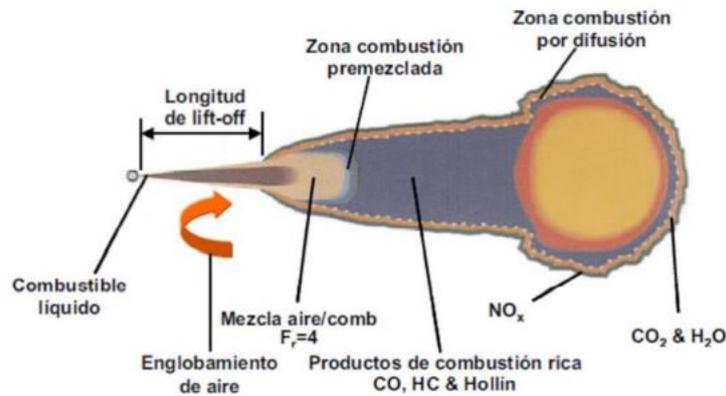


Figura 2.5 Esquema de una llama diésel en combustión por difusión

Capítulo 3

METODOLOGÍA DE MODELADO EN CONVERGE

3.1. INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto se ha desarrollado el análisis de un chorro Diésel, concretamente el combustible utilizado en las simulaciones es el dodecano, inyectado en el interior de una cámara de combustión de un motor maqueta con aire en su interior, para las simulaciones se ha supuesto que el aire idealmente es una mezcla de nitrógeno y oxígeno.

3.2. MODELADO DEL PROBLEMA EN CONVERGE

3.2.1. Introducción

Para la realización de un estudio a través de cualquier software CFD se requiere de la realización de tres pasos. El primero de ellos consiste en la realización de un preprocesado, donde se definen las condiciones de contorno del problema y los valores de distintos parámetros de cálculo. Un segundo paso que comprende el cálculo en sí. Por último, un tercer paso, el postprocesado, en este punto se toman los resultados ofrecidos por el programa de cálculo y se tratan bien con un programa proporcionado por el fabricante, Ensignht, o bien con un programa externo como Matlab, para extraer la información que se requiera.

En este apartado del trabajo se va a exponer el primero de los pasos, el preprocesado. Se identificarán los parámetros, variables y condiciones de contorno del problema que se deben definir previamente.

3.2.2. Método de resolución del solver

El solver es un algoritmo que resuelve de forma iterativa y secuencial las ecuaciones de continuidad, momento, energía y especies.

Converge permite seleccionar que ecuaciones de transporte se quieren resolver, además de especificar si el fluido (líquido o gas) en la simulación es compresible o incompresible y las fases que lo constituyen (gas, líquido o líquido-gas). Para nuestras simulaciones se ha optado por resolver todas las ecuaciones de transporte, un comportamiento compresible del gas e incompresible del líquido y una fase gaseosa. En la Figura 3.1 se muestran las opciones seleccionadas en Converge Studio.

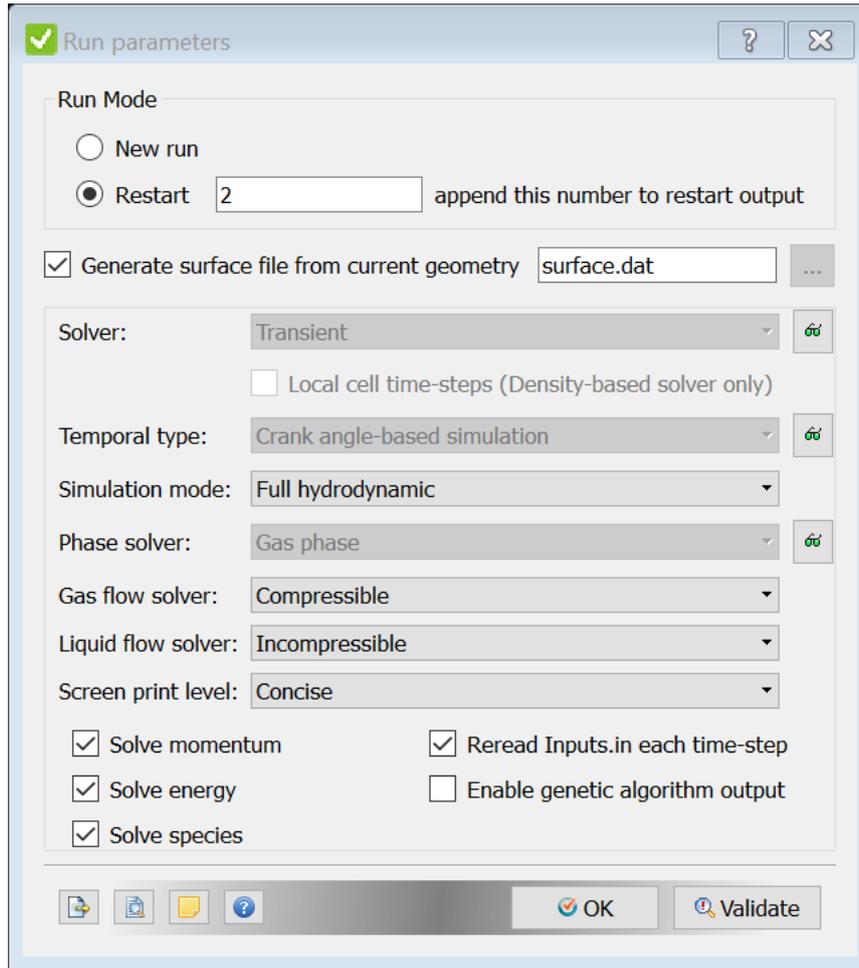


Figura 3.1 Menú Run parameters en Converge Studio

Las ecuaciones del transporte de momento y masa vienen dadas por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = S \quad [\text{ec.3.1}]$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + S_i \quad [\text{ec.3.2}]$$

Donde el tensor de esfuerzo viscoso se representa como:

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad [\text{ec.3.3}]$$

En las ecuaciones anteriores, “ u ” representa la velocidad, “ ρ ” la densidad, “ S ” es el término fuente, “ μ ” es la viscosidad, “ μ' ” es la viscosidad de dilatación, y “ δ_{ij} ” es la delta de Kronecker.

Obsérvese que en caso de que se active el modelo de turbulencia, esto se ha hecho en todas las simulaciones realizadas, la viscosidad se reemplaza por la viscosidad turbulenta que se expresa como:

$$\mu_t = \mu + C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [\text{ec.3.4}]$$

Donde “ C_μ ” es una constante del modelo de turbulencia, “ k ” representa la energía cinética turbulenta, y “ ε ” es la disipación turbulenta.

En el apartado 3.2.5. se abordarán con detalle los modelos de turbulencia utilizados en el desarrollo del presente trabajo.

Las ecuaciones anteriores de transporte momento y masa pueden ser resueltas tanto para flujo compresible como incompresible, pero en caso de que el flujo sea compresible es necesario el uso de una ecuación de estado que relaciona densidad, presión y temperatura.

El software ofrece distintas ecuaciones de estado las cuales son:

- Ideal gas law
- Redlich-Kwong
- Redlich-Kwong-Soave
- Peng-Robinson

Para las simulaciones realizadas se ha seleccionado la ecuación de Redlich-Kwong, la cual se define como:

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 + ubv + \omega b^2} \quad [\text{ec.3.5}]$$

Donde para la ecuación de RK, $u = 1$, $b = \beta_{rk} v_c$, $a = \alpha_{rk} \frac{p_c v_c^2}{\sqrt{T_r}}$. A su vez las expresiones para los coeficientes anteriores son:

$$v_c = \frac{RT_c}{p_c} \quad [\text{ec.3.6}]$$

$$\alpha_{rk} = 0.42748 \quad \beta_{rk} = 0.08664 \quad [\text{ec.3.7}]$$

Donde “ v_c ” es el volumen crítico, “ T_c ” es la temperatura crítica, “ p_c ” es la presión crítica, “ a ” representa la fuerza de atracción entre moléculas, “ β ” representa el volumen de las moléculas, y “ ω ” es el factor acéntrico.

En la Figura 3.2 mostrada a continuación se observa las condiciones y valores seleccionados para los parámetros y opciones anteriormente citadas.

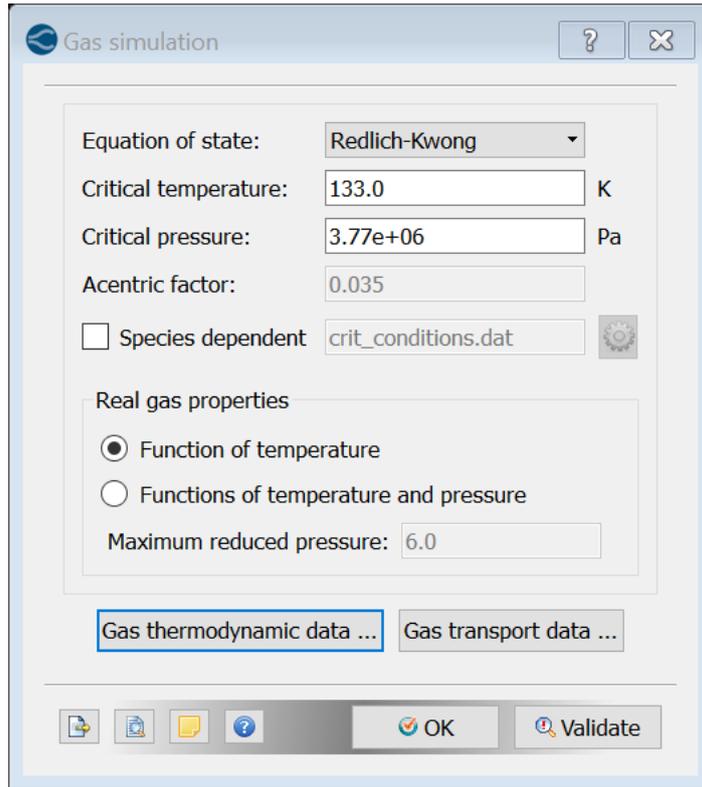


Figura 3.2 Menú Gas Simulation en Converge Studio

Como se ha dicho anteriormente las ecuaciones de transporte se pueden resolver conjuntamente o de forma independiente. En el caso de la ecuación de transporte de energía si se desea resolver sin incluir las ecuaciones de masa y momento, la convección no se incluye en la ecuación.

La forma general de la ecuación de transporte de energía es la que sigue:

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \frac{\partial u_j \rho e}{\partial x_j} = -P \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \sum_m h_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad [\text{ec.3.8}]$$

Donde “ ρ ” es la densidad, “ Y_m ” es la fracción másica de la especie “ m ”, “ D ” es el coeficiente de difusividad másica, “ S ” es el término fuente, “ P ” es la presión, “ e ” representa la energía específica interna, “ K ” es la conductividad, “ h_m ” es la entalpía de para cada especie m , “ σ_{ij} ” es el tensor de esfuerzo, y “ T ” es la temperatura.

Nótese que en caso de que el modelo de turbulencia esté activado, lo cual sucede para todas las simulaciones de este trabajo, la conductividad se sustituye por la conductividad turbulenta cuya, expresión es:

$$K_t = K + c_p \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad [\text{ec.3.9}]$$

Donde “ Pr_t ” es el número de Prandtl turbulento y “ μ_t ” es la viscosidad turbulenta.

En la ecuación de transporte de energía aparecen, junto al término fuente y los términos convectivo y difusivo, cuatro términos extra. Siguiendo un orden de izquierda

a derecha, el primero de ellos se refiere a la compresión y expansión (en casos incompresible es igual a cero), el segundo evalúa la energía cinética viscosa que se transforma en calor, y el tercero considera la energía de transporte para la difusión de las especies.

Por último, queda por exponer la ecuación de transporte de especies. La ecuación de transporte de especies se resuelve para la fracción másica de todas las especies presentes en el dominio. Se define la fracción másica como:

$$Y_m = \frac{M_m}{M_{tot}} = \frac{\rho_m}{\rho_{tot}} \quad [\text{ec.3.10}]$$

Donde “ M_m ” es la masa de la especie “ m ” en la celda, “ M_{tot} ” es la masa total en la celda, “ ρ_m ” es la densidad de la especie “ m ” en la celda, y “ ρ_{tot} ” es la densidad total de la celda.

Al igual que sucedía para la ecuación de transporte de energía, se puede resolver conjuntamente o por separado con el resto de ecuaciones de transporte. Si no se resuelve la ecuación de momento, la convección no se tendrá en cuenta en la ecuación de transporte de especies. La ecuación general de conservación de especies es:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial \rho_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S_m \quad [\text{ec.3.11}]$$

Donde $\rho_m = Y_m \rho$, “ u ” es la velocidad, “ ρ ” es la densidad, “ ρ_m ” es la densidad de las especies, “ Y_m ” es la fracción másica de cada especie, “ D ” es el coeficiente de difusión másica, y “ S_m ” representa el término fuente.

Donde el coeficiente de difusión másica, en caso de estar activado el modelo de turbulencia, y el coeficiente de difusión másica turbulenta se calculan respectivamente como:

$$D = \frac{\nu}{Sc} \quad [\text{ec.3.12}]$$

$$D_t = \frac{\nu_t}{Sc_t} \quad [\text{ec.3.13}]$$

Donde “ Sc ” es el número de Schmidt y “ Sc_t ” es el número de Schmidt turbulento. El término fuente en esta ecuación evalúa la evaporación, las reacciones químicas como la combustión y otros submodelos.

En la Figura 3.3 se muestran los valores dados para el número de Schmidt y Pandtl, en las ecuaciones de transporte de especies y energía respectivamente.

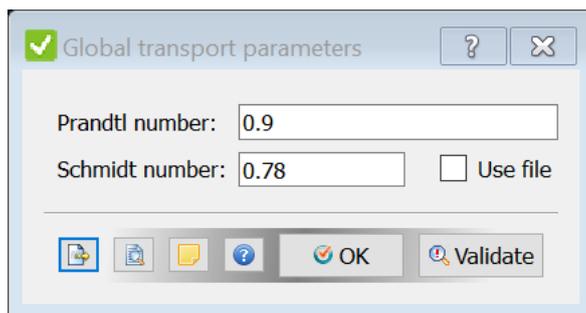


Figura 3.3 Menú *Global transport parameters* en *Converse*

El esquema de resolución que sigue el *solver* consiste en que en un primer momento se les dan valores a las incógnitas del sistema a partir de los resultados de la iteración anterior. Seguidamente se resuelve la ecuación de momento y si los resultados no satisfacen la ecuación de continuidad se debe hallar un factor de corrección. Una vez hallado dicho factor, en caso de ser necesario, se resuelven las ecuaciones de continuidad, conservación de energía y especies. Una vez calculado todo lo anterior, se comprueba si las soluciones obtenidas cumplen los criterios de convergencia y se pasa a la siguiente iteración.

Lo expuesto en anteriormente es aplicable a la mayoría de programas de cálculo CFD. A continuación, se va exponer como *Converse* resuelve un caso transitorio:

- *Solver* del Transitorio: con el fin de resolver un caso transitorio, como es el que ocupa este trabajo, las ecuaciones descritas anteriormente se aproximan mediante técnicas numéricas. *Converse* se caracteriza por generar automáticamente una malla que se utilizará para discretizar las ecuaciones diferenciales que regulan el proceso, estas ecuaciones se resuelven de manera implícita. Este método de resolución requiere de una técnica iterativa (multi-step) para la solución del sistema algebraico de ecuaciones.
- Ecuaciones de Transporte: para resolver el sistema algebraico de ecuaciones *Converse* dispone de tres técnicas iterativas. El método point-wise SOR (Successive Over-Relaxation), el método point-wise Jacobi o multigrid with point-wise SOR (solo para presión), y el método PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators). Este último resuelve el acoplamiento presión-velocidad y es el que se utiliza en el este trabajo. El PISO es una técnica del tipo predicción-corrección la cual resuelve una única vez de forma implícita el campo de velocidades y a continuación esto le permite actualizar el campo de velocidades a partir de soluciones implícitas de la presión.
- Criterio de Convergencia: al resolver las ecuaciones de forma implícita es necesario el uso de un criterio de convergencia o tolerancia. Se considera que la solución converge cuando el error de la iteración es menor o igual al valor

especificado por el usuario para el criterio de convergencia. El error de iteración viene dado por:

$$error = \frac{\Delta\phi}{Norm} \quad [ec.3.14]$$

Donde “*Norm*” es la normalización.

- Números CFL: El número Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) estima el número de celdas a través de las cuales se produce un cambio en el valor de una variable en un solo paso de tiempo. Un mayor valor de CFL generalmente tiene como consecuencia un menor coste computacional. El número convectivo CFL, el número de velocidad del sonido CFL y el número difusivo CFL vienen dados respectivamente por:

$$cfl_u = u \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad [ec.3.15]$$

$$cfl_{mach} = c \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad [ec.3.16]$$

$$cfl_v = v \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \quad [ec.3.17]$$

Donde “ Δt ” es el paso de tiempo, “ Δx ” es el paso de malla, “ u ” es la velocidad en la celda, “ c ” es la velocidad del sonido, y “ v ” es la viscosidad.

- Otros parámetros: para realizar la simulación se deben introducir una serie de parámetros tales como el inicio y final de simulación, el paso de tiempo máximo y mínimo, *Droplet motion time-step control multiple*, *Drop evaporation time-step control multiple*, *Chemical time-step control multiple*. A excepción del tiempo de inicio y fin de la simulación, el resto de parámetros de han dejado con los valores recomendados por el fabricante para un caso de un MCIA.
- Under-Relaxation: al resolver sistemas de ecuaciones utilizando técnicas iterativas es necesario aplicar un factor de subrelajación (*under-relaxation*) a la solución para así facilitar la convergencia. El criterio para realizar la relajación de los resultados es:

$$\phi^{**} = \phi^* + \omega_{under_relaxation}(\Delta\phi) \quad [ec.3.18]$$

Donde “ ϕ^{**} ” es el valor de la nueva iteración, “ ϕ^* ” es el valor de la anterior iteración, “ $\omega_{under_relaxation}$ ” es el parámetro de relajación y “ $\Delta\phi$ ” es la variación calculada en el valor de la iteración.

Los parámetros de relajación se han dejado con los valores por defecto recomendados.

En la Figura 3.4 se muestra una imagen con todos los parámetros temporales a configurar, así como los valores introducidos. Téngase en cuenta que alguno de estos valores puede haber cambiado a lo largo de las simulaciones realizadas durante el proyecto con intención de ajustar mejor el modelo a la realidad.

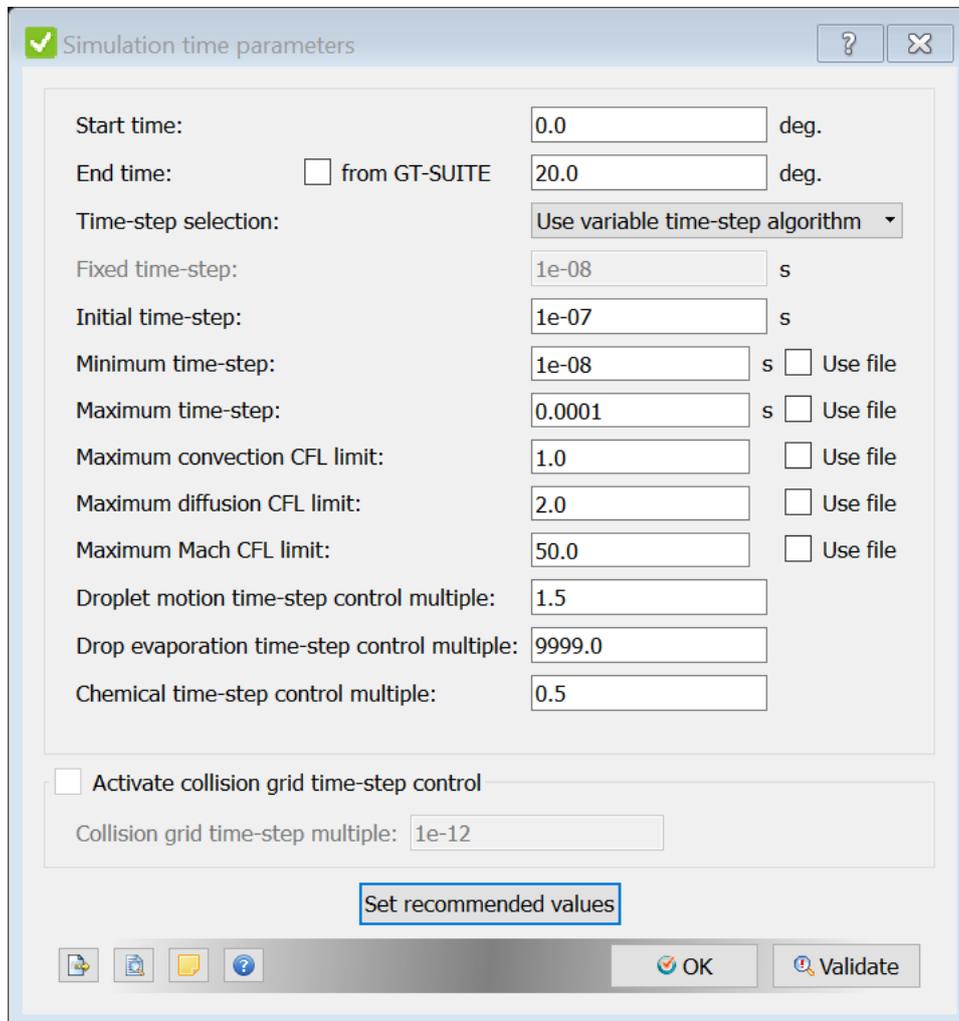


Figura 3.4 Menú *Simulation time parameters* en *Converge Studio*

3.2.3. Modelado del Spray

El programa con el que se han realizado las simulaciones dispone de dos mecanismos de inyección de líquido: inyectores y toberas. Se considera que un inyector está compuesto por una serie de toberas cada una de ellas con su propio tamaño de orificio, ángulo de cono, posición y orientación.

En el caso que nos ocupa el inyector solo dispone de una sola tobera, es decir, de un solo orificio de salida.

Para cada el modelado del spray se deben definir una serie de parámetros como son el tipo de distribución de partículas, la distribución de gotas en la inyección, el modelo de dispersión turbulenta, el modelo de evaporación de gotas y los modelos de colisión y arrastre de gotas.

Por otro lado, también son necesarios definir las características físicas del inyector. Así se deben definir el perfil de inyección, esto es, el caudal que pasa por el orificio en cada instante de tiempo desde el inicio hasta el fin de la inyección; los modelos de inyección; parámetros de la tobera como el diámetro, longitud, posición y ángulo de cono.

Además, se deben indicar los instantes de inicio y fin de inyección, el total de masa de combustible inyectada, la temperatura del combustible y el número de partículas que se inyectan.

A continuación, se detallan las distintas opciones que se han usado para la configuración de la simulación de entre las que dispone Converge para definir los parámetros anteriormente mencionados.

3.2.3.1. Distribución de parcels

Se ofrecen dos opciones dependiendo si se quiere definir el cono con las *parcels* más pesadas en el centro del cono o si se quiere que las *parcels* estén uniformemente distribuidas, estas son:

- Cluster parcels near the center of the cone
- Distributed parcels evenly throughout the cone

3.2.3.2. Distribución de las gotas en la inyección.

Tal y como ya se mencionó en el apartado 2.2.2. Atomización, existen diversas formas para inicializar el tamaño de las gotas. Converge ofrece las siguientes distribuciones:

- Blob Injection Model. Con esta opción se tiene que los tamaños de gota inyectada son iguales al diámetro de la tobera o en caso de tener definido un coeficiente de descarga, serán iguales al diámetro efectivo.
- Chi Squared Distribution. Cuando se activa esta función Converge calcula los tamaños de las gotas inyectadas a partir de la conocida función de distribución χ^2 .
- Rosin-Rammler Distribution. Al igual que con Chi Squared Distribution Converge se sirve de una función de distribución, en este caso la función de probabilidad Rosin-Rammler, para el cálculo de los tamaños de gotas inyectadas.
- Constant size. En este caso el tamaño de gota es independiente del tamaño de la tobera. El radio de las partículas inyectadas se calcula como

$0.5*smd_dist$. Siendo smd_dist un parámetro conocido como Sauter mean diameter, este parámetro se definirá más adelante en el apartado 3.2.3.13.

Para la realización de las distintas simulaciones sólo se han utilizado las opciones primera y cuarta, es decir, “Blob Injection Model” y “Constant size”.

3.2.3.3. Modelo de dispersión turbulenta de gotas

Este modelo se encarga de cuantificar la interacción entre las gotas y el campo turbulento.

Se dispone de tres opciones:

- Sin modelo de dispersión turbulenta
- Incluir O’Rourke model
- Incluir TKE-preserving turbulent dispersión

En el presente proyecto se ha utilizado en todas las simulaciones realizadas el modelo O’Rourke. Se trata de un modelo que forma parte del modelo “Drop Turbulent Dispersion” que es a su vez un submodelo utilizado en el modelo RANS que como se ha descrito brevemente en el apartado 2.2. y se profundizará más en su funcionamiento posteriormente en el apartado 3.2.5., en este momento basta mencionar que se trata del modelo de turbulencia utilizado en los cálculos del presente proyecto.

Converge modela los efectos del flujo turbulento en las gotas presentes en el spray añadiendo una velocidad fluctuante u_i' a la velocidad del gas, esta velocidad se determina a partir del modelo de turbulencia RANS utilizando modelo de O’Rourke.

El modelo RANS utilizado en Converge incluye un término fuente que tiene en cuenta la dispersión de la energía cinética turbulenta debido al trabajo realizado por los remolinos turbulentos al dispersar las gotas líquidas del spray. Este término fuente incluye el término de velocidad fluctuante y viene dado por:

$$S_s = - \frac{\sum_p N_p (F'_{drag,i} u_i')_p}{V} \quad [\text{ec.3.20}]$$

Donde el sumatorio se realiza sobre todos los *parcels* en la celda, N_p es el número de gotas en un *parcel*, V es el volumen de la celda y

$$F'_{drag,i} = \frac{F_{drag,i}}{(u_i + u_i' - v_i)} u_i' \quad [\text{ec.3.21}]$$

Donde F'_{drag} es la fuerza de arrastre sobre la gota.

En el modelo O’Rourke de dispersión turbulenta se asume que cada componente de u_i' sigue una función de distribución Gaussiana dada por:

$$G(u'_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma}} \exp\left(\frac{-(u'_i)^2}{2\sigma^2}\right) \quad [\text{ec.3.22}]$$

Con la varianza σ^2 dada por $2/3k$ donde k es la energía cinética turbulenta.

Converge elige nuevos valores de u'_i para cada uno de los tiempos de correlación turbulenta t_d , el cual es el menor entre el tiempo de rotura de remolino y el tiempo necesario para que una gota atraviese un remolino. Es decir:

$$t_d = \min\left(\frac{k}{\varepsilon}, c_{ps} \frac{k^{\frac{2}{3}}}{\varepsilon} \frac{1}{|u_i + u' - v_i|}\right) \quad [\text{ec.3.23}]$$

Donde c_{ps} es un constante empírica y ε es la disipación de la energía turbulenta. La longitud del remolino que debe atravesar la gota viene dada por:

$$l_\varepsilon = \frac{c_\mu^{\frac{3}{4}} k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad [\text{ec.3.24}]$$

La figura 3.6 muestra el menú donde se definen algunos de los parámetros para el modelado del spray.

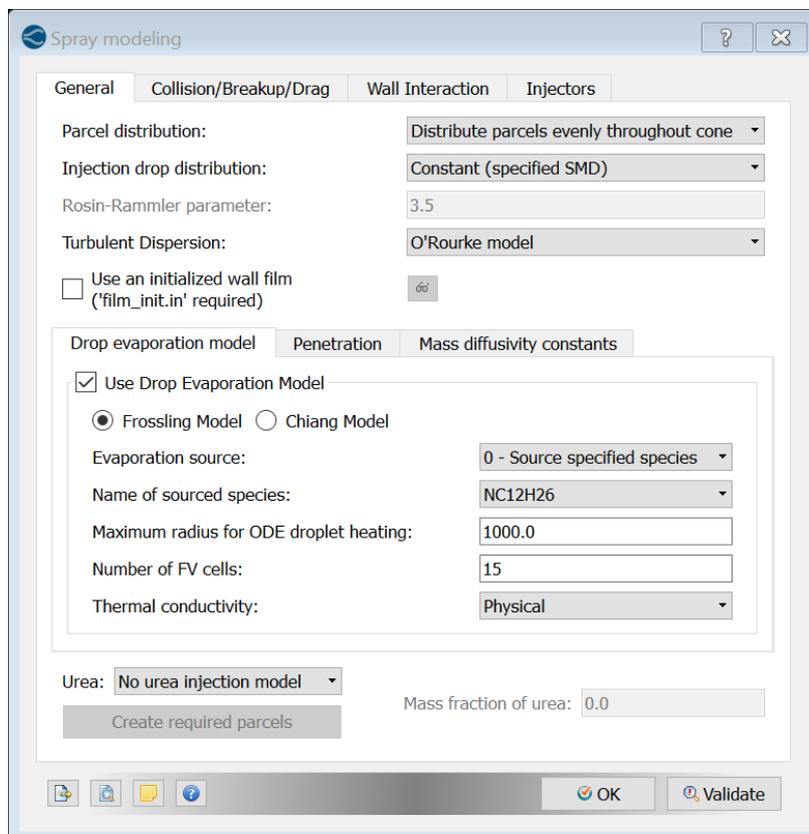


Figura 3.6 Configuración de modelado del spray

3.2.3.4. Modelo de evaporación de gotas.

El uso de un modelo es necesario para transformar el líquido a vapor una vez se produce la inyección. Converge dispone de dos modelos que implementan diferentes métodos para determinar el ratio de tiempo que tardan en evaporarse las gotas, es decir, reducir su tamaño hasta desaparecer. En el presente trabajo sólo se ha utilizado el definido en Converge como Frossling Model.

Este es el modelo utilizado por defecto en el software y el que se ha utilizado para la realización de las simulaciones. La correlación de Frossling es la que sigue:

$$\frac{d\dot{r}_0}{dt} = -\frac{\rho_g D}{2\rho_l \dot{r}_0} B_d Sh_d \quad [\text{ec.3.25}]$$

Donde “ D ” es la difusividad másica del vapor en el aire, “ Sh_d ” es el número de Sherwood y “ B_d ” es el número de transferencia de Spalding, que se calcula a partir de:

$$B_d = \frac{Y_l^* - c}{1 - Y_l^*} \quad [\text{ec.3.26}]$$

Donde “ Y_l^* ” es la fracción másica de vapor en la superficie de la gota, “ Y_l ” es la fracción másica de vapor y “ c ” la fracción másica de vapor en la celda.

3.2.3.5. Modelo de colisión de gotas.

Como ya se expuso en el apartado 2.2.3. la colisión entre gotas provoca que estas se unan formando gotas de mayor tamaño, esto es lo que se denomina coalescencia y es un fenómeno que se opone a la atomización. De esta forma Converge dispone de tres modelos que describen el aproximan el comportamiento de las gotas en este fenómeno. Estos son:

- Sin colisión
- O’Rourke collision model
- NTC collision model.

Este último es el que aparece por defecto y se ha utilizado para el cálculo en este trabajo. NTC son las siglas de *No Time Counter*, se trata de un método basado en las técnicas usadas en dinámica de gases para el cálculo DSMC (Direct Simulation Monte Carlo). Este método ha demostrado ser más rápido y preciso que el modelo de O’Rourke bajo ciertas condiciones. Este se basa en realizar un muestreo estocástico (determinado al azar) de los *parcels* dentro de cada celda, esto se traduce en cálculos potencialmente más rápidos. A diferencia del método O’Rourke, el cual incurre en un coste computacional extra debido a que este aumenta con el cuadrado del número de *parcels*, el método NTC tiene un coste lineal.

Por otro lado, el método O’Rourke asume que se pueden producir colisiones múltiples entre *parcels* y que este proceso está gobernado por una distribución de Poisson.

Sin embargo, esta asunción no es correcta a menos que la colisión no tenga ninguna consecuencia sobre los *parcels*. Así, debido a que las colisiones cambian la velocidad, tamaño y número de *parcels*, el método de muestreo repetido usado por el NTC genera soluciones más precisas.

3.2.3.6. Adaptive Collision Mesh

Es recomendable activar esta opción puesto que el cálculo de colisiones puede ser enormemente sensible al tamaño de celda en determinadas circunstancias. En una simulación sin malla de colisión, los *parcels* solamente chocan entre si cuando están en la misma celda, esto puede conducir a errores en la pulverización del spray, ya que los *parcels* no colisionan a través de las paredes de las celdas. Esto también puede ralentizar el cálculo porque pueden encontrarse un gran número de *parcels* en celdas de gran tamaño.

El uso de una malla de colisión puede eliminar ambos problemas. Además, las simulaciones con malla de colisión pueden ser mucho más precisas al representar la dispersión del spray, ya que eliminan los efectos del mallado.

3.2.3.7. Drop Drag Model

Determinar correctamente los coeficientes de arrastre de gotas es un parámetro crítico pues afecta de una forma intensa en el modelado del spray. Así Converge ofrece dos modelos de arrastre de gotas, aparte de la opción que deshabilita el uso del modelo. Estos son:

- Spherical drop drag
- Dynamic drop drag

La opción utilizada por defecto en este proyecto es *Dynamic drop drag*. Este modelo determina el coeficiente de arrastre de las gotas pequeñas de un modo dinámico, es decir, tiene en cuenta las variaciones en la superficie de la gota mediante el parámetro de distorsión de gota “*y*”.

Los valores del parámetro de distorsión de gota se obtienen a partir del modelo TAB (*Taylor Analogy Breakup*), el cual se basa en la analogía de Taylor entre una gota oscilante y distorsionada y un sistema masa-resorte. En el presente trabajo no se va a abordar cómo funciona el modelo TAB.

Las ecuaciones que rigen el modelo *Dynamic drop drag* son:

$$C_{D,sphere} = \begin{cases} 0.424 & Re > 1000 \\ \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3}\right) & Re \leq 1000 \end{cases} \quad [\text{ec.3.27}]$$

Donde “ Re ” es el número de Reynolds de la gota basado en el diámetro esférico de la gota, la densidad y la viscosidad laminar de la fase fluida, y la velocidad relativa entre la gota y el gas.

Sin embargo, debido a que inicialmente la gota con forma esférica se mueve a través de un gas, su forma se puede ver fuertemente distorsionada en caso de que existan valores grandes del número de Weber, es en estos casos donde el perfil de la gota se puede aproximar a un disco. Esto provoca que el arrastre sea mayor, debido al cambio de geometría. Así se puede ver que el coeficiente de arrastre de la gota es fuertemente dependiente de la forma que esta adopte, por lo que un modelo de arrastre que asume que las gotas son esféricas puede ofrecer valores de arrastre por debajo de los reales.

De lo expuesto anteriormente se puede extraer que es necesario un modelo que pueda de alguna forma tener en cuenta esta distorsión geométrica y la variación consecuente del coeficiente de arrastre y es por esto que se utiliza el modelo dinámico ofrecido por Converge. El coeficiente de arrastre viene finalmente determinado por:

$$C_D = C_D(1 + 2.632y) \quad [\text{ec.3.28}]$$

Donde “ y ” es la distorsión de la gota, este valor puede variar desde 0 (sin distorsión) hasta 1, para el que se obtiene una distorsión máxima que se corresponde con el coeficiente de arrastre de un disco.

3.2.3.8. Spray Beakup Mechanisms

Se dispone de varios mecanismos de rotura basados en:

- Los mecanismos de inestabilidad de Kelvin-Helmholtz (KH) y Rayleigh.Taylor (RT)
- El modelo LISA de rotura de lámina
- El modelo de TAB, anteriormente citado, de rotura de gotas.

En la Figura 3.7 se muestra una imagen con los modelos seleccionados y valores dados para los parámetros definidos por el usuario de los modelos. Algunos valores pueden haber variado en distintas simulaciones debido a que se han ido modificando para ajustar el modelo.

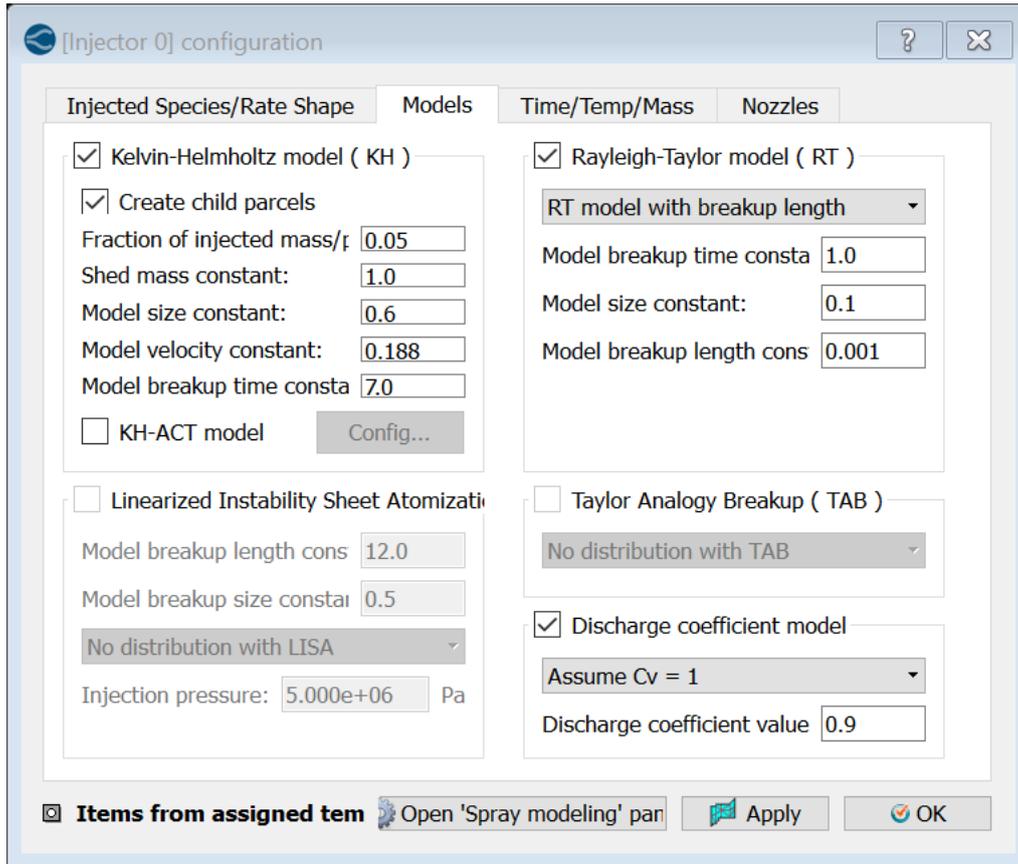


Figura 3.7 Menú *Spray modeling/Injectors/Model* en *Converge Studio*

Converge permite activar el uso de estos modelos, de forma que se pueden utilizar de forma simultánea cualquiera de los anteriores. En las simulaciones realizadas se han utilizado los mecanismos KH y RT.

El *Kelvin-Helmholtz Breakup Model* se basa en un análisis de la estabilidad de un chorro líquido que describe con detalle Reitz and Bracco (1986) y que aquí se expone brevemente.

El análisis citado examina la estabilidad de un chorro líquido, cilíndrico y viscoso de radio “ r_p ” emitido desde un orificio circular a una velocidad “ U ” en el interior de un gas en reposo, no viscoso, incompresible con densidad “ ρ_g ”. El líquido posee una densidad “ ρ_l ” y una viscosidad “ μ_l ” y se utiliza un sistema de coordenadas polares cilíndricas que se mueve con el chorro. Además, se impone un desplazamiento infinitesimal axisimétrico arbitrario. En este trabajo no se va a profundizar en el análisis de estabilidad debido a que no es necesario para comprender el funcionamiento del modelo de Kelvin-Helmholt que se expone seguidamente.

Para el caso del chorro diésel que se va a simular el modelo de inestabilidad KH se encarga de predecir el comportamiento de dos fluidos con distintas densidades y

velocidades que entran en contacto. Por ello se utiliza para modelar la atomización primaria del núcleo de un chorro diésel.

En el modelo KH, el diámetro inicial de los *parcels* se considera igual al diámetro del agujero de la tobera “ d_0 ” y el proceso de atomización de las gotas inyectadas relativamente grandes se modela utilizando el análisis de estabilidad para chorros líquidos descrito anteriormente. La ruptura de los *parcels* y las gotas resultantes se calcula asumiendo que el radio de ruptura de la gota “ r_c ” es proporcional a la longitud de onda de la superficie inestable de la onda con un crecimiento más rápido dada por la siguiente expresión:

$$\frac{\Lambda_{KH}}{r_p} = 9.02 \frac{(1 + 0.45Z_t^{0.5})(1 + 0.4T^{0.7})}{(1 + 0.87We_g^{1.67})^{0.6}} \quad [\text{ec.3.32}]$$

$$\Omega_{KH} \left[\frac{\rho_l r_p^3}{\sigma} \right]^{0.5} = \frac{(0.34 + 0.38We_g^{1.5})}{(1 + Z_l)(1 + 1.4T^{0.6})} \quad [\text{ec.3.33}]$$

Donde $Z_l = \sqrt{We}/Re_l$ es el número de Ohnesorge y $T = Z_l \sqrt{We_g}$ es el número de Taylor. Además, $We_l = \rho_l U^2 r_p / \sigma$ y $We_g = \rho_g U^2 r_p / \sigma$ son los números de Weber de la fase líquida y gaseosa respectivamente, y $Re = Ur_p / \nu_l$ es el número de Reynolds. Obsérvese que $U = |\mathbf{u}_i - \mathbf{v}_i|$ donde “ \mathbf{u}_i ” es la velocidad de la fase líquida y “ \mathbf{v}_i ” es la velocidad de la gota.

De esta forma el valor de “ r_c ” queda definido por:

$$r_c = B_0 \Lambda_{KH} \quad [\text{ec.3.34}]$$

Donde “ B_0 ” es una constante del modelo cuyo valor típico es de 0.61 según Reitz (1987). Aunque “ B_0 ” en la ecuación anterior toma como valor 0.61 comúnmente, Converge ofrece la posibilidad de modificarlo, menores valores de “ B_0 ” suponen tamaños de gota menores tras la ruptura y mayores valores implican mayores tamaños.

El ratio de variación del tamaño del radio de los *parcels* padre (parent parcels) viene dado por:

$$\frac{dr_p}{dt} = -\frac{(r_p - r_c)}{\tau_{KH}}, \quad (r_c \leq r_p) \quad [\text{ec.3.35}]$$

Donde el tiempo de rotura “ τ_{KH} ” queda determinado por:

$$\tau_{KH} = \frac{3.726 B_1 r_p}{\Lambda_{KH} \Omega_{KH}} \quad [\text{ec.3.36}]$$

Donde “ Λ_{KH} ” y “ Ω_{KH} ” se obtienen a partir de las ecuaciones 3.32 y 3.33 respectivamente. El tiempo de rotura “ B_1 ” está relacionado con el nivel de perturbación inicial en el chorro líquido y se ha determinado que varía de un inyector a otro (Kong et al., 1995).

El software además ofrece la opción en el modelo KH de crear *parcels* hijos (child parcels). Esta permanece activada por defecto y así se ha mantenido para todas las simulaciones. Esta opción habilita la creación de *parcels* hijas a partir de *parcels* padre, es decir, cuando se produce la rotura de una gota partes de la gota original se fragmentan y dispersan. Converte considera que estos fragmentos de masa líquida pasan a ser *parcels* hijas cuando acumulan una cantidad de masa suficiente. La masa del fragmento líquido viene determinada por:

$$\sum_n sN^n \frac{4}{3} \pi \rho_l \left[(r_p^n)^3 - (r_p^{n+1})^3 \right] \quad [\text{ec.3.37}]$$

Donde “*s*” es el *shed_factor*, el cual representa la fracción de la masa del *parcel* padre que contribuye a formar el *parcel* hijo. Si la masa del fragmento líquido excede el valor de *newparcel_cutoff*, el programa crea un *parcel* hijo con un radio de gota “*r_c*”.

Una vez se produce la rotura y en el caso que se haya seleccionado la opción de crear gotas hijas, se les asigna una componente de velocidad normal a la trayectoria de la gota madre. Esta velocidad se define como:

$$v_n = C_1 \Lambda_{KH} \Omega_{KH} \quad [\text{ec.3.38}]$$

Donde “*C₁*” es una constante del modelo.

Adicionalmente al mecanismo de rotura KH, también se activa el mecanismo RT, este mecanismo a su vez ofrece la posibilidad de seleccionar el uso de un modelo con longitud de rotura (*RT model with breakup length*) y un modelo sin ella (*RT model without breakup length*).

A lo largo de todas las simulaciones el mecanismo RT ha permanecido activado, pero no así la opción *breakup length*. A continuación, se describe con detalle el modelo Rayleigh-Taylor y en el siguiente apartado se aborda el funcionamiento e influencia del uso de la longitud de rotura.

La combinación del modelo RT de inestabilidad acelerativa con el modelo HT se debe principalmente a la necesidad de modelar la fase de atomización secundaria. El modelo RT modela el comportamiento de un fluido cuando se deja caer dentro de otro que presenta una mayor densidad.

En el caso del chorro diésel que ocupa este proyecto, el modelo RT introduce inestabilidades en la superficie de la gota que van aumentando hasta alcanzarse un tiempo característico de rotura en el que tiene lugar la rotura de la gota. Las ondas de inestabilidad se cree que se producen debido a la rápida deceleración de las gotas debido a la magnitud de la fuerza de arrastre “ $|F_{D,i}|$ ” que viene dada por:

$$|F_{D,i}| = M_d |a_i| = M_d \frac{3}{8} C_D \frac{\rho_g |U_i|^2}{\rho_l r_0} \quad [\text{ec.3.39}]$$

Donde “ $|a_i|$ ” es la deceleración de la gota, “ M_d ” es la masa de la gota, y “ C_D ” es el coeficiente de arrastre. Normalmente cuando al implementar el modelo RT de rotura se ignoran ambas viscosidades, líquida y gas (Ricart et al., 1997). Si se desprecia la viscosidad, el crecimiento más rápido de la longitud de onda para las inestabilidades de RT viene dado por la siguiente expresión (Xin et al., 1998):

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{a(\rho_l - \rho_g)}} \quad [\text{ec.3.40}]$$

Y el correspondiente ratio de crecimiento queda determinado por:

$$\Omega_{RT} = \sqrt{\frac{2}{3\sqrt{3}\sigma} \frac{[a(\rho_l - \rho_g)]^{-3/2}}{\rho_l + \rho_g}} \quad [\text{ec.3.41}]$$

Como se describe en Senecal et al. (2007) la viscosidad puede tener un gran efecto debido a las altas deceleraciones típicas de las gotas de un spray, así los modelos de spray utilizados por este software extienden el modelo RT estándar incluyendo la viscosidad. Al incluir la viscosidad, se puede demostrar (e.g., Joseph et al., 1999) que el ratio de crecimiento se puede formular como:

$$\omega_{RT} = -k_{RT}^2 \left(\frac{\mu_l + \mu_g}{\rho_l + \rho_g} \right) + \sqrt{k_{RT} \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l - \rho_g} \right) a - \frac{k_{RT}^3 \sigma}{\rho_l + \rho_g} + k_{RT}^4 \left(\frac{\mu_l + \mu_g}{\rho_l + \rho_g} \right)^2} \quad [\text{ec.3.42}]$$

Donde “ k_{RT} ” es el número de onda.

El número de onda correspondiente con el ratio de máximo crecimiento $K_{RT} = 2\pi/\Lambda_{RT}$ se resuelve numéricamente a partir de la ecuación anterior. De este modo el valor de “ k_{RT} ” se sustituye en la ecuación anterior para hallar el ratio de máximo crecimiento “ Ω_{RT} ”.

Se puede demostrar directamente que la ecuación anterior se reduce al modelo estándar RT cuando se alcanza el límite de “no viscosidad”. Si se desprecia la viscosidad, la ecuación queda:

$$\omega_{RT} = \sqrt{k_{RT} \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l - \rho_g} \right) a - \frac{k_{RT}^3 \sigma}{\rho_l + \rho_g}} \quad [\text{ec.3.43}]$$

Se puede ver que los valores de “ k_{RT} ” y “ Ω_{RT} ” de la ecuación anterior son equivalentes a los de las 3.40 y 3.41.

Como se extrae del estudio de Xin et al. (1998), si se calcula la longitud de onda en la escala dada por “ $C_{RT}\Lambda_{RT}$ ” para que sea más pequeña que el diámetro de gota, se puede asumir que las ondas RT crecen en la superficie de la gota. Cuando las ondas RT crecen durante un tiempo suficientemente largo, la gota se rompe siguiendo el mecanismo de Rayleigh-Taylor (i.e., C_I/Ω_{RT} donde “ C_I ” es una constante).

Nótese que el valor de la constante “ C_{RT} ” se puede modificar, aumentando o disminuyéndolo, para cambiar el tamaño del radio de ruptura predicho por el modelo RT. También es posible modificar la constante de tiempo “ C_I ”, de forma que al incrementar su valor se produce un retraso en la rotura en el modelo RT y viceversa.

3.2.3.9. Breakup Length Model

En los apartados 3.2.3.8. y 3.2.3.9. se han descrito los dos modelos de ruptura utilizados en el presente trabajo y que se basan en los mecanismos de inestabilidad líquido/gas. El software ofrece la posibilidad de utilizar ambos mecanismos al mismo tiempo y una forma de hacerlo es utilizando el modelo híbrido *KH-RT breakup length model*.

Este modelo híbrido fija una distancia “ L_b ”, conocida como distancia característica de ruptura, por debajo de la cual solo las inestabilidades producto del modelo KH provocan la rotura de las gotas, mientras que por encima de esta distancia ambos mecanismos KH y RT pueden provocar la ruptura. En Converge primero se verifica si el mecanismo RT puede producir la ruptura de la gota, en caso de no ser posible es el mecanismo KH el responsable de la rotura.

La longitud característica de ruptura se define como la longitud a través de la cual permanece intacta la vena líquida. Numéricamente se define como:

$$L_b = C_{bl} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} d_o \quad [\text{ec.3.44}]$$

En la Figura 3.8 se muestra un esquema que define el funcionamiento del modelo.

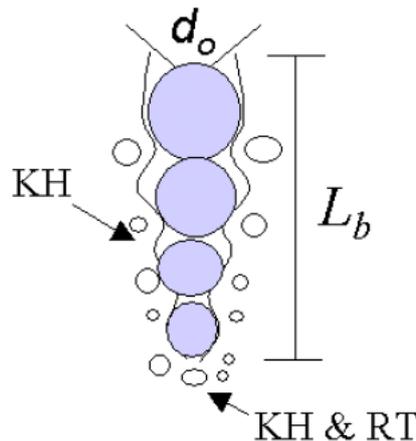


Figura 3.8 Esquema del modelo KH-RT

Como se ha dicho anteriormente, la constante “ B_I ” varía de un inyector a otro, los valores típicos para esta constante van de 5 a 100, obteniéndose para valores pequeños

unas roturas más rápidas. Adicionalmente el valor de la constante de longitud de rotura “ C_{bl} ” puede ser modificado para aumentar o disminuir la ruptura del spray.

3.2.3.10. Discharge coefficient model

El coeficiente de descarga es un parámetro que tiene influencia sobre los efectos de contracción a la salida del chorro de la tobera. Converge ofrece tres opciones para el modelo de coeficiente de descarga, estas son:

- Primera. Sin modelo
- Segunda. Se calcula dinámicamente el coeficiente de velocidad “ C_v ” basado en la presión de inyección es ese instante de tiempo. Entonces se calcula el coeficiente de contracción “ C_a ” a partir de la relación:

$$C_a = \frac{C_d}{C_v} \quad [\text{ec.3.45}]$$

De esta relación se deduce que si el área efectiva de la tobera se reduce y la velocidad de la gota se incrementa proporcionalmente.

- Tercera. El coeficiente “ C_v ” es igual a 1 y por tanto “ C_a ” y “ C_d ” tienen que ser iguales.

La opción seleccionada para todas las simulaciones ha sido la tercera, es decir, el parámetro *discharge_switch* igual a 2.

3.2.3.11. Parámetros de la inyección

Como ya se ha dicho al inicio del punto 3.2.3. se deben definir una serie de parámetros tales como el inicio de inyección, la duración de la inyección, la masa total inyectada, el número de *parcels* inyectados por tobera y la temperatura del líquido inyectado para que la inyección quede perfectamente caracterizada.

Cabe mencionar que el número de *parcels* se ha modificado a lo largo de las simulaciones. Se comenzó con el valor por defecto del software de 50.000 *parcels*, posteriormente se incrementó hasta 110.000 y finalmente se optó por 1.214.170. Este último valor se obtiene a partir de la relación $N_p = 146286 * m_f(mg)$.

En la Figura 3.9 se muestra un detalle de los valores introducidos para definir la inyección.

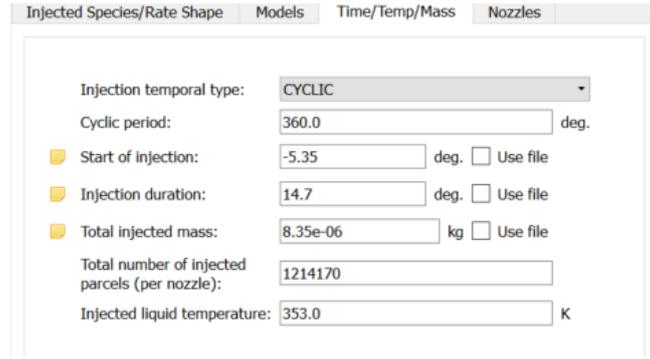


Figura 3.9 Menú *Spray modeling/Injectors/Time Temp Mass* en *Converge Studio*

3.2.3.12. Parámetros de la tobera

El objetivo de los siguientes parámetros es en su mayoría caracterizar geoméricamente la tobera y en nuestro caso como solo hay un orificio también el inyector.

Se deben definir la posición del inyector con respecto al origen de coordenadas, la rotación del inyector, el diámetro de la tobera, el radio circular de inyección, el ángulo de cono del spray, la posición radial y axial de la tobera y el *Sauter mean diameter* (SMD). Este último parámetro se define como el diámetro de una esfera cuya relación volumen-superficie es la misma que la de la partícula que se desea modelar.

Así el *Sauter Mean Radius* (SMR) que se corresponde con la mitad del SMD se puede definir como:

$$r_{32} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{tot}} N_i r_i^3}{\sum_{i=1}^{N_{tot}} N_i r_i^2} \quad [\text{ec.3.46}]$$

Donde “ N_{tot} ” es el número total de gotas, “ N_i ” es el número de gotas de tamaño “ i ”, y “ r_i ” es el radio del tamaño “ i ”.

En la Figura 3.10. se muestra el menú de *Converge Studio* donde se definen los parámetros relativos a la tobera.

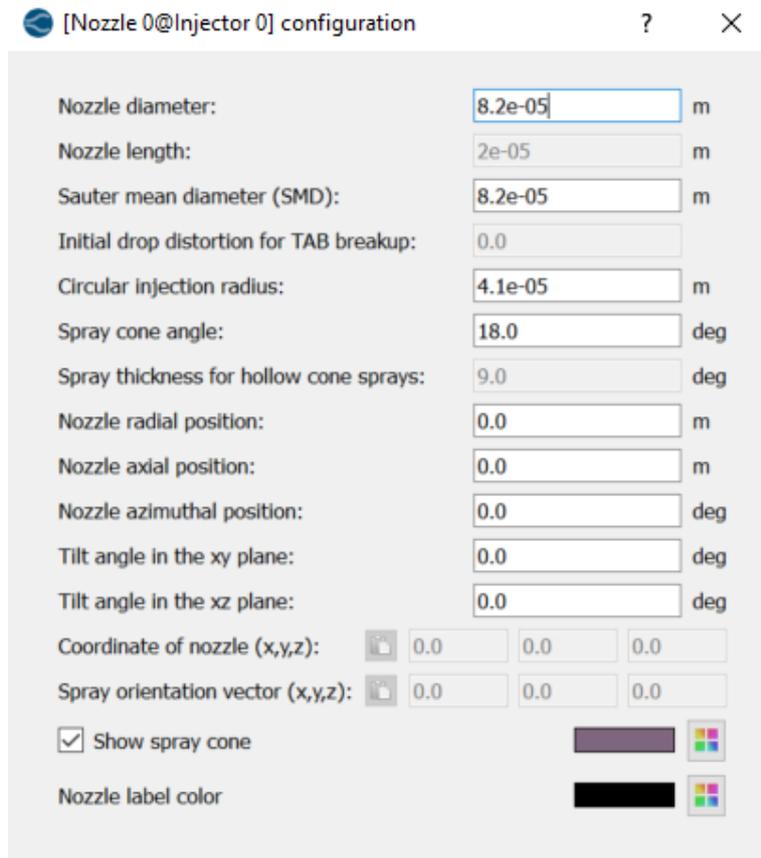


Figura 3.10 Menú Spray modeling/Injectors/Nozzle en Converge Studio

3.2.4. Modelado de la combustión

La combustión se define como una reacción química en la que un hidrocarburo reacciona con un oxidante para formar productos, este proceso lleva asociada una liberación de energía en forma de calor. Se trata de un proceso muy complejo en el que intervienen un gran número de mecanismos, en el que además de las ecuaciones transporte de masa y energía es necesario el uso de ecuaciones de la química de la combustión y de cinética química.

Converge dispone de distintos modelos que simulan el proceso de combustión, pero aquí solo se van a detallar los utilizados en el desarrollo del presente proyecto.

3.2.4.1. Characteristic Time Combustion (CTC) Model

Se trata de un modelo de combustión laminar-turbulenta desarrollado por Reitz and Bracco (1982) que posteriormente fue aplicado a un motor de combustión por Abraham et al. (1985). El modelo CTC simula la variación en la densidad de las especies “ m ”, “ ρ_m ” como:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} = -\frac{\rho_m - \rho_m^*}{\tau_c} \quad [\text{ec.3.47}]$$

Donde “ ρ_m^* ” es el valor local instantáneo en el equilibrio termodinámico de la densidad de las especies y “ τ_c ” es el tiempo característico para alcanzar el equilibrio. El tiempo característico se puede calcular como (Kong et al., 1995):

$$\tau_c = \tau_{chem} + f\tau_{turb} \quad [ec.3.48]$$

Donde “ τ_{chem} ” es el tiempo cinético-químico, “ τ_{turb} ” es el tiempo de mezcla turbulenta y “ f ” representa el coeficiente de retraso que simula la influencia de la turbulencia en la combustión. El parámetro “ τ_{chem} ” se puede modelar como (Kong et al. 1995):

$$\tau_{chem} = \frac{[C_n H_{2m}]^{0.75} e^{\left(\frac{E_{chem}}{R_u T_g}\right)}}{2A_{chem}[O_2]^{1.5}} \quad [ec.3.49]$$

Donde “ A_{chem} ” es una constante que debe definir el usuario, “ E_{chem} ” es la energía de activación y es igual a 18475 cal/mol (Kong et al., 1995), “ R_u ” es la constante universal de los gases, y “ T_g ” es la temperatura del gas.

Por otro lado “ τ_{turb} ” se define como:

$$\tau_{turb} = C_2 \frac{k}{\varepsilon} \quad [ec.3.50]$$

Donde “ C_2 ” es una constante. El tiempo de mezcla turbulenta actúa como un modelo de sub-malla (el concepto de sub-malla o *sub-grid* se define en el apartado 3.3.1.) representando la no-uniformidad de las especies dentro de una celda. La sub-malla no-uniforme de especies puede actuar ralentizando el proceso de combustión y es por ello por lo que se añade este parámetro.

Converge ofrece la posibilidad de utilizar un modelo CTC con una única escala o utilizar una escala múltiple. Así para las simulaciones en las cuales se ha utilizado el modelo CTC se ha optado por la opción de escala múltiple, *Multiple scale Model*.

En el *multiple-scale model* desarrollado por Xin et al. (1997) y que tiene implementado Converge se utilizan las siguientes expresiones para el cálculo de la desaparición del combustible, CO y H₂:

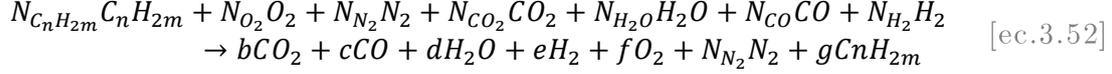
$$\frac{\partial \rho_{fuel}}{\partial t} = - \frac{\rho_{fuel} - \rho_{fuel}^*}{\tau_c} \quad [ec.3.51]$$

$$\frac{\partial \rho_{CO}}{\partial t} = - \frac{\rho_{CO} - \rho_{CO}^*}{x_{CTC} \tau_c} \quad [ec.3.51]$$

$$\frac{\partial \rho_{H_2}}{\partial t} = - \frac{\rho_{H_2} - \rho_{H_2}^*}{x_{CTC} \tau_c} \quad [ec.3.51]$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se obtienen los valores de las densidades de cada una de las especies en el equilibrio termodinámico.

El tiempo característico “ τ_c ” se considera que es constante para cada una de las siete especies involucradas en el proceso de combustión, las especies necesarias son el combustible (C_nH_m), O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , CO y H_2 . Con estas especies la combustión de un hidrocarburo se puede escribir como:



Donde “ N_m ” representa el número inicial de moles de la especie “ m ” por gramo de mezcla y los coeficientes “ b ”, “ c ”, “ d ”, “ e ”, “ f ” y “ g ” son valores desconocidos. Para condiciones de mezcla pobre se puede asumir que el valor del coeficiente “ g ” es cero en el equilibrio.

Por tanto, se tienen cinco incógnitas y si se realizan los balances de carbono, nitrógeno y oxígeno de la reacción de combustión solo se dispone de tres ecuaciones, por lo que es necesario añadir dos ecuaciones más. Para ello se añaden dos reacciones, estas son:



Para estas dos nuevas reacciones se puede demostrar que las constantes de equilibrio son, respectivamente:

$$K_p = \exp\left(\frac{\Delta S_p^0}{R_u} - \frac{\Delta H_p^0}{R_u T}\right) = \frac{b \cdot e}{c \cdot d} \quad [ec.3.55]$$

$$K_c = \exp\left(\frac{\Delta S_c^0}{R_u} - \frac{\Delta H_c^0}{R_u T}\right) \left(\frac{R_u T}{p_{atm}}\right)^{\rho_{tot}} = \frac{b^2}{c^2 f} \quad [ec.3.56]$$

De este modo se tienen cinco ecuaciones con cinco incógnitas. este sistema de ecuaciones es resuelto por el software del siguiente modo. En primer lugar, se calcula el coeficiente “ c ” correspondiente al CO a partir de la ecuación que resulta tras despejar dicho coeficiente mediante el método de Newton-Raphson. A continuación, se hallan el resto de coeficientes que se usarán para determinar las densidades de las especies en el equilibrio, “ ρ_m^* ”.

En la Figura 3.11 se expone el menú de Converge donde se selecciona el modelo de combustión deseado y se pueden definir los parámetros del mismo. En este caso aparece el modelo CTC y sus coeficientes.

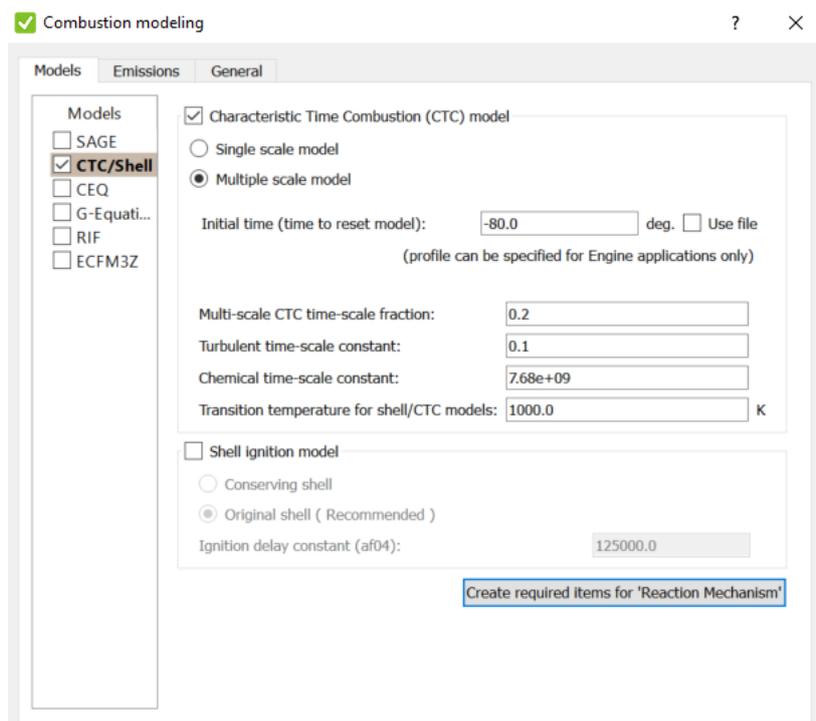


Figura 3.11 Configuración del modelo CTC en Converge Studio

3.2.4.2. SAGE Detailed Chemical Kinetics Model

Se trata de un modelo con una química detallada, al contrario que con el modelo CTC donde solo se tenían en cuenta reacciones de un solo paso sin la presencia de especies intermedias. Resulta ser un modelo mucho más preciso que el CTC, pero a cambio tiene un coste computacional mayor, debido a la naturaleza de los cálculos realizados en las distintas simulaciones se ha utilizado este modelo en la gran mayoría de los casos.

Un mecanismo de una reacción química está compuesto por un conjunto de reacciones elementales que describen con detalle la reacción química global. De este modo para cada tipo de combustible es posible modelar la combustión variando el mecanismo. Para el modelado de la combustión, el *solver* de la química detallada, SAGE, resuelve cada una de las reacciones elementales mientras el *solver* CFD resuelve las ecuaciones de transporte.

Para acelerar la resolución de la cinética química detallada, el modelo multizona resuelve la química detallada (SAGE) por zonas, es decir, por grupos de celdas con un estado termodinámico similar. En el modelo multizona, a cada tiempo discreto t , cada celda en Converge se encuentra en algún estado termodinámico. Basándose en el estado termodinámico de las celdas, las celdas se agrupan en zonas según distintos criterios y procedimientos.

En una estrategia de zonificación bidimensional, la zonificación se basa en dos variables como pueden ser la temperatura y el dosado relativo de las celdas. Esto se

consigue especificando unos valores para *multizone_tol_temp* y *multizone_tol_phi*. Este es el método utilizado en la gran mayoría de las simulaciones realizadas.

En la Figura 3.12 aparece el menú de *Combustion modeling* de Converge Studio con el modelo SAGE y los coeficientes de este modelo.

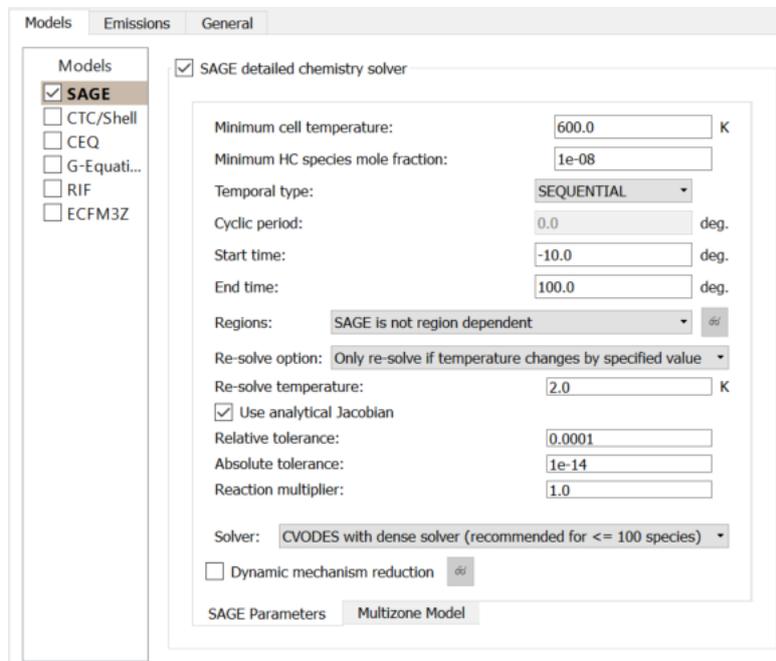


Figura 3.12 Configuración del modelo SAGE en Converge Studio

3.2.5. Modelado de la turbulencia

En este apartado se va a exponer el funcionamiento y la base teórica del modelo de turbulencia utilizado en todas las simulaciones realizadas. Tal y como se dijo en el punto 2.2. el modelo de turbulencia más utilizado en la actualidad es el Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS), este también es el modelo seleccionado para el desarrollo del proyecto debido que es el que requiere un menor coste computacional y la información que ofrece es suficiente para cubrir los objetivos de este trabajo.

La turbulencia es un fenómeno que aumenta significativamente la velocidad de transporte de masa, energía y momento. Se trata de un fenómeno crítico, pues de un buen modelado de la turbulencia depende la precisión de la simulación. La turbulencia produce una serie de remolinos en el flujo con distintas escalas de longitud, si el tamaño de malla no es lo suficientemente pequeño como para resolver los remolinos más pequeños, los efectos que produce la turbulencia en la velocidad de mezcla no se tienen en cuenta en su totalidad, lo que provoca que influye en la precisión de los resultados. Como ya se ha mencionado, a día de hoy no es práctico resolver todas las escalas turbulentas y he aquí la importancia de seleccionar el modelo adecuado para cada aplicación en funciones de las necesidades de precisión.

Las ecuaciones RANS son ecuaciones de movimiento para el flujo de un fluido promediadas en el tiempo. La idea tras estas ecuaciones es la descomposición de Reynolds, en la que una magnitud instantánea se puede descomponer en sus valores promediados y variables en el tiempo. Aunque las ecuaciones RANS fueron utilizadas en un primer momento para describir flujos turbulentos, se pueden utilizar para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes haciendo uso de aproximaciones basadas en las propiedades del flujo turbulento y teniendo en cuenta que los resultados obtenidos serán valores promedio de las variables.

La herramienta necesaria para obtener las ecuaciones RANS a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes es la descomposición de Reynolds. Esta se basa en la separación de una variable del flujo, como puede ser la velocidad “ u ” en la componente media “ \bar{u} ” y la componente variable “ u' ”. Así, aplicando las propiedades de los operadores de Reynolds se tiene que:

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad [\text{ec.3.57}]$$

Donde “ u_i' ” representa la velocidad instantánea.

Existen tres grupos de modelos de turbulencia basados en las ecuaciones RANS, estos son *Linear eddy viscosity models*, *Nonlinear eddy viscosity models* y *Reynolds stress model* (RSM). Convergence utiliza un modelo basado en el primero de los grupos, *Linear eddy viscosity models*. Se trata de un modelo de turbulencia en el que los esfuerzos de Reynolds, los cuales representan los efectos de la turbulencia, definidos por la expresión:

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u_i' u_j'} \quad [\text{ec.3.58}]$$

Se puede modelar utilizando la hipótesis de Boussinesq como:

$$\tau_{ij} = -\bar{\rho} \widetilde{u_i' u_j'} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \quad [\text{ec.3.59}]$$

donde la viscosidad turbulenta se define como:

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [\text{ec.3.60}]$$

La energía cinética turbulenta, “ k ” viene dada por:

$$k = \frac{1}{2} \widetilde{u_i' u_i'} \quad [\text{ec.3.61}]$$

“ c_μ ” es una constante del modelo y “ ε ” representa la disipación de la energía cinética turbulenta. El tensor velocidad media de deformación “ S_{ij} ” viene dado por:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \widetilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad [\text{ec.3.62}]$$

A su vez, existen varias subcategorías dentro de los *Linear eddy viscosity models* dependiendo del número de ecuaciones de transporte que se resuelven para calcular el

coeficiente de viscosidad turbulenta “ μ_t ”. Para las simulaciones se han utilizado dos modelos correspondientes al grupo de modelos de dos ecuaciones. Estos modelos se caracterizan por incluir dos ecuaciones de transporte adicionales para representar las propiedades turbulentas del flujo y así poder tener en cuenta efectos como la convección y la difusión de la energía turbulenta. Los dos modelos utilizados dentro del grupo RANS han sido el modelo *Standard k- ε* y el modelo *RNG k- ε* .

De esta forma para tener en cuenta el efecto de la turbulencia en el transporte de masa y energía se incluyen los términos de difusión turbulenta y conductividad turbulenta que viene dados, respectivamente, por:

$$D_t = \left(\frac{1}{Sc_t} \right) \mu_t \quad [\text{ec.3.63}]$$

$$K_t = \left(\frac{1}{Pr_t} \right) \mu_t c_p \quad [\text{ec.3.64}]$$

Donde “ Sc_t ” es el número de Schmidt turbulento, “ Pr_t ” es el número de Prandtl turbulento, “ D_t ” es la difusión turbulenta y “ K_t ” es la conductividad turbulenta.

Las ecuaciones adicionales se deben añadir para obtener la energía cinética turbulenta, “ k ”, y la disipación de la energía cinética turbulenta, “ ε ”. La ecuación de transporte para la energía cinética turbulenta viene dada por:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\mu}{Pr_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{c_s}{1.5} S_s \quad [\text{ec.3.65}]$$

La ecuación de transporte para la disipación de la energía cinética turbulenta viene dada por:

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \left(c_{\varepsilon 1} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tau_{ij} - c_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + c_s S_s \right) \frac{\varepsilon}{k} + S - \rho R \quad [\text{ec.3.66}]$$

Donde “ S ” es el término fuente que debe suministrar el usuario y “ S_s ” es el término fuente que representa las interacciones con el spray.

Nótese que término “ R ” dependiendo del modelo utilizado varía su expresión, siendo para el *Standard k- ε* igual a cero y para el modelo *RNG k- ε* :

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right) \varepsilon^2 \varepsilon^3}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad [\text{ec.3.67}]$$

Donde:

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} |S_{ij}| = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad [\text{ec.3.68}]$$

Además, el término fuente “ S_s ” se puede modelar como:

$$S_s = -\frac{\sum_p N_p (F'_{drag,i} u'_i)_p}{V} \quad [\text{ec.3.69}]$$

Donde se realiza el sumatorio sobre todos los *parcels* en la celda, “ N_p ” representa es número de gotas en un *parcel*, “ V ” es el volumen de la celda, “ u'_i ” es la componente variable de la velocidad de la fase gas y:

$$F'_{drag,i} = \frac{F_{drag,i}}{(u_i + u'_i - v_i)} u'_i \quad [\text{ec.3.70}]$$

Donde “ $F_{drag,i}$ ” representa la fuerza de arrastre sobre una gota.

Dejando a un lado los modelos de turbulencia, una vez seleccionado uno de estos, el software también ofrece la posibilidad de seleccionar un modelo de pared, *Wall model*. Ese parámetro es de importancia pues tiene influencia sobre los resultados ofrecidos por el modelo de turbulencia. Converge ofrece tres opciones para modelar lo que se denomina *law-of-the-wall*, el modelo Amsden (1997), el modelo de Han and Reitz (1997), y el modelo Angelberger et al., (1997).

Para todas las simulaciones llevadas a cabo se ha utilizado el modelo de Han and Reitz, ya que tiene en cuenta los efectos de la compresión. Además, en un estudio previo se vio que este modelo ajustaba mejor los valores de presión y temperatura de las simulaciones con respecto a los datos experimentales.

El modelo de Hand and Reitz viene dado por:

$$k \frac{dT}{dx_i} = \begin{cases} \frac{\mu c_p (T_f - T_w) n_i}{y Pr_m}, & y^+ < 11.05 \\ \frac{\rho c_p u_\tau T_f \ln\left(\frac{T_f}{T_w}\right) n_i}{2.1 \ln(y^+) + 2.513}, & y^+ \geq 11.05 \end{cases} \quad [\text{ec.3.71}]$$

Donde “ k ” es la conductividad molecular, “ Pr_m ” es el número de Prandtl molecular, “ T_w ” es la temperatura del muro, y “ T_f ” es la temperatura del fluido.

El parámetro “ y^+ ” se definirá en el apartado 3.3.1.

En la Figura 3.13 se muestra el menú donde se definen los valores del modelo de Turbulencia.

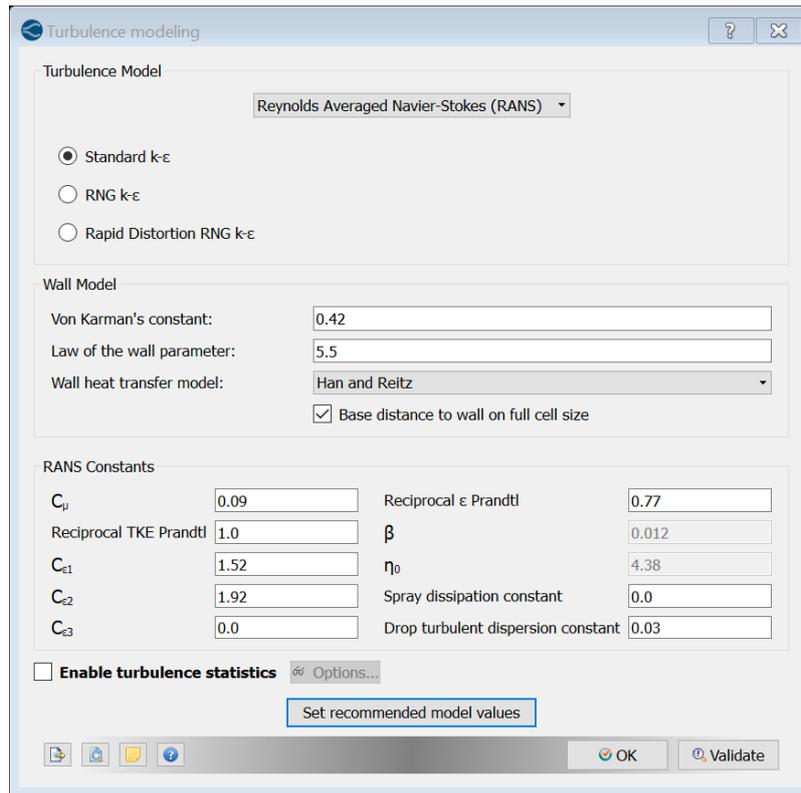


Figura 3.13 Configuración del modelo de turbulencia en Converge Studio

3.3. CONFIGURACIÓN DE LA MALLA

Converge tiene como una de sus características principales que elimina la necesidad de tener que generar una malla por parte del usuario, es el propio software quien se encarga de generar y optimizar la malla. Converge genera automáticamente una malla perfectamente ortogonal, estructurada y actualizada para cada instante de tiempo a partir de unos parámetros de control de malla definidos por el usuario.

Uno de los primeros parámetros a definir es la malla base, es decir, el tamaño que va a tener cada celda en el instante inicial. A partir de este punto el software variará el número de celdas, el tamaño y la disposición de las mismas según los requerimientos del usuario. Para todas las simulaciones de ha tomado como tamaño de celda base 2 mm, tal y como se muestra en la Figura 3.14

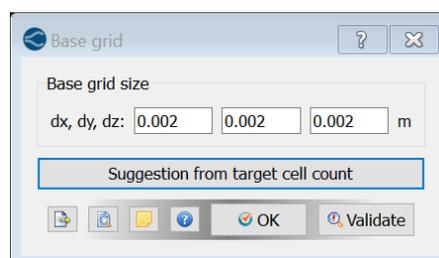


Figura 3.14 Configuración de la malla base en Converge Studio

Una vez se ha definido la malla base de han de definir los parámetros que controlaran la manipulación de la malla base por parte del software. A lo largo de las simulaciones realizadas se ha ido variando las opciones llamadas *Adaptative Mesh Refinement* (AMR) y *Embedding*. Mientras que el AMR permite que Converge automáticamente refine la malla en áreas críticas del dominio, el *Embedding* permite realizar un refinado de malla durante un tiempo y área determinada por el usuario.

Seguidamente se va analizar con detalle el funcionamiento de estas dos opciones, así como los parámetros que se han definido para la ejecución de las simulaciones.

3.3.1. Adaptative Mesh Refinement (AMR)

El AMR se utiliza principalmente para refinar la malla de forma automática ante condiciones variables, es decir, cuando se producen cambios de temperatura o velocidad, por ejemplo. Se trata de una opción que permite generar una malla altamente refinada lo cual facilita calcular con precisión fenómenos a priori complejos, como es la propagación de una llama, sin tener un gran impacto en el tiempo de cálculo, pues no se refina en todo el dominio, sino en las áreas donde se ha producido la variación de las condiciones.

El algoritmo que utiliza el AMR permite aumentar la resolución de la malla en zonas críticas, o lo que es lo mismo, en zonas donde el gradiente de una variable es mayor Converge aplica el refinamiento de malla.

El funcionamiento teórico del algoritmo AMR es el que sigue. Para un escalar, el campo de sub-malla o *sub-grid* (sub-malla de aquí en adelante) se define como la diferencia que existe entre el campo real y el campo resuelto, esto es:

$$\phi' = \phi - \bar{\phi} \quad [\text{ec.3.72}]$$

Donde “ ϕ ” es el campo escalar actual, “ $\bar{\phi}$ ” es el campo escalar resuelto, y ϕ' es el campo escalar de sub-malla. La sub-malla para cualquier escalar puede ser expresada como una serie infinita (Bedford and Yeo, 1993 y Pomraning, 2000) dada por:

$$\begin{aligned} \phi' = & -\alpha_{[k]} \frac{\partial^2 \bar{\phi}}{\partial x_k \partial x_k} + \frac{1}{2!} \alpha_{[k]} \alpha_{[l]} \frac{\partial^4 \phi}{\partial x_k \partial x_k \partial x_l \partial x_l} \\ & - \frac{1}{3} \alpha_{[k]} \alpha_{[l]} \alpha_{[m]} \frac{\partial^6 \bar{\phi}}{\partial x_k \partial x_k \partial x_l \partial x_l \partial x_m \partial x_m} + \dots \end{aligned} \quad [\text{ec.3.73}]$$

Donde “ $\alpha_{[k]}$ ” es $dx_k^2/24$ para una celda rectangular y los corchetes indican que no se suma. Como no es posible evaluar la serie entera, sólo se utiliza el primer término de la serie, el término de segundo orden. Así la aproximación al tamaño de la sub-malla queda:

$$\phi' \cong -\alpha_{[k]} \frac{\partial^2 \bar{\phi}}{\partial x_k \partial x_k} \quad [\text{ec.3.74}]$$

Las ecuaciones antes expuestas se pueden generalizar fácilmente a un campo vectorial, como puede ser el campo de velocidades. De este modo, una celda se refina si el valor absoluto de la sub-malla está por encima del valor definido por el usuario para esa variable. Por el contrario, se elimina o deshace el refinamiento si el valor absoluto de la sub-malla está por debajo de la quinta parte del valor especificado por el usuario.

Uno de los parámetros que debe definir el usuario cuando define el AMR es el número máximo y mínimo que puede haber en el dominio, para el desarrollo de todas las simulaciones se ha fijado un valor máximo de 1.500.000 celdas y mínimo de 1 celda. En caso de que se alcance el número máximo de celdas el software ajusta automáticamente el valor límite del criterio de sub-malla, incrementando este valor umbral.

Otro de los parámetros a configurar en el sistema AMR es el nivel de refinamiento máximo que se puede alcanzar. Este nivel de refinamiento se puede definir independientemente para cada variable.

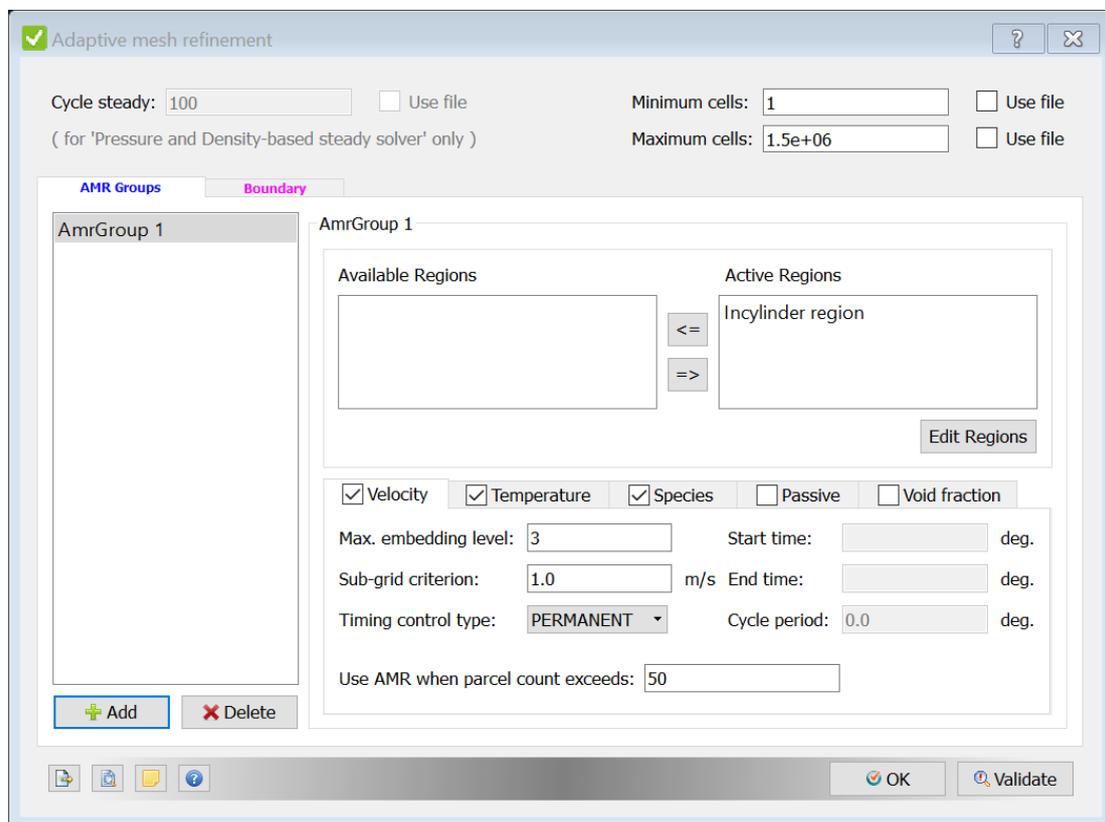


Figura 3.15 Configuración de AMR en Converge Studio

El AMR se puede definir para un total de seis campos, tal y como se observa en la Figura 3.15, estos son: velocidad, número de *parcels* por celda, temperatura, especies, pasivos o “ y^+ ”. Para cada uno de estos campos se puede definir un criterio de nivel de refinamiento y un criterio de sub-malla, además del lapso de tiempo durante el cual estará activo.

Al definir los valores límite para ciertas variables aparece una variable, “ y^+ ”, que se había nombrado en el apartado 3.2.5., pero que no había quedado definida. A continuación, se va realizar una breve introducción teórica a los conceptos necesarios para poder definir este parámetro y posteriormente se definirá el parámetro propiamente dicho.

En primer lugar, se tiene que hablar sobre la influencia de la malla en las zonas cercanas a las paredes. Es en las cercanías de las paredes donde la influencia de la capa límite es mayor pues se observan mayores gradientes de velocidad y del resto de parámetros turbulentos, siendo menores en las regiones centrales. En una malla uniforme estos gradientes se aproximan utilizando procedimientos de discretización lo cual no es muy preciso debido a que existe una gran variación en un corto espacio y el hecho de asumir una interpolación lineal de los entre los valores en el centro de las celdas produce resultados poco exactos.

La definición matemática de “ y^+ ” es la que sigue:

$$y^+ = \frac{yu_t}{\nu} \quad [\text{ec.3.75}]$$

Donde “ y ” es la distancia a la pared, “ u_t ” es la velocidad de fricción, y “ ν ” es la viscosidad cinemática. En la Figura 3.16 se muestra una definición gráfica de “ y^+ ”.

El valor de “ y^+ ” indica la posición que debe ocupar el primer nodo de la malla con respecto a la pared, se trata de un parámetro adimensional basado en la velocidad local del fluido. Para poder usar las funciones de pared del modelo de turbulencia de forma efectiva el valor de “ y^+ ” debe estar en un rango determinado.

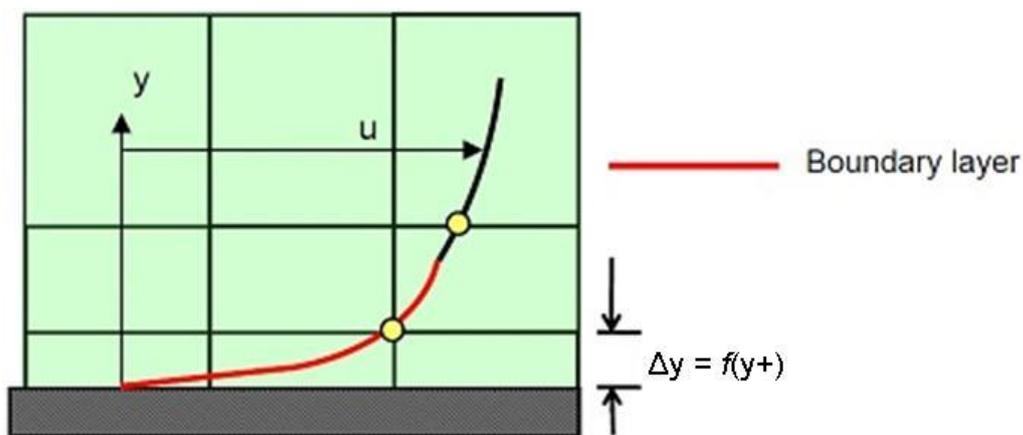


Figura 3.16 Definición de y^+

Los valores de “ y^+ ” no pueden ser tan grandes que provoquen que el primer nodo se ubique fuera de la región de la capa límite, si sucede esto las funciones de pared utilizadas por el modelo de turbulencia pueden calcular incorrectamente las propiedades del flujo para ese primer punto lo que puede introducir errores en la presión y velocidad.

El límite superior para el rango de valores que puede tomar “ y^+ ” depende de la aplicación. De este modo, para flujos con elevados números de Reynolds (aeronaves, barcos, etc.) se tiene una capa límite logarítmica que se extiende hasta cientos de unidades de “ y^+ ”, en cambio para flujos con bajos números de Reynolds (palas de turbina) este límite superior puede rondar las 100 unidades.

En la Figura 3.17 se muestran las distintas regiones de la capa límite así como el rango de “ y^+ ” para cada una de ellas.

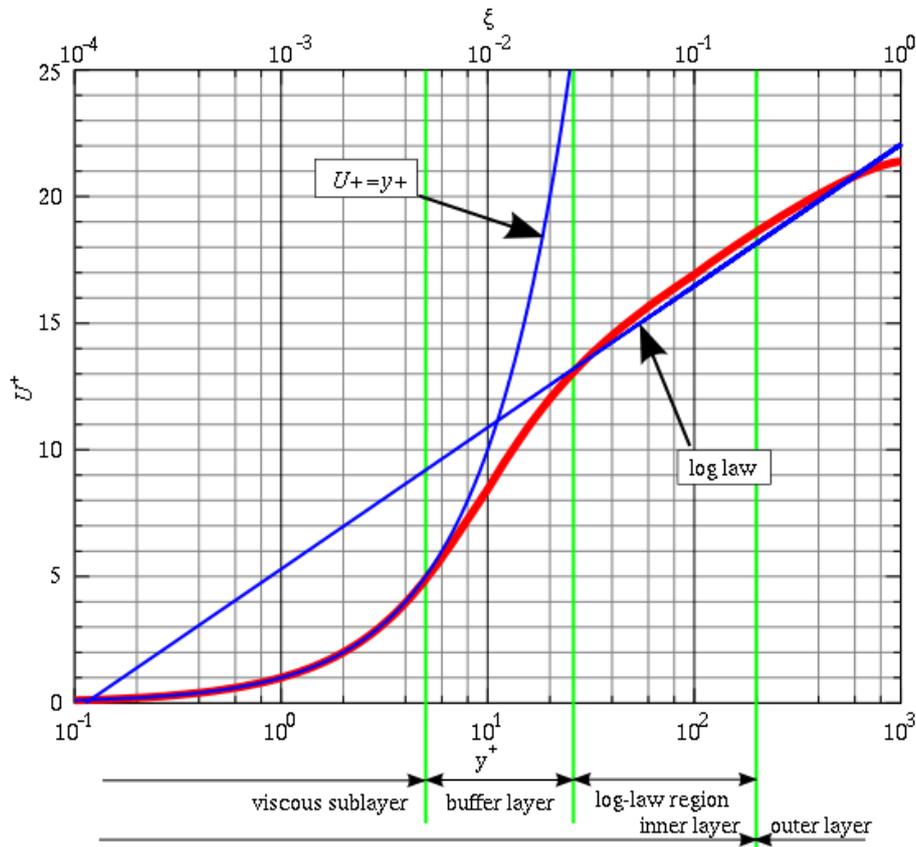


Figura 3.17 Regiones de la capa límite

Otro aspecto a tener en cuenta es que si el valor de “ y^+ ” es demasiado pequeño entonces el primer punto de cálculo se ubicará en la sub-capa viscosa (logarítmica) del flujo y en ese caso las funciones de pared pueden perder su validez, ya que aproximadamente esto se da para $y^+ < 11$. Esto no es un problema ya que el software es capaz de ajustar el valor de “ y^+ ” de forma automática y dispone de funciones de pared escalables para las zonas con valores de “ y^+ ” pequeños además de las funciones de pared estándar para las zonas con valores mayores.

De lo expuesto anteriormente se extrae que el valor de “ y^+ ” depende del comportamiento del flujo y del modelo de turbulencia utilizado. Si se tiene un flujo pegado generalmente se puede utilizar la función de pared, lo cual implica un mayor valor de “ y^+ ” inicial y un cálculo más rápido. Si por el contrario se espera que se produzca un

desprendimiento de la capa límite y se necesita conocer donde se produce la separación se debe resolver toda la capa límite con una malla muy fina lo cual implica mayores tiempos de cálculo.

3.3.2. Fixed Embedding

El uso de un Refinamiento Fijo o *Fixed Embedding* se debe principalmente a la necesidad de refinar la malla solo en ciertas zonas del dominio donde una mayor resolución es crítica para la precisión y exactitud de la solución. En el caso de este proyecto, esto sucede por ejemplo en la zona próxima al inyector donde el comportamiento del flujo es muy complejo. El *embedding* fijo permite que el resto de la malla continúe sin refinar reduciendo así el tiempo de simulación.

Al definir un *embedding* para una determinada zona o región se debe precisar el nivel de refinamiento que puede alcanzar el *embedding* en esa zona. Cada incremento en la escala de refinamiento divide cada uno de los lados de la celda por su mitad de acuerdo con la ecuación:

$$dx_{embed} = dx_{base} / 2^{embed_escale} \quad [ec.3.76]$$

Debido a que Converge solo permite conectar celdas dos a uno, en caso de tener una celda con un nivel de refinamiento que impida que exista esta relación, el software refina las celdas de alrededor con un nivel intermedio para que se pueda cumplir dicha relación.

Otro parámetro a definir en el *embedding* es el tiempo durante el cual este va a estar activo, de esta forma seleccionando el espacio de tiempo en el que las condiciones del flujo son críticas para el cálculo se reduce el tiempo de cálculo necesario.

Converge ofrece seis tipos de *embedding* fijo estos son:

- Bound
- Sphere
- Cylinder
- Nozzle
- Injector
- Box
- Region

En el presente proyecto se han utilizado las opciones *Nozzle* y *Cylinder*. En el caso de la opción *Cylinder* de ha generado un cilindro en la zona de la cámara de combustión que excedía el tamaño de la misma, esto no supone ningún problema pues el refinamiento sólo se realiza en el dominio del problema, es decir, en el interior de la cámara de combustión. Para definir *Cylinder* se deben introducir la posición del centro y el radio de cada una de las bases.

Para el caso de *Nozzle* se genera automáticamente una zona de *embedding* cónica alrededor de la tobera, se debe especificar el inyector y la tobera a la que se refiere, y el radio de cada una de las bases del tronco de cono, así como la altura del mismo.

En la Figura 3.18 se muestra el menú para configurar la opción *Fixed Embedding* en Converge Studio.

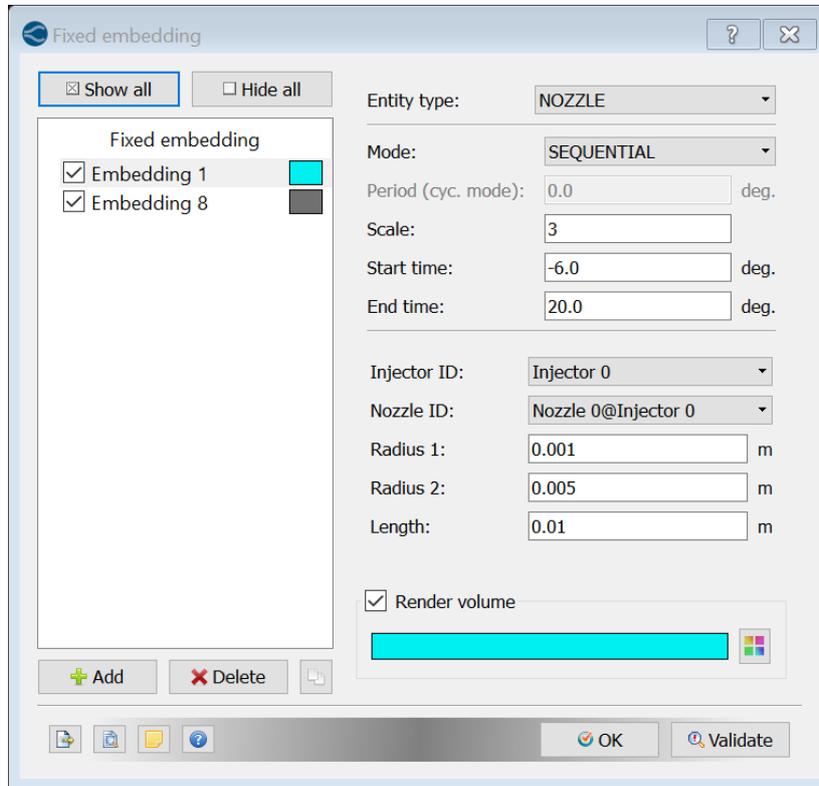


Figura 3.18 Configuración de *Fixed Embedding* en *Converge Studio*

Una vez se ha definido los distintos sistemas de los que dispone Converge para realizar el mallado de forma automática se van a exponer una serie de imágenes que ponen de manifiesto el funcionamiento de estas funcionalidades.

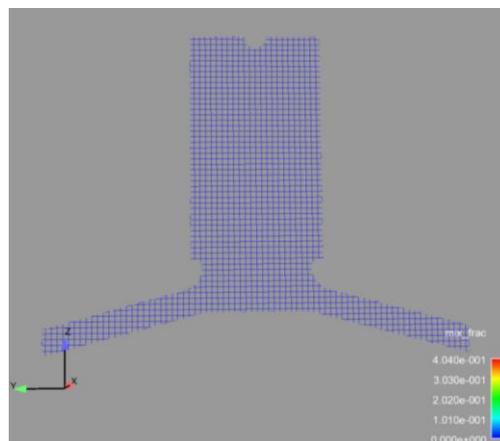


Figura 3.19 Mallado del dominio antes de la inyección

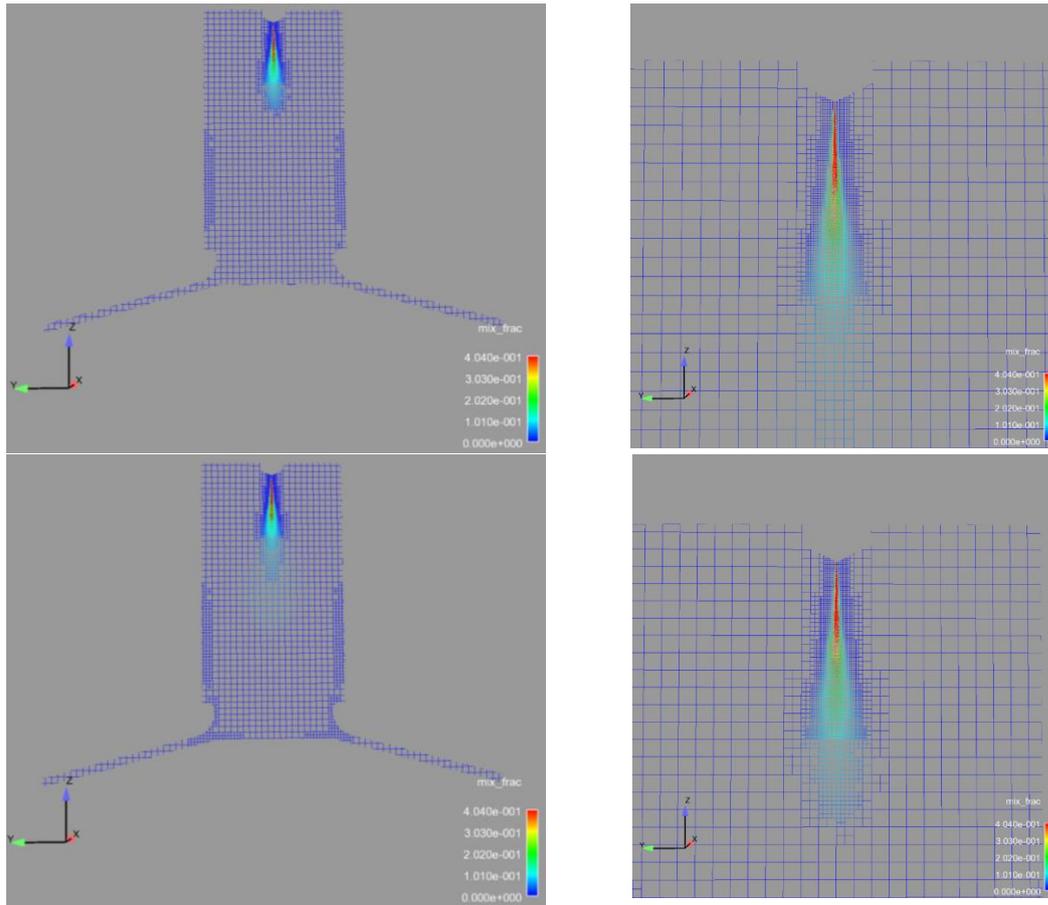


Figura 3.20 Mallado durante la inyección del dominio completo (izq) y detalle del spray (der.) en los instantes -3.39° (sup.) y 5.40° (inf.)

Como se observa en las Figuras 3.19 y 3.20 el mallado del dominio cambia para cada instante. Si antes de la inyección aparece un mallado que se podría considerar como base, tras la inyección se produce un refinamiento enorme en la zona del chorro debido al *Embedding* y al AMR. Incluso durante la inyección se aprecian algunas diferencias en el mallado en el contorno del chorro como en las paredes de la cámara de combustión, esto se debe a que Converse realiza el refinamiento de forma continua, es decir, para cada iteración del cálculo.

3.4. CONCLUSIONES

En resumen, durante el presente Trabajo Final de Máster se han desarrollado una serie de simulaciones con el objetivo de ajustar los distintos modelos utilizados de forma que se obtengan unos resultados que se asemejen a los obtenidos experimentalmente.

A lo largo de todo el proyecto se han ido modificando modelos y coeficientes internos de estos modelos, realizando tras cada una de estas modificaciones una comparativa con los datos experimentales correspondientes a las variables analizadas.

A pesar de que no se puede definir a priori el modelo que se va a utilizar, para el caso del modelo de turbulencia es obvio por lo comentado a lo largo de este apartado que la única opción viable es el modelo RANS.

En el siguiente capítulo se discutirá la elección de los distintos modelos y el valor de sus coeficientes mediante la comparación de resultados de los cálculos con los datos experimentales.

Capítulo 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo de final de máster se ha realizado el análisis de un chorro diésel en el interior de un motor de investigación. Debido a esta condición, el motor dispone de una serie de accesorios y características constructivas especiales que permiten visualizar y cuantificar una serie de fenómenos, propiedades y magnitudes que permiten caracterizar el proceso de inyección y combustión del chorro diésel.

Al disponer de una serie de valores experimentales de las variables necesarias para caracterizar el funcionamiento del motor y más concretamente la combustión, en el presente proyecto se ha utilizado dicha información para la puesta a punto de un modelo CFD del motor. Las simulaciones como ya se ha dicho se han realizado con un software comercial especializado en motores llamado Converge. Así pues, la puesta a punto del modelo ha consistido en el ajuste de los parámetros de los distintos modelos internos de los que dispone el programa para simular todos los fenómenos que tienen lugar durante la inyección y combustión, hasta que los resultados de obtenidos de con las simulaciones convergen con los obtenidos experimentalmente.

Para introducir el problema se debe describir el objeto sobre el cual se han realizado las distintas medidas experimentales y que se debe reproducir en las simulaciones. Se trata de un motor maqueta diésel 2T, el cual dispone de una serie de lumbreras de admisión y de escape en la parte baja del cilindro, el pistón tiene una forma troncocónica y en la parte superior de la cabeza del cilindro se ha dispuesto de un accesorio que hace a su vez de cámara de combustión con cuatro ventanas repartidas simétricamente alrededor de la cámara y un inyector situado en la parte superior de la misma. A continuación en la Figura 4.1 se muestra una imagen del mismo.

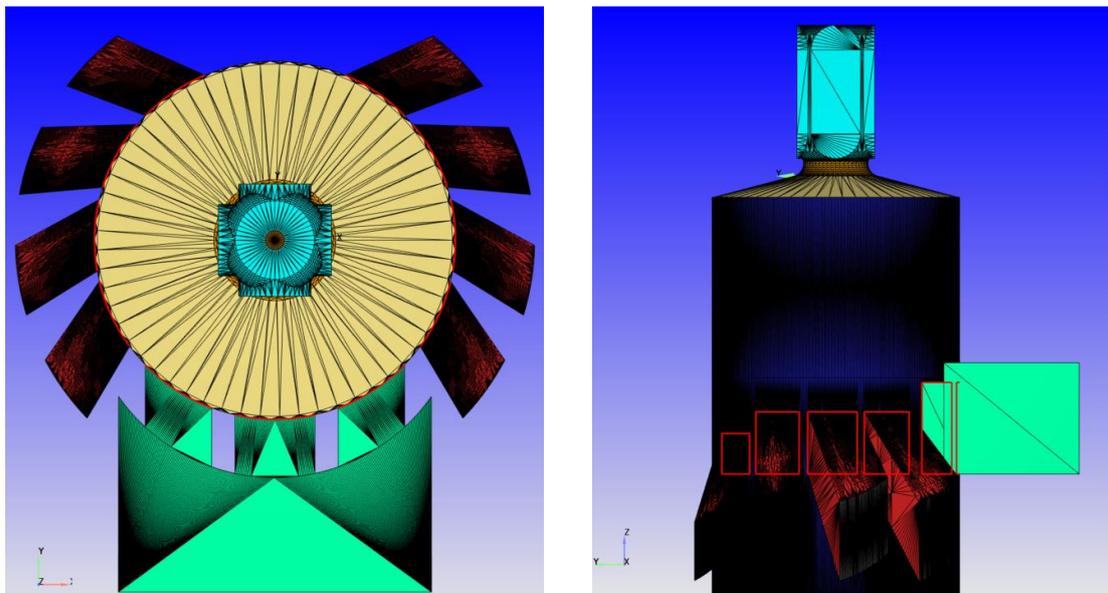


Figura 4.1 Motor completo: Planta (izq.) , Perfil izquierdo (der.)

Como punto de partida para la configuración del modelo se debe disponer de un modelo CAD de la cámara de combustión y de parte del cilindro. El modelo CAD representa la geometría de las paredes internas del motor, concretamente solo se ha tenido en cuenta para la realización de las simulaciones la zona de la cámara de combustión y la parte del cilindro situada entre el punto de cierre y apertura de lumbreras. Esto se debe a que se tienen valores precisos de las variables necesarias para definir el problema justo en esos instantes de tiempo, así se ha decidido inicializar el cálculo a partir del punto de cierre de lumbreras. De este modo la geometría del motor que simplificada de la forma que se observa en la Figura 4.2.

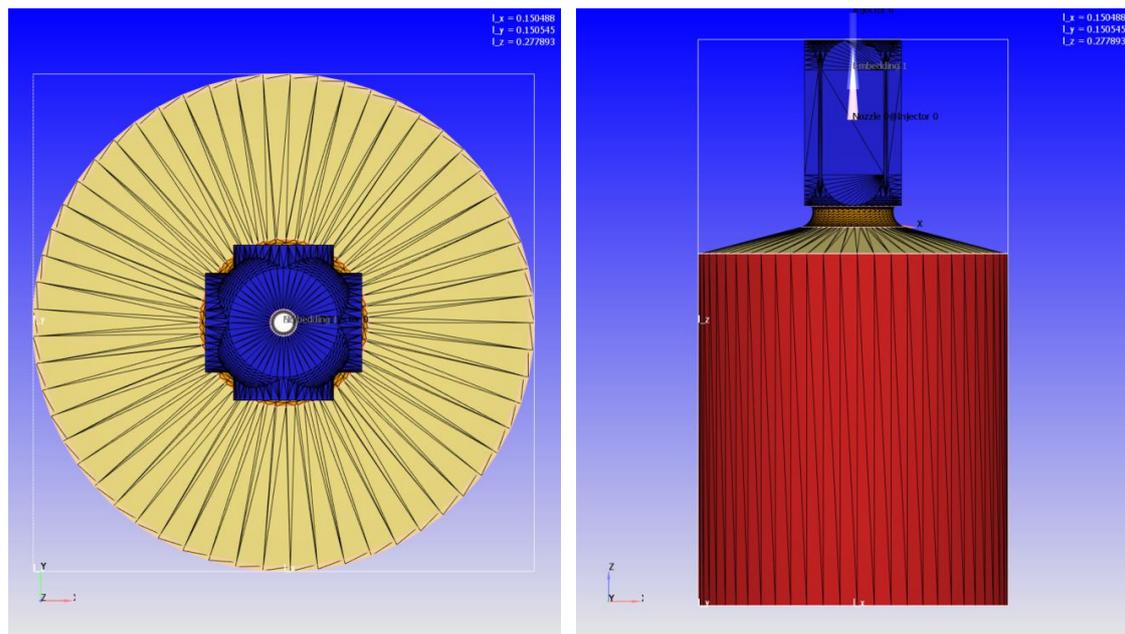


Figura 4.2 Motor ciclo cerrado: Alzado (izq.), Planta (der.)

En la Tabla 4.1 se muestran los parámetros geométricos y de funcionamiento del motor que se deben definir en Converge.

Díámetro del cilindro	0.15 m
Carrera	0.17 m
Longitud de la biela	0.36 m
Régimen de giro	500 rpm
Relación de compresión	15.60547

Tabla 4.1 Parámetros del motor

Los valores mostrados en la Tabla 4.1 se introducen en el menú Engine Application, el cual se muestra en la Figura 4.3.

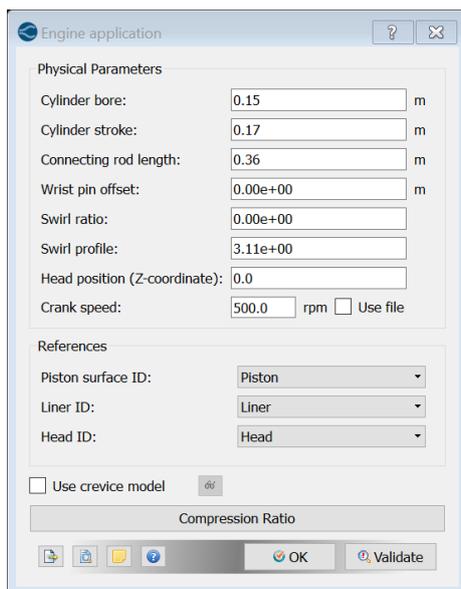


Figura 4.3 Menú Engine Application en Converge Studio

Además de los parámetros anteriores también es necesario definir una serie de valores para caracterizar la inyección, esto son los que aparecen en la Tabla 4.2.

Combustible	Dodecano
Inicio de inyección	-5.35°
Duración de la inyección	14.7°
Masa inyectada	8.35e-6 kg
Diámetro de la tobera	8.2e-5 m

Tabla 4.2 Parámetros de inyección

En el presente trabajo se ha ajustado el modelo de simulación comparándolo con una serie de datos obtenidos de una serie de experimentos realizados bajo unas determinadas condiciones controladas. Pero en primer lugar tras introducir el modelo CAD y los parámetros básicos de motor se ha seguido un procedimiento para conocer la respuesta del programa y ajustar el modelo tomando como caso base el experimento en condiciones que se han denominado nominales. A partir de este punto se han ido realizando simulaciones variando las condiciones de la combustión y los parámetros que definen los modelos hasta obtener unos resultados que se ajustan a los obtenidos en los experimentos realizados bajo distintas condiciones.

4.2. CONFIGURACIÓN DE PARTIDA

Para realizar una primera aproximación al problema se introdujo el modelo CAD del motor con sus correspondientes parámetros de geométricos y de funcionamiento, dejando todos los modelos de combustión, turbulencia, transmisión de calor... con los valores por defecto.

Durante estas simulaciones se ha buscado conocer el comportamiento de las variables analizadas al variar los modelos ofrecidos por el fabricante, pero manteniendo los valores por defecto de dichos modelos. Estos se muestran en la Tabla 4.3.

Ecuación de estado	Redlich-Kwong
Temperatura crítica	133 K
Presión crítica	3.77e6 Pa
Número de Prandlt	0.9
Número de Schmidt	0.78
Distribución de parcels	Cluster parcels near cone center
Distribución de gotas	None
Dispersión turbulenta	O'Rourke model
Modelo de evaporación de gotas	Frossling Model
Modelo de colisión	NTC collision
Modelo de arrastre de gotas	Dynamic drop drag
Modelo de interacción spray-pared	Robound/Slide
Modelo de inyección	KH-RT
Coefficiente de descarga	0.7
Número de parcels inyectados	50.000
Temperatura del combustible	323 K
Modelo de combustión	CTC
Modelo de turbulencia	RANS RNG k-epsilon
Modelo de transferencia de calor	O'Rourke + Base distance to wall
Malla base	2 mm
AMR	Velocidad/Temperatura/Especies nivel 3
Embedding	Nozzle nivel 3

Tabla 4.3 Modelos por defecto

Como punto de partida para la caracterización del proceso de inyección y combustión se ha tomado como referencia las condiciones nominales. Estas son las que aparecen en la Tabla 4.4 a continuación.

Temperatura de la culata	360.995 K
Temperatura del cilindro	344.537 K
Temperatura del pistón	367.491 K
Temperatura al cierre de lumbreras	407.326 K
Presión al cierre de lumbreras	2.499 bar

Presión máxima en el cilindro	57.466 bar
Ratio de compresión	15.60547

Tabla 4.4 Condiciones de contorno

De este modo a partir de estos valores se han realizado las distintas simulaciones buscando ajustar el comportamiento de la combustión y de la inyección a los datos obtenidos experimentalmente.

4.2.1. Selección del modelo de transmisión de calor

En primer lugar, se ha realizado una caracterización del perfil de presiones en el interior del cilindro, para ello se ha comparado el perfil de presiones obtenido mediante los datos experimentales con el de la simulación base, es decir, la realizada con todos los valores por defecto y con las condiciones de contorno citadas en el apartado anterior.

Cabe mencionar que en Converge no se introduce la presión máxima alcanzada en el cilindro tal y como aparece en la Tabla 4.4., sino que es el propio software quien calcula la presión en cada uno de los instantes de tiempo. Esto lo hace a partir de los datos geométricos introducidos y del ratio de compresión seleccionado, de esta forma es el propio software quien define el desplazamiento del pistón para alcanzar dicha relación de compresión. Esto condicionará en gran manera las presiones alcanzadas, siendo el otro parámetro importante a definir para ajustar el perfil de presiones el modelo de transferencia de calor.

En este caso se comparan dos modelos de transferencia de calor, el modelo por defecto, O'Rourke, y el modelo de Han and Reitz, ambos con la opción de *Base distance to the Wall* activada. En la siguiente imagen, Figura 4.4, se observa la comparativa entre los perfiles de presiones obtenidos.

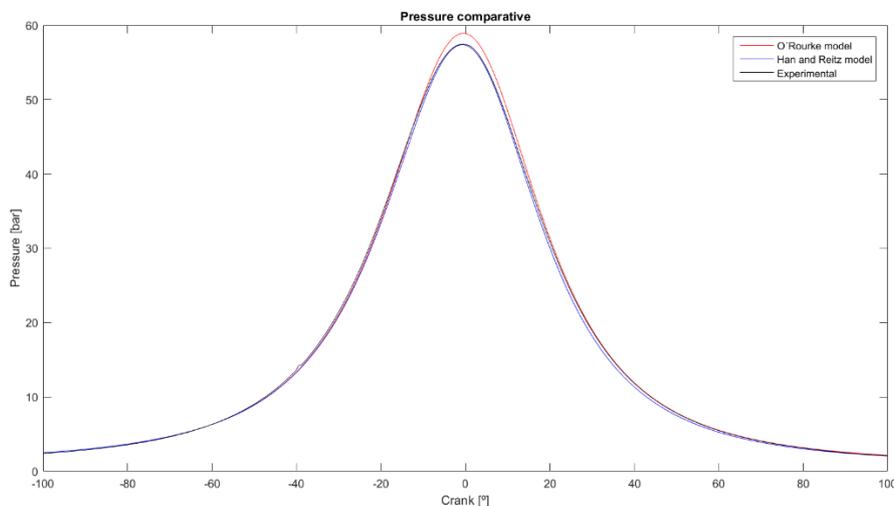


Figura 4.4 Comparativa del perfil de presiones

En la imagen anterior se observa como al modificar el modelo de transferencia de calor se obtiene una clara mejora, pues el modelo de Han and Reitz ajusta mejor la presión en el cilindro a los valores obtenidos experimentalmente.

Por tanto, a partir de este momento se modifica el modelo de transferencia de calor por el de **Han and Reitz**.

4.2.2. Definición de la penetración de la fase líquida

El siguiente paso es evaluar la penetración de la fase líquida. Como ya se dijo en apartado 2.2.5. Converge ofrece distintos criterios para definir la longitud líquida, estos van desde el 90% al 99% de la masa líquida inyectada.

A continuación, en la Figura 4.5, se muestran los distintos perfiles de longitud líquida obtenidos para cada uno de los criterios ofrecidos con el objetivo de conocer cuál es el que mejor se adapta al perfil obtenido experimentalmente.

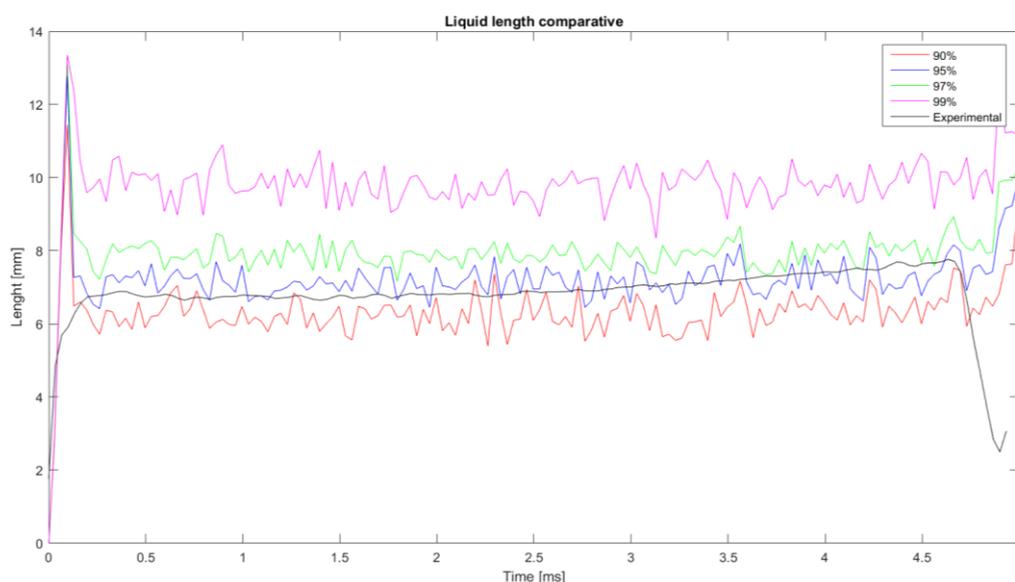


Figura 4.5 Comparativa entre los criterios de penetración líquida

Como se observa en la figura anterior los criterios que mejor predicen el comportamiento de la longitud líquida son el del 90% y 95%. Mientras que el primero muestra un error por defecto, el segundo lo hace por exceso sólo durante los primeros milisegundos. Si bien es cierto que ninguno de los dos criterios logra ajustar perfectamente la curva de penetración del líquido, sí que se puede afirmar que el criterio del 95%

presenta un error menor por lo que se ha optado por utilizar para el resto de simulaciones como criterio para definir la longitud líquida el del 95%.

Una vez seleccionado el criterio, para intentar ajustar más los valores de la simulación a los experimentales se ha optado por variar el coeficiente de descarga de la tobera. En un trabajo realizado anteriormente por el departamento se obtuvo que valores en torno a 0.9 reflejan mejores resultados en las simulaciones. De esta forma se ha comparado el valor de la longitud líquida con el criterio del 95% variando el coeficiente de descarga de 0.7, valor por defecto, a 0.9. Los resultados se muestran en la Figura 4.6, a continuación.

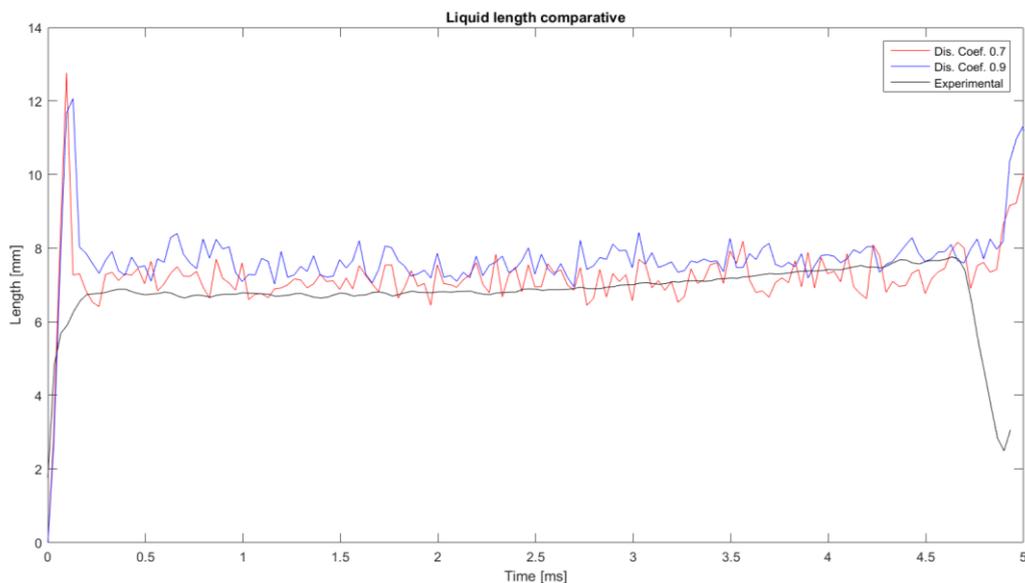


Figura 4.6 Comparativa entre los Coef. de Descarga

Como se aprecia en la gráfica el error cometido al establecer un coeficiente de descarga de 0.9 es algo mayor, pero en el instante inicial el máximo que aparece con un crecimiento muy abrupto es algo menor. Debido a la poca variación y teniendo en cuenta las experiencias en anteriores trabajos se ha establecido el valor **Coefficiente de Descarga de 0.9** para el resto de las simulaciones.

Otra de las modificaciones a realizar es la temperatura del combustible antes de la inyección. Se estima que durante los experimentos esta era entorno a los 353 K y en las simulaciones se había supuesto un valor por defecto de 323 K. Así a partir de este punto se ha establecido el valor de la **temperatura experimental del combustible de 353K** para el resto de simulaciones.

4.2.3. Selección del modelo de combustión

Para la selección del modelo de combustión se van a comparar los valores experimentales y los obtenidos en las simulaciones del lift-off y de la penetración de vapor. Esta última se obtiene a partir de la fracción de mezcla que se define a su vez como la cantidad de combustible, quemado o sin quemar, que se encuentra dentro del volumen de control.

Para el cálculo del lift-off se ha seguido un criterio térmico, este consiste en hallar los puntos más cercanos a la salida de la tobera con una temperatura mayor o igual a 1300 K. Para el cálculo de la penetración de vapor se ha definido un valor umbral del 0.1% de contenido de combustible en la mezcla aire-combustible y se buscan los puntos más alejados de la tobera que cumplen esta condición, obteniéndose así el valor de la máxima penetración de vapor para cada instante. Los valores de penetración de vapor se muestran en la Figura 4.9.

A continuación, en la Figura 4.7, se muestran los valores de lift-off, los mapas de temperaturas que se han utilizado para definir el lift-off y los valores de penetración de vapor obtenidos para el caso con el modelo de combustión por defecto, CTC.

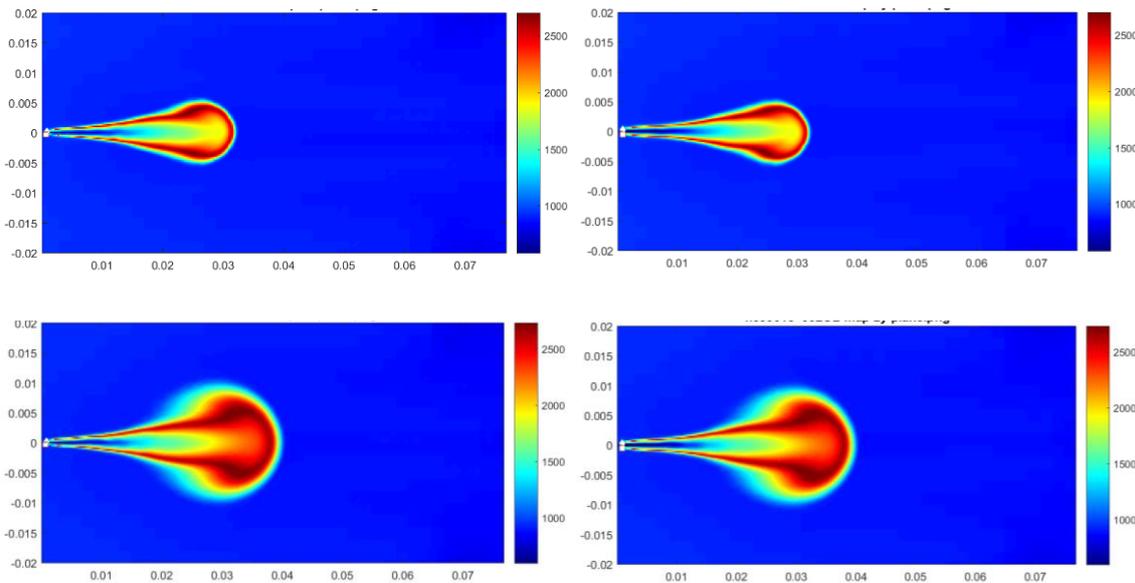


Figura 4.7 Mapas de temperatura plano ZX (der.), plano ZY (izq.), -4° (sup.), -2° (inf)

Se han realizado dos planos de corte distintos a partir del eje longitudinal del chorro, en este caso representado por el eje Z en horizontal. Como se puede observar la asimetría existente entre los diferentes chorros es casi inexistente, por lo que se ha tomado como medida de referencia el valor de lift-off del semiplano ZX positivo. Con esto se puede obtener una gráfica con los valores de lift-off para cada instante tiempo, como se muestra en la Figura 4.8.

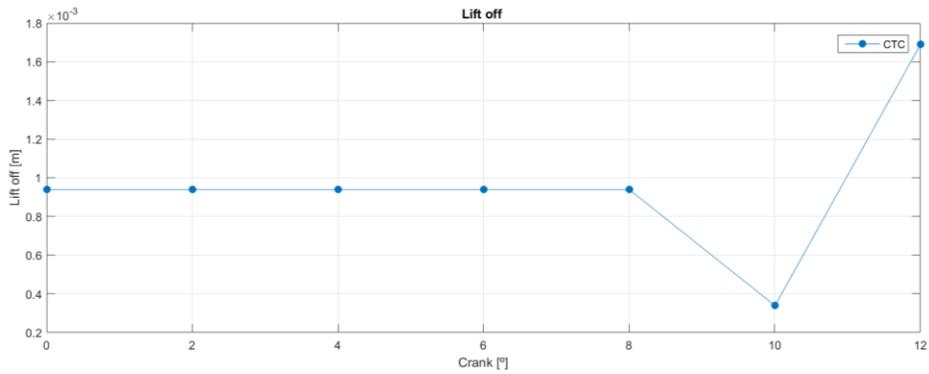


Figura 4.8 Lift-off semiplano ZX positivo

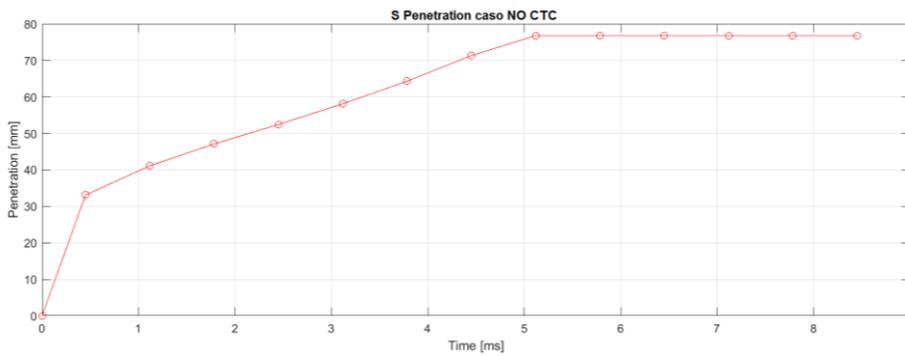


Figura 4.9 Penetración de vapor

Una vez definidas las variables necesarias se procede a comparar los valores obtenidos para los diferentes modelos de combustión con los experimentales. Los modelos de combustión estudiados han sido el CTC, seleccionado por defecto, y el SAGE. De este modo se han obtenido los siguientes resultados.

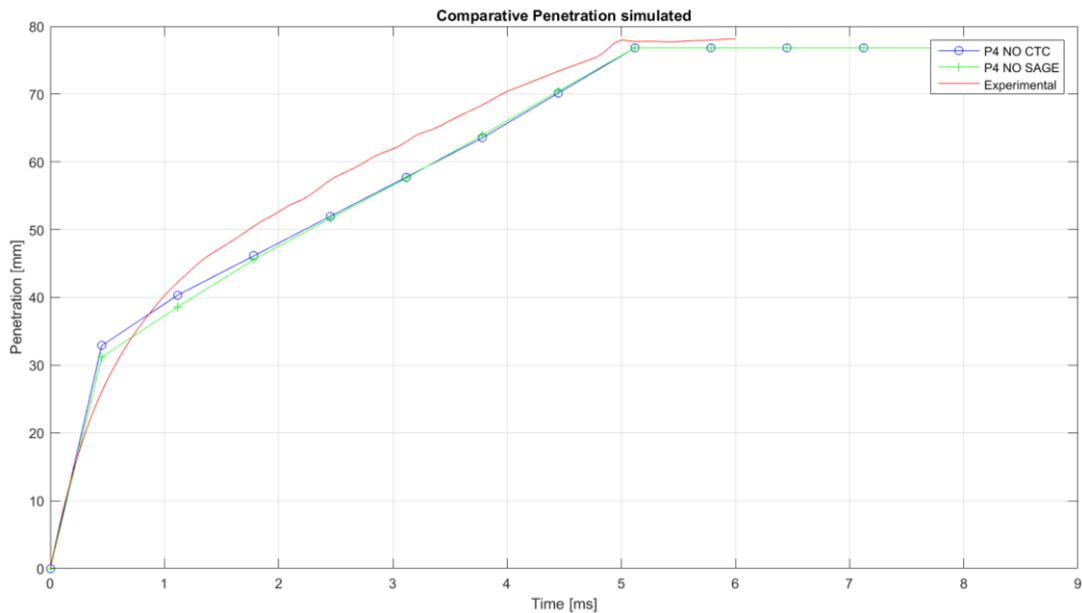


Figura 4.10 Comparativa de la penetración de vapor entre el modelo SAGE y CTC, y los valores experimentales

En la figura anterior no se puede apreciar una gran mejora el seguimiento de la curva experimental al variar el modelo, por lo que la penetración de vapor no resulta concluyente para decir que modelo es el más adecuado.

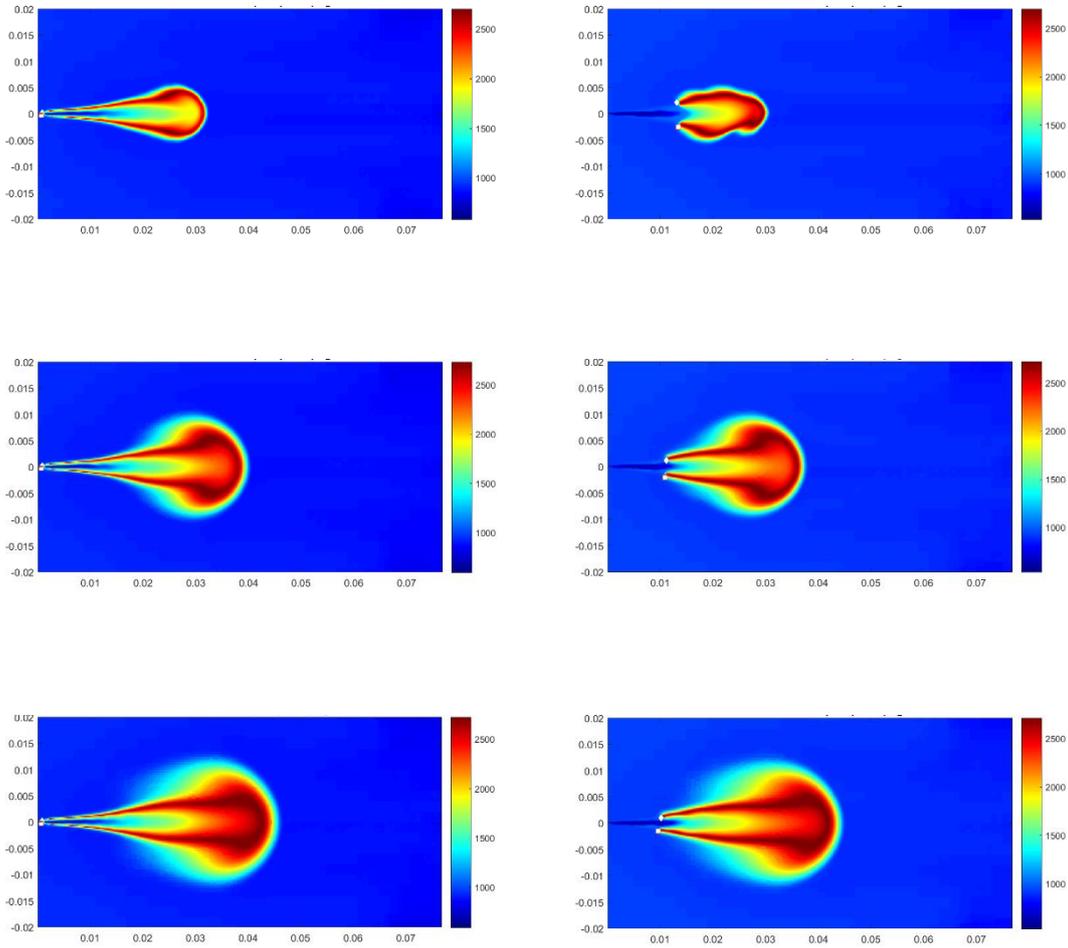


Figura 4.11 Comparativa mapas de temperatura plano ZX. Modelo CTC izq. Modelo SAGE der.

En la anterior imagen se muestra la evolución del lift-off, representado por un rombo en el semiplano positivo y por un cuadrado en el semiplano negativo sobre los mapas de temperatura, para distintos instantes de tiempo (-4° , -2° y 0° en orden descendente).

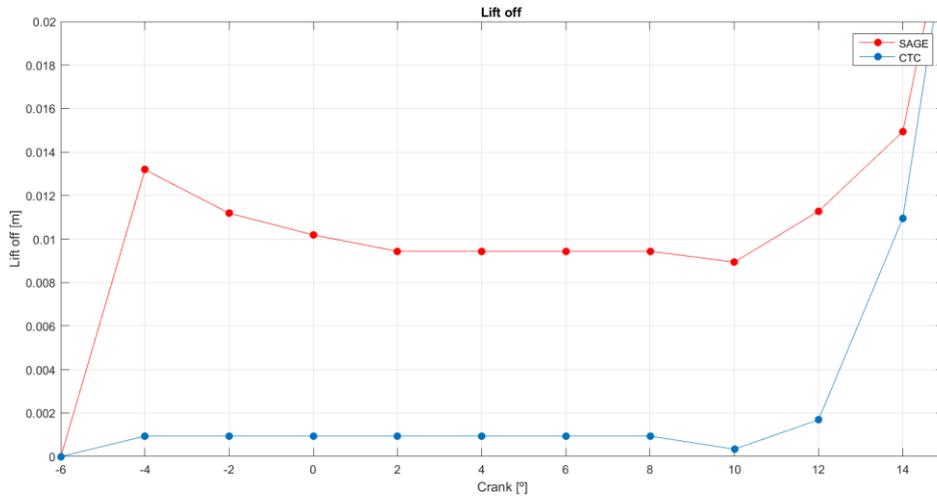


Figura 4.12 Comparativa lift-off entre modelos SAGE y CTC

En la figura 4.12 se observa con claridad la diferencia de posición del lift-off entre ambos modelos. Esta diferencia ya se manifestaba en los mapas de temperaturas donde se observa que el desprendimiento de la llama en los casos SAGE era es mucho mayor, además de existir una diferencia en la forma de la llama que se acentúa en los instantes iniciales.

De este modo y teniendo en cuenta que el valor medio de lift-off en el caso experimental bajo condiciones nominales es de **14 mm**, claramente se debe seleccionar el **modelo de combustión SAGE** pues ajusta mucho mejor el comportamiento del lift-off.

Al realizar los cálculos con el modelo SAGE se requieren grandes tiempos de computación, para este caso en concreto fueron necesarios 8 días, algo que resulta inviable. Como ya se dijo en el apartado 3.2.4.2., Converge ofrece la posibilidad de utilizar unas opciones para reducir el tiempo de cálculo al utilizar el modelo SAGE. Para ello se deben definir una serie de parámetros del modelo *Multizone*, estos sse muestran en la Tabla 4.5.

Dimension of multizone	2	2
Temperature bin size	5 K	5 K
Phi (React. Ratio) bin size	0.05	0.01

Tabla 4.5 Parámetros de Multizone

Se han realizado dos simulaciones variando el valor de phi para ver el impacto sobre el tiempo de cálculo y la posible variación en los resultados con respecto a los datos experimentales y a la simulación sin el modelo *Multizone* activado que se había realizado anteriormente.

Seguidamente en la Figura 4.13 se muestran los resultados obtenidos para ambos casos comparados con el modelo sin *Multizone*.

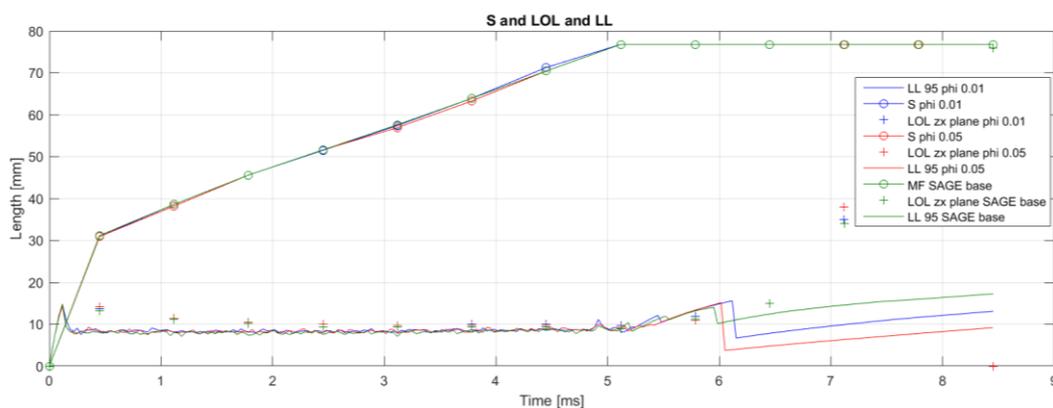


Figura 4.13 Comparativa SAGE models

En la figura 4.13 se aprecian unas diferencias mínimas entre los resultados tanto para la penetración de vapor, como para el lift-off y la longitud líquida, si bien es cierto que el error cometido con respecto al caso SAGE base con un valor de phi 0.01 es algo menor que con phi 0.05. Así la decisión del modelo más adecuado fue una solución de compromiso entre el tiempo de cálculo y la precisión de los resultados, ya que a mayor valor de phi menor la precisión en el cálculo del modelo SAGE.

En la Tabla 4.6 se muestran los tiempos de cálculo para cada una de las simulaciones.

Simulación	Tiempo de cálculo (horas)
SAGE base	199
SAGE phi 0.05	19
SAGE phi 0.01	30

Tabla 4.6 Tiempo de cálculo para modelos SAGE

Como puede observarse la disminución en el tiempo de cálculo es notable al activar la opción *Multizone*. Por tanto, la opción más recomendable en cuanto a tiempo y precisión es el modelo con **phi 0.01**.

Una vez se han modificado los modelos necesarios para ajustar mejor los resultados de las simulaciones a un coste computacional adecuado se comparan las variables a analizar con los valores experimentales para dichas variables. A partir de este momento todas las variables se analizarán entre 0 y 5 ms, siendo 0 el inicio de inyección, o entre -5.35° y 10.5° , siendo en este caso -5.35 el inicio de inyección. Esto se debe a que estos espacios de tiempo se corresponden con la duración de la inyección.

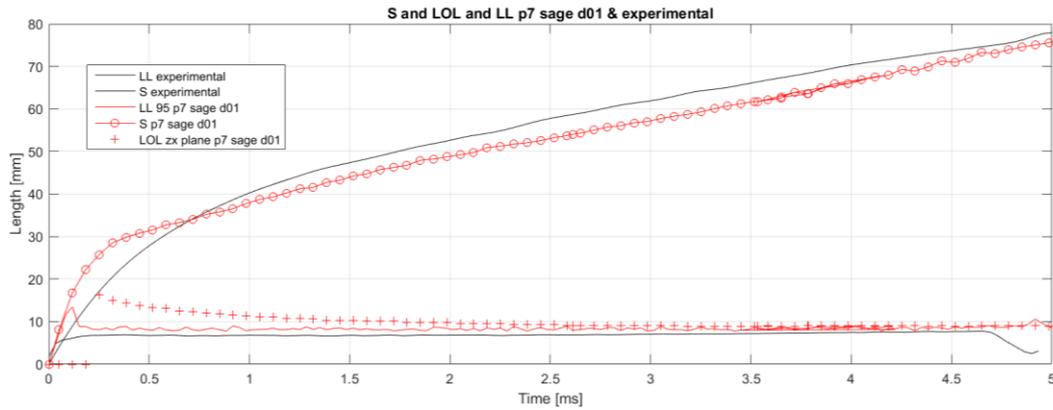


Figura 4.14 Comparativa S, LOL y LL entre Simulación base y datos experimentales

Como puede observarse en la Figura 4.14 se ha logrado una primera aproximación al comportamiento de las variables analizadas solo modificando los modelos seleccionados. Pero aún se deben ajustar los parámetros internos de dichos modelos para mejorar la precisión de los cálculos, proceso que se muestra en apartados posteriores.

A modo de resumen a continuación en la Tabla 4.7 se muestra una tabla con los nuevos modelos de simulación y los parámetros introducidos.

Ecuación de estado	Redlich-Kwong
Temperatura crítica	133 K
Presión crítica	3.77e6 Pa
Número de Prandlt	0.9
Número de Schmidt	0.78
Distribución de parcels	Cluster parcels near cone center
Distribución de gotas	None
Dispersión turbulenta	O'Rourke model
Modelo de evaporación de gotas	Frossling Model
Modelo de colisión	NTC collision
Modelo de arrastre de gotas	Dynamic drop drag
Modelo de interacción spray-pared	Robound/Slide
Modelo de inyección	KH-RT
Coefficiente de descarga	0.9
Número de parcels inyectados	50.000
Temperatura del combustible	353 K
Modelo de combustión	SAGE Coef.T^a 5K phi 0.01
Modelo de turbulencia	RANS RNG k-epsilon
Modelo de transferencia de calor	O'Rourke + Base distance to wall
Criterio de cálculo de LL	95%

Malla base	2 mm
AMR	Velocidad/Temperatura/Especies nivel 3
Embedding	Nozzle nivel 3

Tabla 4.7 Modelos Simulación Base

En la tabla anterior aparecen resaltadas en rojo las modificaciones realizadas a la simulación realizada con los modelos por defecto, dando como resultado lo que se ha denominado Simulación Base, ya que es a partir de esta simulación de donde se ha partido para realizar un estudio con inyección sin combustión (caso inerte), un estudio con una inyección con el pistón parado en el punto de inicio de inyección (caso estático) y un caso híbrido de los dos anteriores (caso inerte estático). También se tomando como punto referencia la configuración de esta simulación para mejorar el ajuste de las variables a los resultados experimentales.

4.2.4. Resultados en la configuración de partida

Como ya se ha dicho en el apartado anterior para configurar un caso inerte basta con desactivar el modelo de combustión, de esta forma el dodecano inyectado no reacciona con el aire en el interior de la cámara de combustión.

Los resultados para la penetración de vapor y longitud líquida se muestran a continuación. Además, también aparece una nueva variable a analizar, el radio del chorro. Este se calcula a partir de la fracción másica. Para ello se recorre en cada posición axial un plano perpendicular al eje hasta encontrar las ubicaciones más lejanas en las que el valor de la fracción másica dividido por el valor en el eje está por debajo de un umbral, que típicamente es 1%.

Nótese, que en estos casos inertes no se puede calcular el lift-off debido a que no hay reacción y por lo tanto tampoco llama. De esta forma esta variable no se puede comparar con la de otras simulaciones.

En las Figuras 4.15 y 4.16 se comparan la longitud líquida, la penetración de vapor y los radios del caso inerte con el caso reactivo.

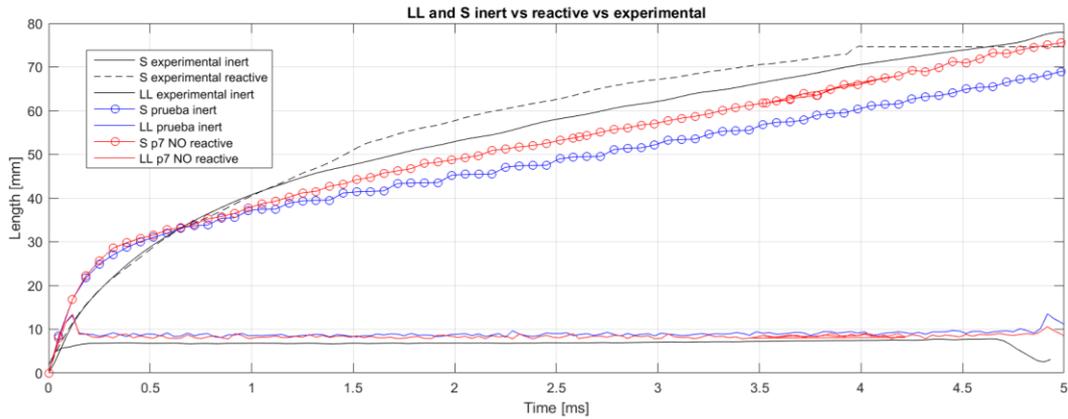


Figura 4.15 Comparativa de LL y S de los casos inerte, reactivo y experimental

Nótese que en la gráfica anterior solo aparece la longitud líquida del caso experimental inerte comparada con las simulaciones en condiciones reactivas e inertes. Esto se debe a que la longitud líquida solo se obtuvo experimentalmente en condiciones inertes, pero la diferencia es mínima con respecto a la que se hubiera obtenido en condiciones reactivas, por ello se puede utilizar como modelo para ambos casos, en reactivo e inerte.

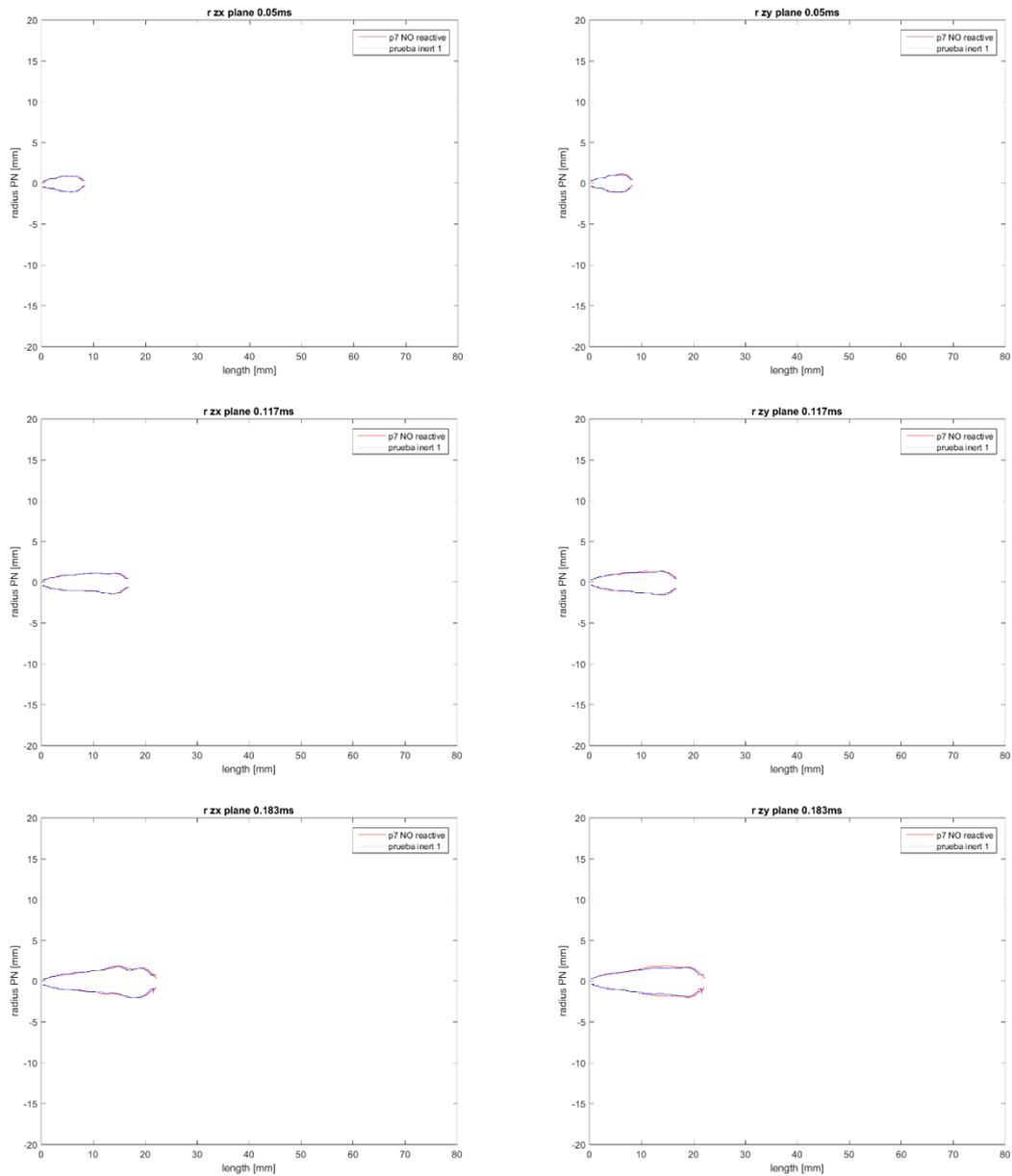
Observando la gráfica anterior se puede extraer una tendencia en el comportamiento de la curva de penetración de vapor en los casos experimentales, ya que se hace patente que en los primeros instantes hasta alcanzar los 1.25 ms las líneas se superponen mostrando el mismo comportamiento y separándose a partir de este punto, siendo mayor la penetración de vapor del caso reactivo.

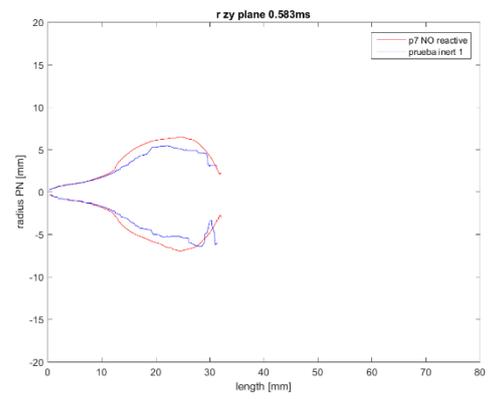
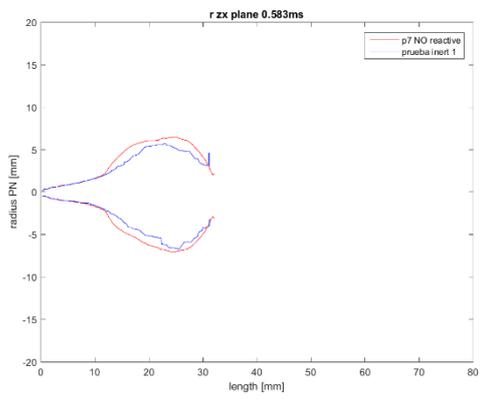
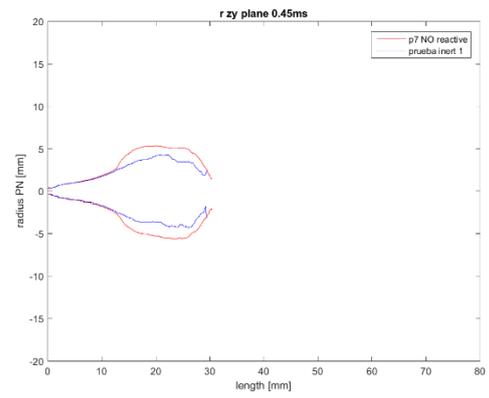
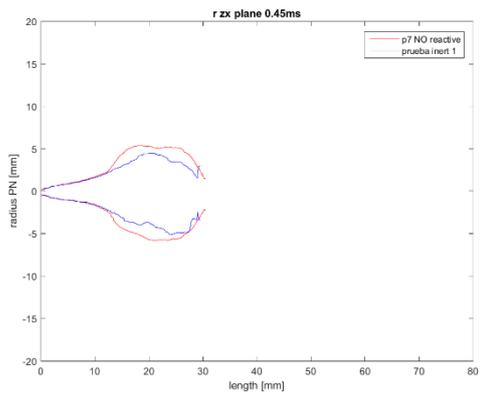
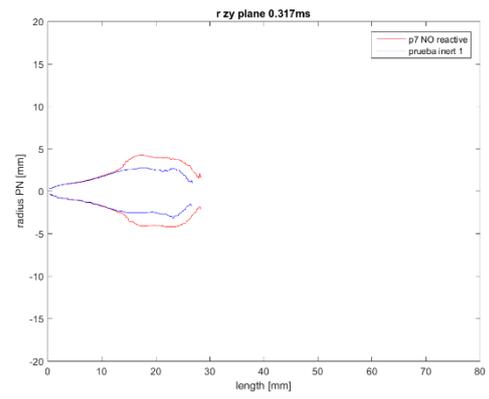
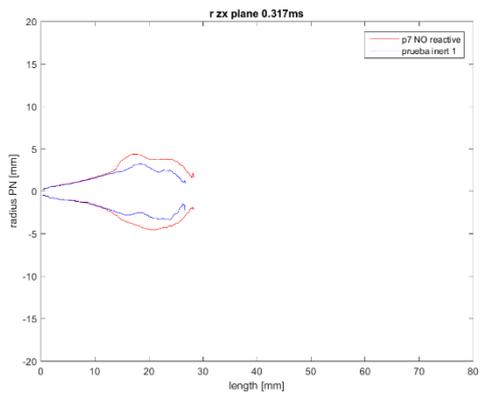
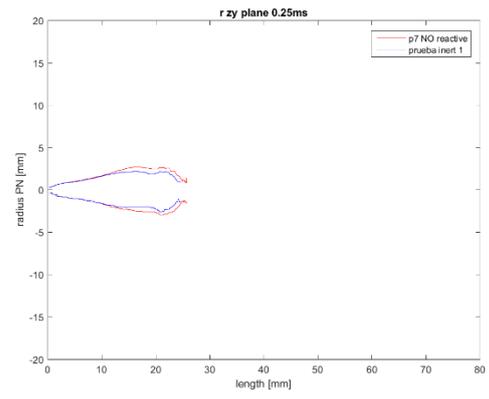
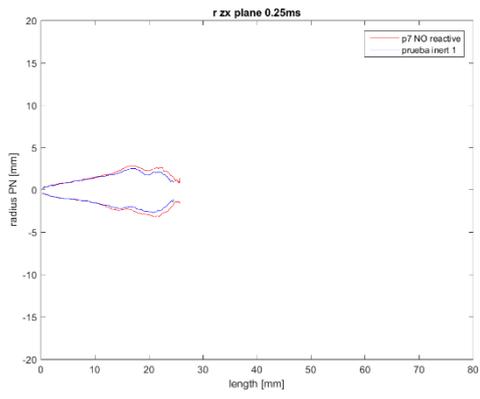
De este modo este comportamiento también debería ser extrapolable para el caso de las simulaciones, tendencia que sí se observa, pero en ninguno de los dos casos las curvas se ajustan a sus respectivas experimentales. Las curvas de las simulaciones reactiva e inerte presentan la misma tendencia, tienen una mayor pendiente en 0 y 0.5 ms, lo que implica una penetración más rápida que los casos experimentales, y a partir de este punto la penetración de experimental sobrepasa la calculada para ambos casos.

En cuanto a la longitud líquida, la gráfica muestra como apenas existe diferencia entre los valores calculados para las condiciones reactivas e inertes, validando el uso de los datos experimentales de longitud líquida medidos en condiciones inertes como base para comparar el ajuste de los modelos en reactivo e inerte debido a la poca diferencia existente.

A modo de resumen se puede afirmar que se ha conseguido captar la tendencia de las curvas experimentales de penetración de vapor con las simulaciones realizadas, ya que presentan el mismo comportamiento, pero aún se ha de realizar un ajuste más fino, sobretudo en la zona anterior a los 0.5 ms. Y la longitud líquida está ligeramente sobrestimada con un pico alrededor de los 0.15 ms que debe ser atenuado.

La tendencia observa en las curvas anteriores tiene que ser confirmada al comparar los radios de los chorros en los distintos casos. En el caso experimental no se tiene información al respecto de esta variable, pero sí que se ha realizado para las distintas configuraciones de las simulaciones. En la Figura 4.16 se muestra una serie comparativa con la evolución del perfil del chorro para el caso inerte (Caso inerte 1) en azul y el reactivo (Prueba SAGE phi 0.01) que se considera el caso base en rojo.





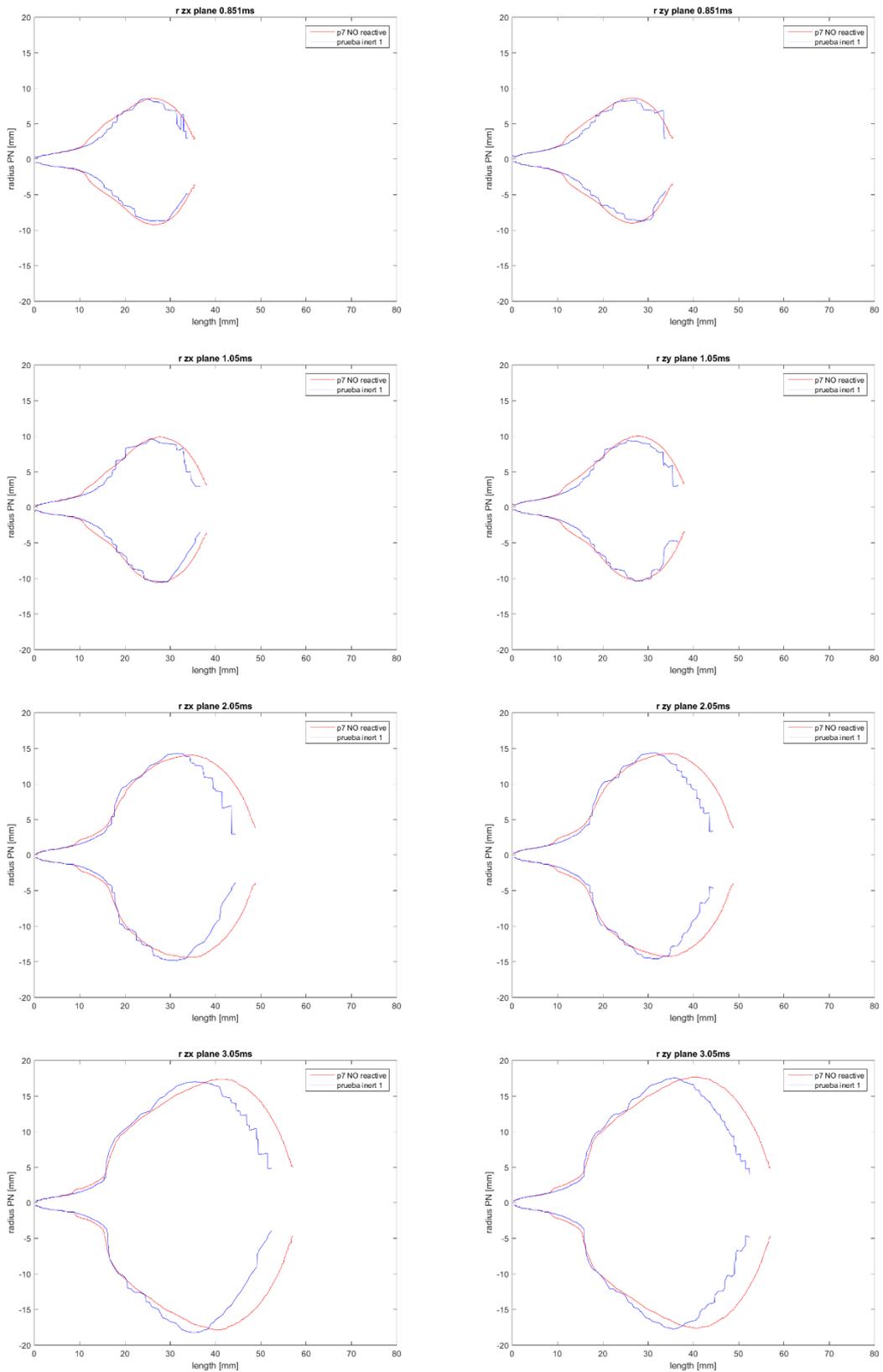


Figura 4.16 Comparativa perfiles radiales en los planos ZX y ZY de Caso inerte 1 y Caso reactivo base

En la Figura 4.16 se observa un comportamiento similar al que se tenía en la Figura 4.15, si bien es cierto que en esta secuencia se hace más patente la diferencia en la longitud

del chorro a medida que se incrementa el tiempo desde el inicio de inyección. En los primeros instantes, antes de alcanzar los 0.25 ms, tanto el chorro reactivo como el inerte presentan los mismos perfiles, alcanzado este punto comienza a aparecer una cierta diferencia entre ambos, ya que el reactivo comienza a tener una mayor longitud y anchura. Se puede ver que en la Figura 4.16 este comportamiento aparece en el mismo instante, pero para la penetración de vapor, esto es congruente pues ambas variables están relacionadas entre sí y se espera un comportamiento parecido.

A partir de 0.25 ms el chorro reactivo comienza a tener un mayor crecimiento transversal, manteniendo la misma velocidad de crecimiento longitudinal que el caso inerte hasta alcanzar 1ms aproximadamente, pasado este punto el crecimiento tanto transversal como longitudinal del chorro reactivo supera al inerte que queda engloba por completo por el reactivo. Del mismo modo que antes, estableciendo una comparación con la Figura 4.15 y la penetración de vapor, es en torno a 1 ms donde se produce un cambio en la pendiente de las curvas reactiva e inerte, siendo mayor a partir de este punto la del caso reactivo y obteniéndose por tanto una mayor penetración de vapor.

Por otro lado, se puede realizar una comparativa entre los perfiles radiales para los dos planos representados. Se ha representado a la izquierda el plano ZX y a la derecha el plano ZY, comparando instante a instante, se puede apreciar diferencias entre los trazados de los perfiles tanto para el caso inerte como para el reactivo, pero los valores máximos como el contorno general de las curvas se pueden considerar iguales, por lo que se ha decidido no mostrar de aquí en adelante la información de los perfiles radiales para ambos planos como ya se ha hecho con el lift-off debido a que se considera una información redundante.

4.3. ESTUDIO DEL CASO INERTE

Una vez se tiene una primera aproximación al modelo del motor en condiciones reactivas se ha utilizado esta configuración como punto de partida para el ajuste en profundidad de todos los parámetros de los modelos de la Simulación Base. Se ha procedido de esta forma pues al simular un caso inerte se reducen los tiempos de cálculo, lo que agiliza todo el proceso de ajuste, ya que se tienen que lanzar un gran número de simulaciones hasta conseguir la configuración óptima.

Esto se ha podido realizar gracias a que se dispone de los valores de penetración de vapor y de longitud líquida de ensayos experimentales realizados bajo condiciones nominales, pero inyectando en lugar de combustible, una especie no reactiva. El comportamiento de los modelos bajo estas condiciones para las variables que se han analizado es extrapolable al caso reactivo. De este modo se dispone de datos para

comparar el ajuste de los modelos de las simulaciones con los datos experimentales y estos ajustes para el caso inerte son válidos para el caso reactivo.

Para simular un caso inerte solo es necesario desactivar el módulo de combustión de Converge, de esta forma no tendrá en cuenta que el combustible reacciona con el medio, con el consiguiente aligeramiento en los cálculos que ello supone.

En los apartados siguientes se exponen todas las simulaciones realizadas hasta alcanzar una configuración del modelo que se ha considerado suficientemente ajustada, para posteriormente tomarla como base para la simulación en condiciones reactivas.

4.3.1. Caso inerte 2

Una vez se han seleccionado todos los modelos, el siguiente paso es ajustar los parámetros internos de dichos modelos hasta conseguir que las variables observadas en las simulaciones reproduzcan el comportamiento de las obtenidas a partir de los datos experimentales. Este trabajo conlleva mucho tiempo, pues para el cálculo de este tipo sistemas interviene una gran cantidad de modelos, cada uno de ellos con sus coeficientes internos, y muchos de ellos están relacionados entre sí.

Para agilizar este proceso, se estaba desarrollando en paralelo el ajuste de un modelo denominado Spray A, se trata de un problema mucho más sencillo de calcular que el caso de un motor debido a que la inyección se realizaba en un volumen a presión constante. Ello simplifica las dimensiones del dominio, la geometría y las condiciones en las que se realiza la inyección. En el presente trabajo no se va a profundizar en dicho modelo, pero se debe mencionar que para el ajuste utilizado en la Caso inerte 2 se han utilizado resultados y conclusiones obtenidas de los cálculos realizados sobre el modelo Spray A.

En la Tabla 4.8 se muestran todas las modificaciones realizadas en los parámetros de los modelos y submodelos, y los valores originales utilizados en el caso base (caso reactivo SAGE phi 0.01) y la Caso inerte 1.

Parámetro/Modelo	Caso	
	Caso inerte 1	Caso inerte 2
Parcel distribution	Cluster parcels near cone center	Distribute parcels evenly throughout cone
Injection drop distribution	None (based on nozzle size)	Constant (specified SMD)
Use a collision mesh	Disabled	Activated level 2
Model breakup length cons	99999	0.001
Total number of injected parcels	50000	1214170
Sauter mean diameter (SMD)	Disabled	8.2e-05 m
Circular injection radius	0.0 m	4.1e-05 m

Spray cone angle	9°	18°
Turbulence Model	RANS RNG k- ϵ	RANS Standard k- ϵ
C_{μ}	0.0845	0.09
Reciprocal TKE Prandtl	1.39	1.0
C_{ϵ_1}	1.42	1.52
C_{ϵ_2}	1.68	1.92
C_{ϵ_3}	-1.0	0.0
Reciprocal ϵ Prandtl	1.39	0.77
β	0.012	Disabled
η_0	4.38	Disabled

Tabla 4.8 Configuración del caso Caso inerte 2

Se debe mencionar que los valores de las constantes de los modelos en el Caso inerte 1 son lo que ofrece el programa por defecto, ya que en los casos anteriores al Caso inerte 2 solo se había realizado una primera aproximación, seleccionando los modelos y criterios por defecto sin profundizar en su configuración interna.

Una vez introducida esta nueva configuración se repite el proceso realizado en los otros casos, se obtienen los valores de longitud líquida y de penetración de vapor, ya que de lift-off no es posible al tratarse de un caso inerte, y se comparan con los valores experimentales y la Caso inerte 1.

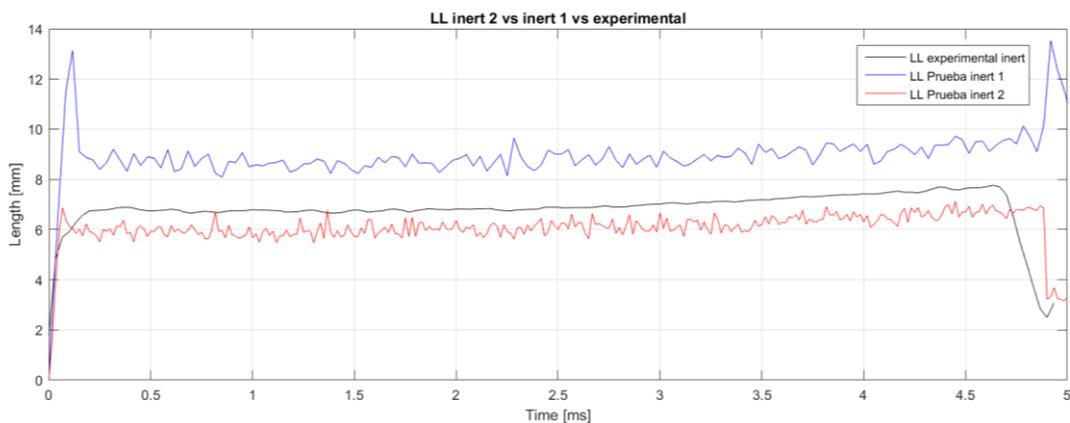


Figura 4.17 Comparativa de LL entre casos inertes 1 y 2, y experimental

Con la nueva configuración se ha producido un cambio muy significativo en la curva de longitud líquida, a simple vista en la Figura 4.17 se puede apreciar como el pico presente en los primeros instantes en la Caso inerte 1 casi desaparece completamente en la Caso inerte 2, además en el resto de tiempo que dura la inyección el error entre las dos curvas calculadas con respecto a la experimental es mucho menor para la Caso inerte 2. Así se puede afirmar que esta nueva configuración predice mucho mejor el comportamiento de la longitud líquida.

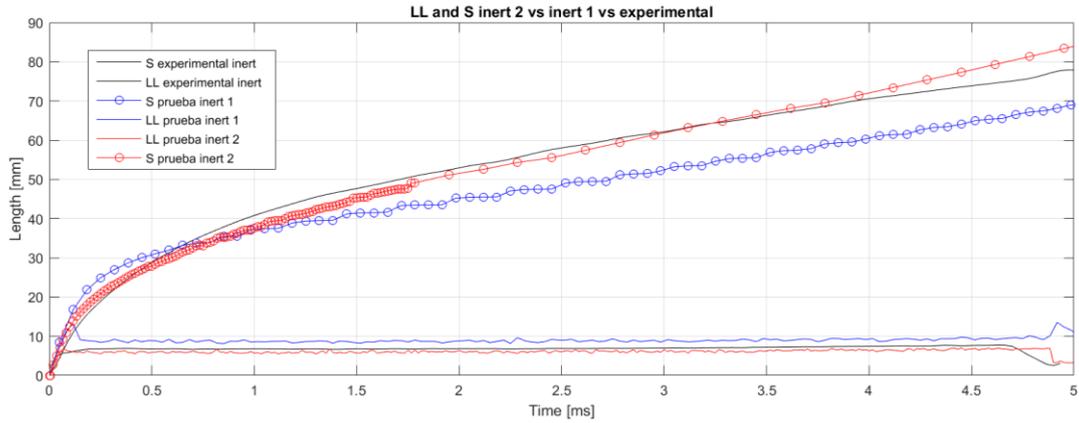
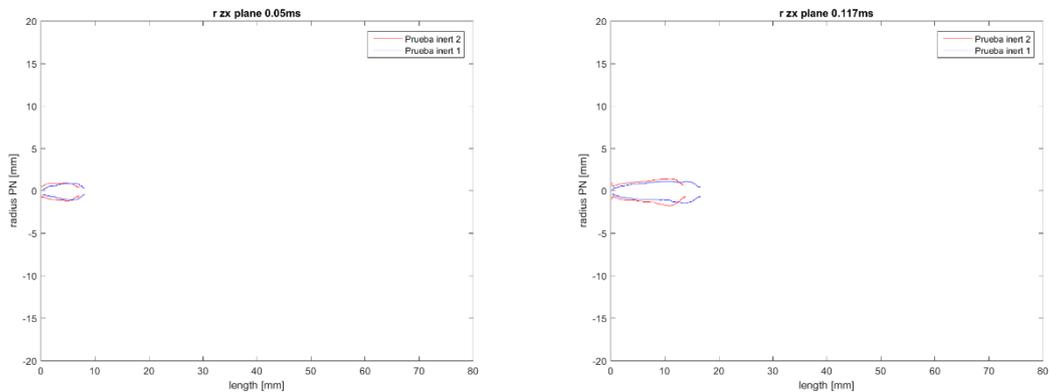


Figura 4.18 Comparativa de LL y S de los casos inerte 1 y 2, y experimental

En la Figura 4.18 se pone de manifiesto la mejora en el ajuste que se esperaba conforme a los resultados obtenidos para dicha configuración en el modelo Spray A. A la mejora antes mencionada para la longitud líquida en esta figura se observa un mejor ajuste de la curva de penetración de vapor. En el Caso inerte 2 se consigue reducir el error por exceso en los instantes iniciales, entre 0 y 0.5 ms, que se tenía en Caso inerte 1 y además se consigue una pendiente algo más similar a lo largo del tiempo restante, si bien es cierto que a partir de 3 ms el pequeño error por defecto en la pendiente de la curva de Caso inerte 2 cambia de sentido ya que la penetración de vapor calculada en este punto comienza a exceder los valores experimentales.

Este comportamiento se va a intentar mostrar de forma más clara y también a modo de constatación con la comparativa de los radios de Caso inerte 1 en azul y Caso inerte 2 en rojo.

Se va a hacer hincapié en las zonas donde se producen cambios de tendencia entre las curvas de penetración de vapor de ambos casos, de ahí que los instantes de tiempo mostrados no sean equidistantes entre ellos.



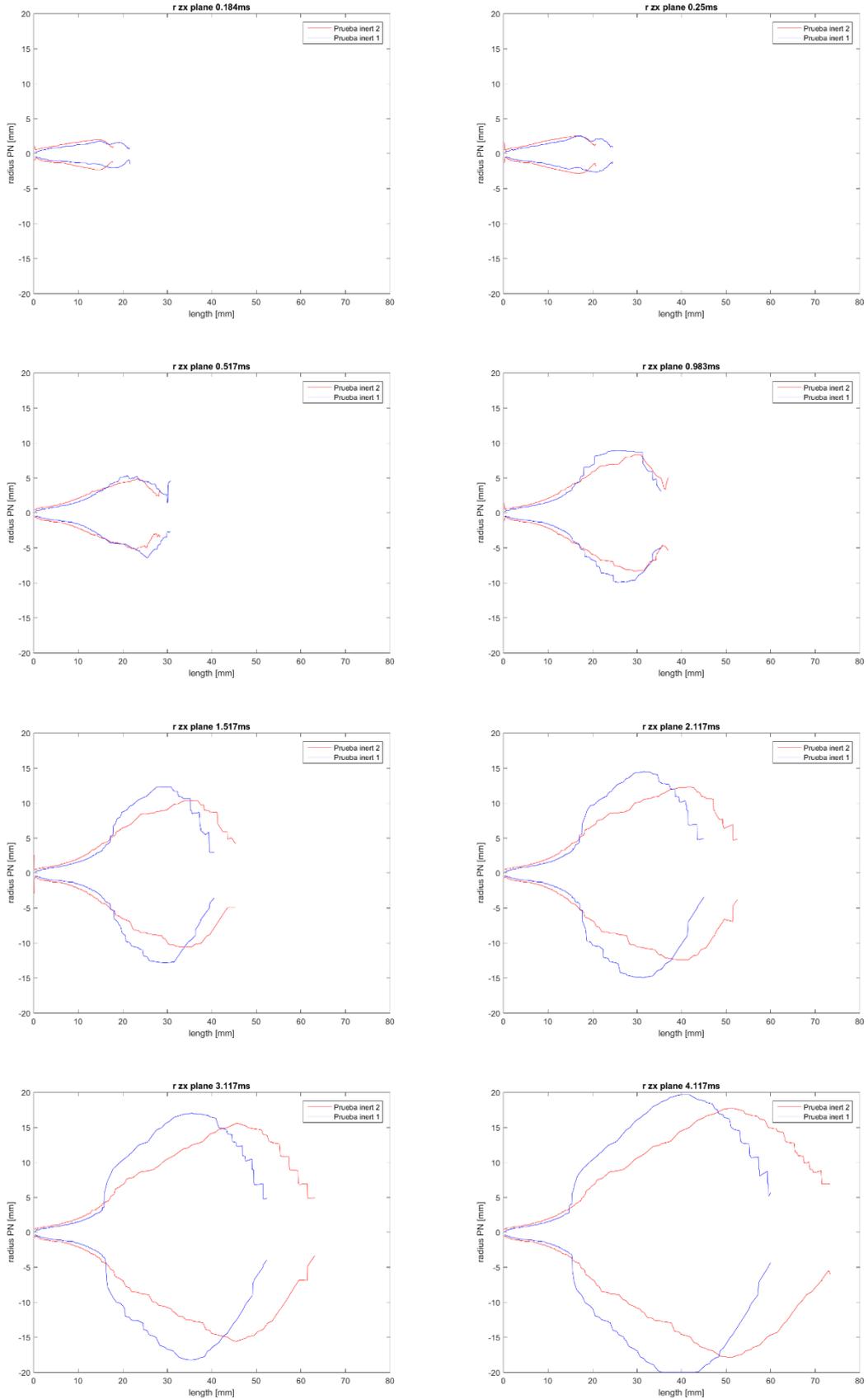


Figura 4.19 Comparativa perfiles radiales de Caso inerte 1 y Caso inerte 2

En la Figura 4.19 quedan patentes las tendencias que se observaban en las curvas de penetración de vapor de la Caso inerte 1 y la Caso inerte 2. Ya desde el inicio de inyección se comprueba como la longitud del chorro de Caso inerte 1 es mayor, este comportamiento se mantiene hasta entorno a los 0.5 o 0.6 ms donde los perfiles radiales de ambos casos se igualan. Este comportamiento coincide con el observado en la Figura 4.15 donde la penetración de vapor de Caso inerte 1 excede a la curva experimental y al Caso inerte 2 hasta los 0.6 ms donde se produce el cambio de tendencia y es la curva de Caso inerte 2 la que sobrepasa al Caso inerte 1, esta disposición se mantiene hasta el final de la inyección. Como es natural la misma tendencia se observa en los perfiles radiales, pero en este caso la mayor penetración del Caso inerte 2 se muestra a partir de 1 ms.

De este modo se puede concluir que la configuración de Caso inerte 2 ajusta mejor el modelo a los resultados experimentales. El siguiente paso será intentar depurar parte de los errores que aún presentan las curvas, principalmente la penetración de vapor y una vez conseguido esto, pasar al modelo con combustión.

4.3.2. Casos Inerte 3 Y Caso inerte 4

En el caso anterior se han modificados los coeficientes y parámetros internos de los modelos con el objetivo de mejorar el comportamiento de las variables analizadas. Una vez realizado esto otro punto de mejora es utilizar la capacidad que ofrece Converse para realizar refinamientos de malla por zonas, bien definiendo un volumen del dominio o bien limitando el gradiente de alguna variable para que se reduzca el tamaño de celda. Para tal fin Converse ofrece dos opciones el AMR y el *Embedding*, cuyo funcionamiento ya se comentó en el apartado 3.3.

En la Caso inerte 3 y Caso inerte 4 se van a utilizar ambas opciones para mejorar el cálculo de las variables en la zona donde incide el chorro, con ello se intenta mejorar el ajuste de las curvas que resultan de las simulaciones con respecto a las experimentales.

Por un lado, en la Caso inerte 3 sólo se añade una zona de *Embedding* fijo. Mientras que en la Caso inerte 4 a este *Embedding* se le añade una zona con un nivel mayor de AMR.

En la Tabla 4.9 se muestran las modificaciones realizadas en los parámetros de AMR y *Embedding* en Caso inerte 3 y Caso inerte 4. Cabe mencionar que estos parámetros se habían definido por primera vez en el caso base utilizando valores predefinidos por el software (combustión SAGE phi 0.01) y se habían mantenido para Caso inerte 1 y Caso inerte 2, y es ahora cuando se pasa a realizar un estudio en profundidad de los mismos

Variable		Caso		
		Caso inerte 2	Caso inerte 3	Caso inerte 4
AMR Velocity	Max. embedding	3	3	4
	Sub-grid criterion	1	1	1
	Timing control type	Permanent	Permanent	Permanent
AMR Temperature	Max. embedding	3	3	4
	Sub-grid criterion	2.5	2.5	2.5
	Timing control type	Permanent	Permanent	Permanent
AMR Species	Max. Embedding level	3	3	4
Fixed Embedding (1)	Entity tipe	Nozzle	Nozzle	Nozzle
	Mode	Sequential	Sequential	Sequential
	Scale	3	3	3
	Start time	-10°	-6°	-6°
	End time	10°	20°	20°
	Radius 1	0.001 m	0.001 m	0.001 m
	Radius 2	0.003 m	0.005 m	0.005 m
	Length	0.02 m	0.01 m	0.01 m
Fixed Embedding (2)	Entity tipe	-	Cylinder	Cylinder
	Mode	-	Sequential	Sequential
	Scale	-	1	1
	Start time	-	-6°	-6°
	End time	-	20°	20°
	Cylinder center 1	-	0;0;0 m	0;0;0 m
	Cylinder center 2	-	0;0;0.095 m	0;0;0.095 m
	Cylinder radius 1	-	0.03 m	0.03 m
	Cylinder radius 2	-	0.03 m	0.03 m

Tabla 4.9 Configuración de AMR y Fixed Embedding de caso Base, Caso inerte 3 y Caso inerte 4

Una vez definidos los nuevos valores del AMR y el *Fixed Embedding* tal y como se detallan en la Tabla 4.9 se procede a comparar los resultados obtenidos para Caso inerte

3 y Caso inerte 4 con los que ya se han mostrado de Caso inerte 2 y los valores experimentales.

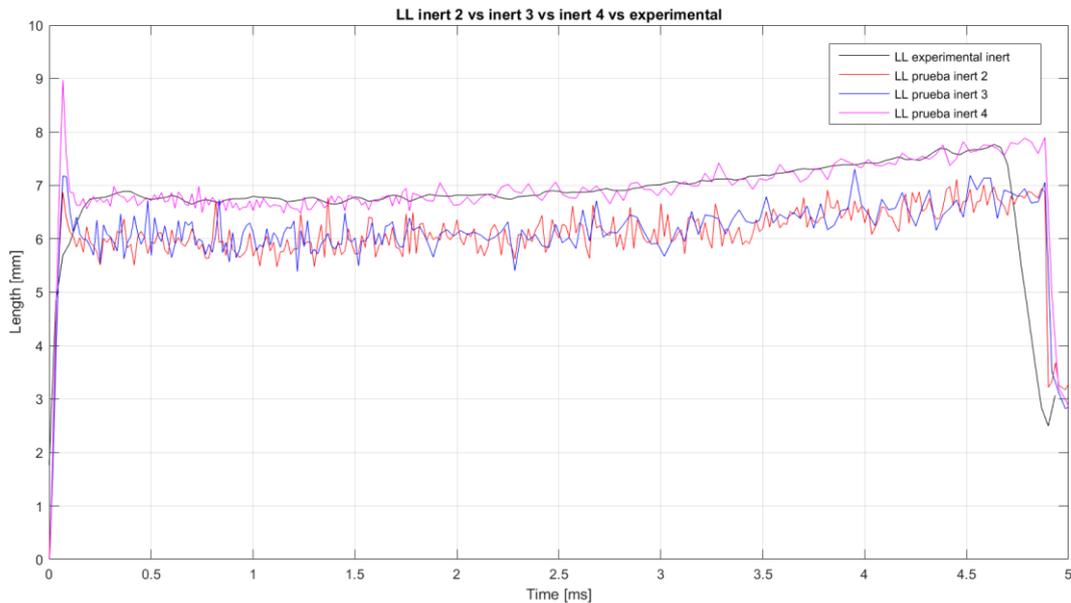


Figura 4.20 Comparativa LL casos Caso inerte 2, 3 y 4, y experimental

En la Figura 4.20 se muestra la evolución de la longitud líquida de los tres casos calculados comparados con la curva experimental. De esta gráfica se puede extraer que la configuración utilizada para Caso inerte 4 ajusta a la perfección la curva experimental. Salvo en el instante inicial en el que vuelve a aparecer un pico de 9 mm, aunque de menor magnitud que en Caso inerte 1 (13 mm), y en la zona final alrededor donde ninguno de los casos calculados ajusta el descenso de la curva con precisión.

De este modo se puede confirmar que el caso cuya configuración ajusta mejor el comportamiento de la longitud líquida es la Caso inerte 4. Otro punto importante a destacar es que el uso del *Fixed Embedding* en forma de cilindro y del incremento del tamaño del cono del *Fixed Embedding* original parece no tener apenas influencia en los resultados obtenidos, pues las curvas de Caso inerte 2 y Caso inerte 3 se pueden considerar prácticamente iguales. Por tanto, es el uso del AMR lo que ha aumentado la precisión del cálculo.

El siguiente paso es comparar las curvas de penetración de vapor para los casos antes citados con la curva experimental.

Nótese que en la Figura 4.21 para facilitar la visualización de las líneas se han eliminado los marcadores utilizados en las curvas de penetración de vapor debido a que en este caso estas se superponen y dificultaban su correcta lectura.

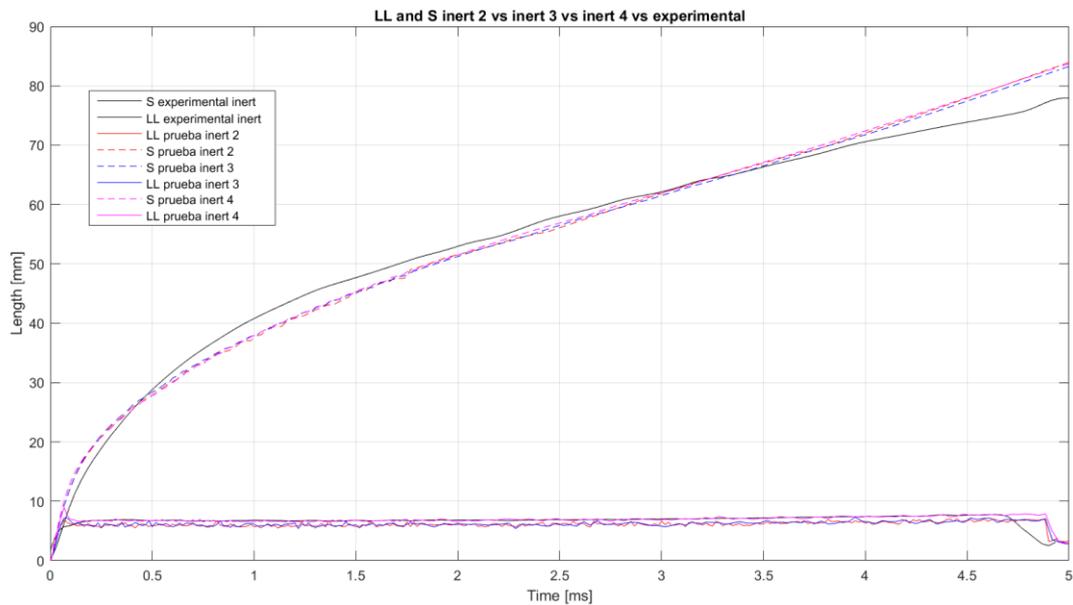
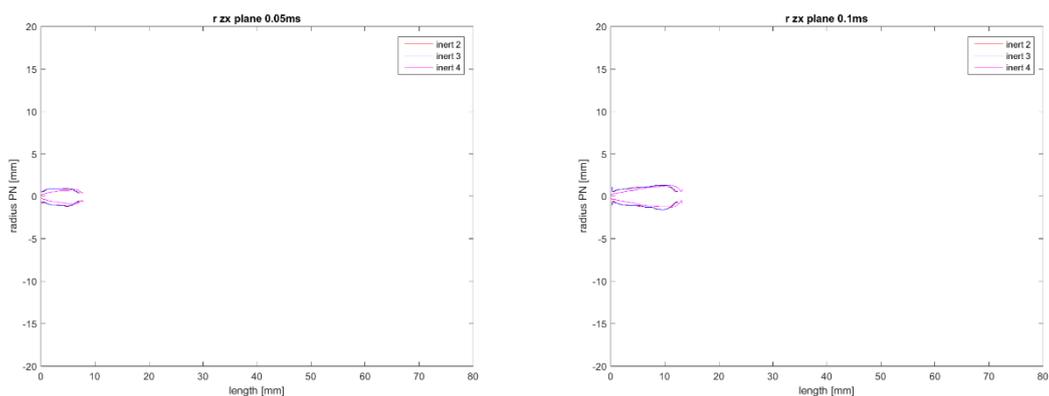


Figura 4.21 Comparativa de LL y S de los casos inerte 2, 3 y 4, y experimental

La Figura 4.21 revela que en lo que respecta a la penetración de vapor apenas existen diferencias entre los casos analizados. Aunque se puede apreciar que la curva de penetración de vapor de Caso inerte 4 (magenta) difiere ligeramente en algunas zonas de las de los Caso inerte 2 y Caso inerte 3, las diferencias son nimias. Por tanto, no se puede concluir con esta información cuál de los casos presenta un mejor comportamiento de la curva de penetración de vapor con respecto a la experimental.

Para intentar visualizar mejor los posibles efectos de las distintas configuraciones por último se procede a realizar una comparación de los perfiles radiales.



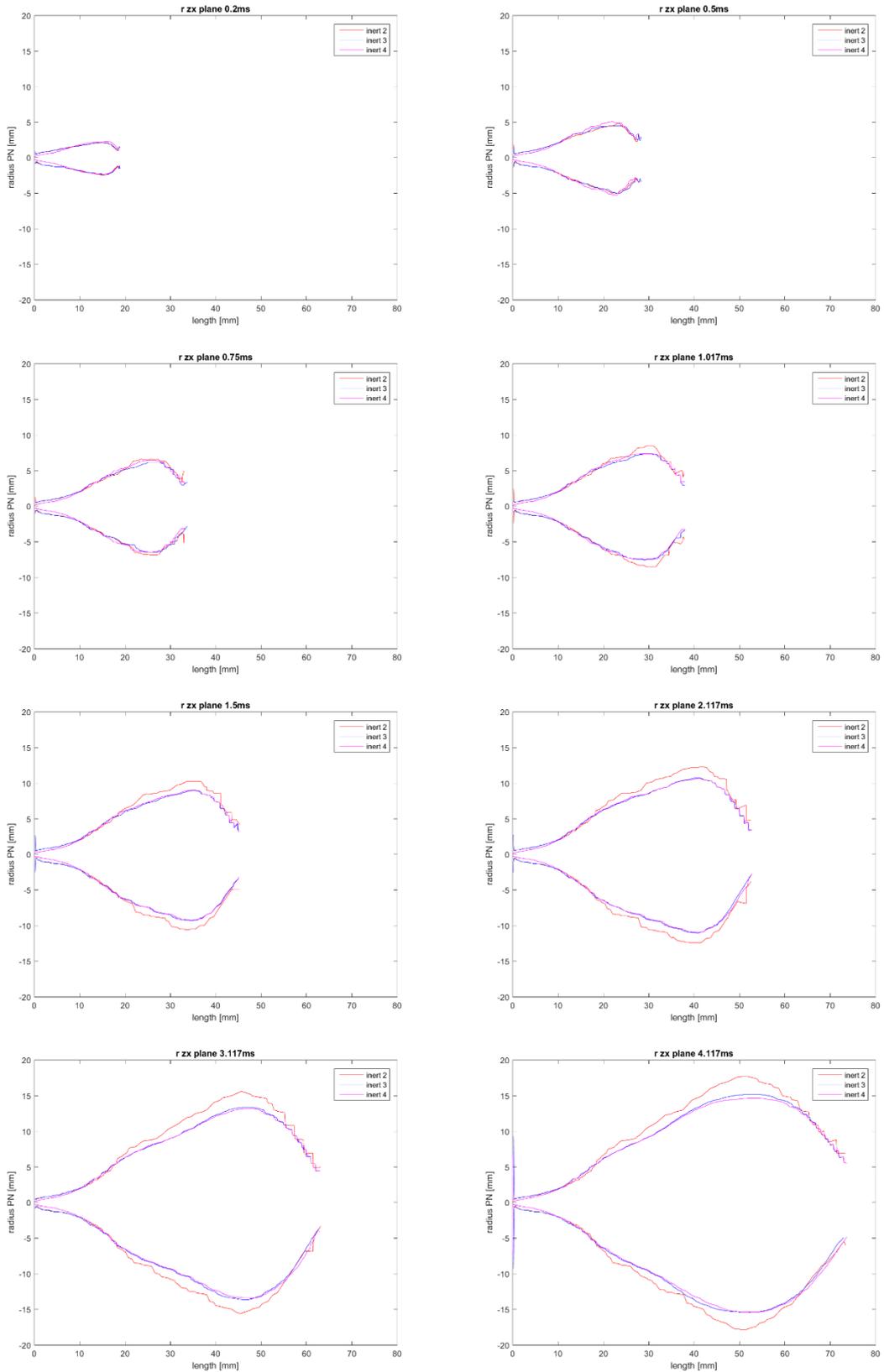


Figura 4.22 Comparativa perfiles radiales de Caso inerte 2 y Caso inerte 3 y Caso inerte 4

Visualizando la secuencia mostrada en la Figura 4.22 se puede observar como al inicio de la inyección los perfiles de los tres casos casi se superponen, pero a medida que

el chorro va creciendo el perfil de Caso inerte 2 presenta una mayor anchura, mientras Caso inerte 3 y Caso inerte 4 continúan presentando un comportamiento casi idéntico. Esta tendencia se inicia a partir de 1 ms y se mantiene hasta el final. Es importante destacar que tal y como se aprecia en la Figura 4.21 la penetración de vapor de las tres simulaciones es prácticamente la misma y aquí esto también queda patente pues la longitud máxima del chorro en dirección longitudinal es prácticamente la misma para los tres casos.

Se puede concluir teniendo en cuenta las tres figuras anteriores que la configuración que representa mejor las variables que se están analizando, LL y S, es la de Caso inerte 4.

4.4. ESTUDIO DE LOS CASOS REACTIVOS

Una vez realizados los ajustes necesarios en los modelos y sub-modelos para el caso inerte se utiliza este como caso base para realizar los cálculos en condiciones reactivas. Tal y como ya se ha dicho, para realizar los casos en inerte bastaba con desactivar el módulo de combustión en Converge, así pues, para el cálculo de los casos reactivos se debe volver a habilitar.

En este apartado se van a exponer una serie de cálculos en condiciones reactivas, estos se han realizado debido a que se tienen, además de los ya mencionados resultados en condiciones inertes y reactivas nominales, una serie de datos experimentales correspondientes a distintas condiciones de temperatura dentro del cilindro. Por tanto, se dispone de otros datos experimentales en condiciones distintas para validar la configuración de los modelos y poder verificar que ofrecen resultados precisos bajo distintas condiciones de ensayo.

4.4.1. Caso nominal (NO)

Para este caso se toma directamente la configuración utilizada en Caso inerte 4 y se activa el módulo de combustión. Se debe seleccionar el modelo de combustión y una serie de parámetros para configurar la opción *Multizone*, esto ya se realizó en el apartado 4.2.3, y se han mantenido los criterios. Las condiciones de contorno para este caso son la nominales, también ya definidas con anterioridad en el apartado 4.2.

En las tablas 4.10 a 4.12 se recogen a modo de resumen de todos los modelos y valores utilizados en esta simulación.

Temperatura de la culata	360.995 K
Temperatura del cilindro	344.537 K
Temperatura del pistón	367.491 K
Temperatura al cierre de lumbreras	407.326 K
Presión al cierre de lumbreras	2.499 bar
Presión máxima en el cilindro	57.466 bar
Ratio de compresión	15.60547

Tabla 4.10 Condiciones Nominales (NO)

Ecuación de estado	Redlich-Kwong
Temperatura crítica	133 K
Presión crítica	3.77e6 Pa
Número de Prandlt	0.9
Número de Schmidt	0.78
Distribución de gotas	None
Dispersión turbulenta	O'Rourke model
Modelo de evaporación de gotas	Frossling Model
Modelo de colisión	NTC collision
Modelo de arrastre de gotas	Dynamic drop drag
Modelo de interacción spray-pared	Robound/Slide
Modelo de inyección	KH-RT
Coefficiente de descarga	0.9
Número de parcels inyectados	50.000
Temperatura del combustible	383 K
Modelo de combustión	SAGE Coef.T ^a 5K phi 0.01
Parcel distribution	Distribute parcels evenly throughout cone
Injection drop distribution	Constant (specified SMD)
Use a collision mesh	Activated level 2
Model breakup length cons	0.001
Total number of injected parcels	1214170
Sauter mean diameter (SMD)	8.2e-05 m
Circular injection radius	4.1e-05 m
Spray cone angle	18°
Turbulence Model	RANS Standard k-ε
C _μ	0.09
Reciprocal TKE Prandtl	1.0
C _{ε₁}	1.52
C _{ε₂}	1.92
C _{ε₃}	0.0
Reciprocal ε Prandtl	0.77
β	Disabled
η ₀	Disabled

Modelo de transferencia de calor	O'Rourke + Base distance to wall
Criterio de cálculo de LL	95%
Malla base	2 mm

Tabla 4.11 Configuración de los modelos

AMR Velocity	Max. embedding	4
	Sub-grid criterion	1
	Timing control type	Permanent
AMR Temperature	Max. embedding	4
	Sub-grid criterion	2.5
	Timing control type	Permanent
AMR Species	Max. Embedding level	4
Fixed Embedding (1)	Entity tipe	Nozzle
	Mode	Sequential
	Scale	3
	Start time	-6°
	End time	20°
	Radius 1	0.001 m
	Radius 2	0.005 m
	Length	0.01 m
Fixed Embedding (2)	Entity tipe	Cylinder
	Mode	Sequential
	Scale	1
	Start time	-6°
	End time	20°
	Cylinder center 1	0;0;0 m
	Cylinder center 2	0;0;0.095 m
	Cylinder radius 1	0.03 m
	Cylinder radius 2	0.03 m

Tabla 4.12 Configuración Fixed Embedding y AMR

Una vez definidos todos los modelos y constantes, se va a proceder al análisis de los resultados obtenidos en la Caso nominal, para ello se compararán LL, S y LOL de los casos Base y Caso nominal con los resultados experimentales para las condiciones reactivas nominales.

Nótese que al tratarse de un caso reactivo ya se puede obtener de nuevo el lift-off (LOL), además se compararán todas las variables sobre la misma gráfica.

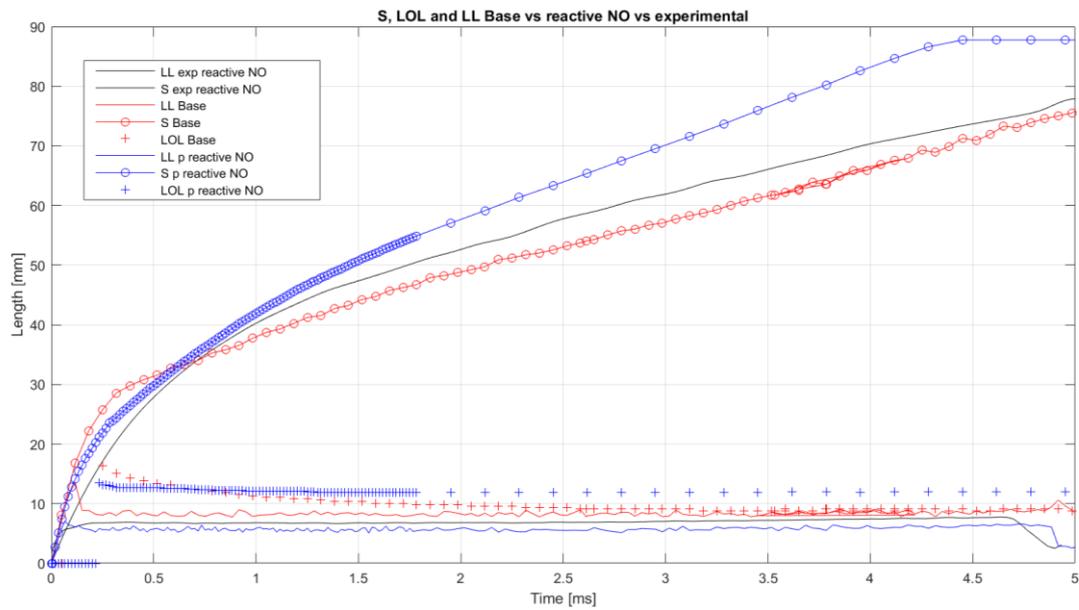
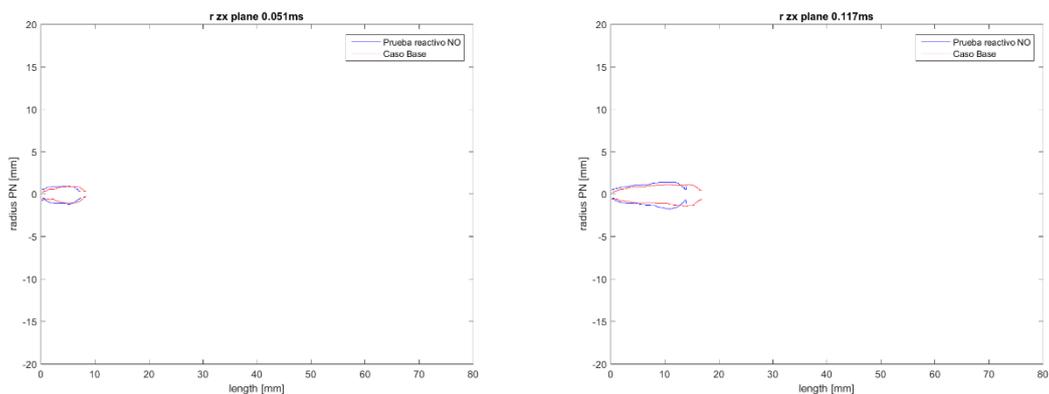


Figura 4.23 Comparativa S, LL y LOL casos Base, Caso nominal y experimental reactivo NO

En la Figura 4.23 se puede ver como la longitud líquida para Caso nominal se aproxima mucho más que en el caso Base a la experimental. También es mejor el ajuste que presenta de la curva de penetración de vapor desde 0 a 1.5 ms en el Caso nominal, pero a partir de ese punto es incapaz de seguir la curva experimental y es el caso Base el que presenta un mejor comportamiento a partir de dicho punto. Con respecto el lift-off teniendo en cuenta que el valor experimental medio es de 14 mm se puede afirmar que el Caso nominal igualmente presenta un mejor ajuste.

Al igual que en los otros casos se van a comparar los perfiles radiales. A continuación, se muestra la comparativa entre el caso Base y Caso nominal.



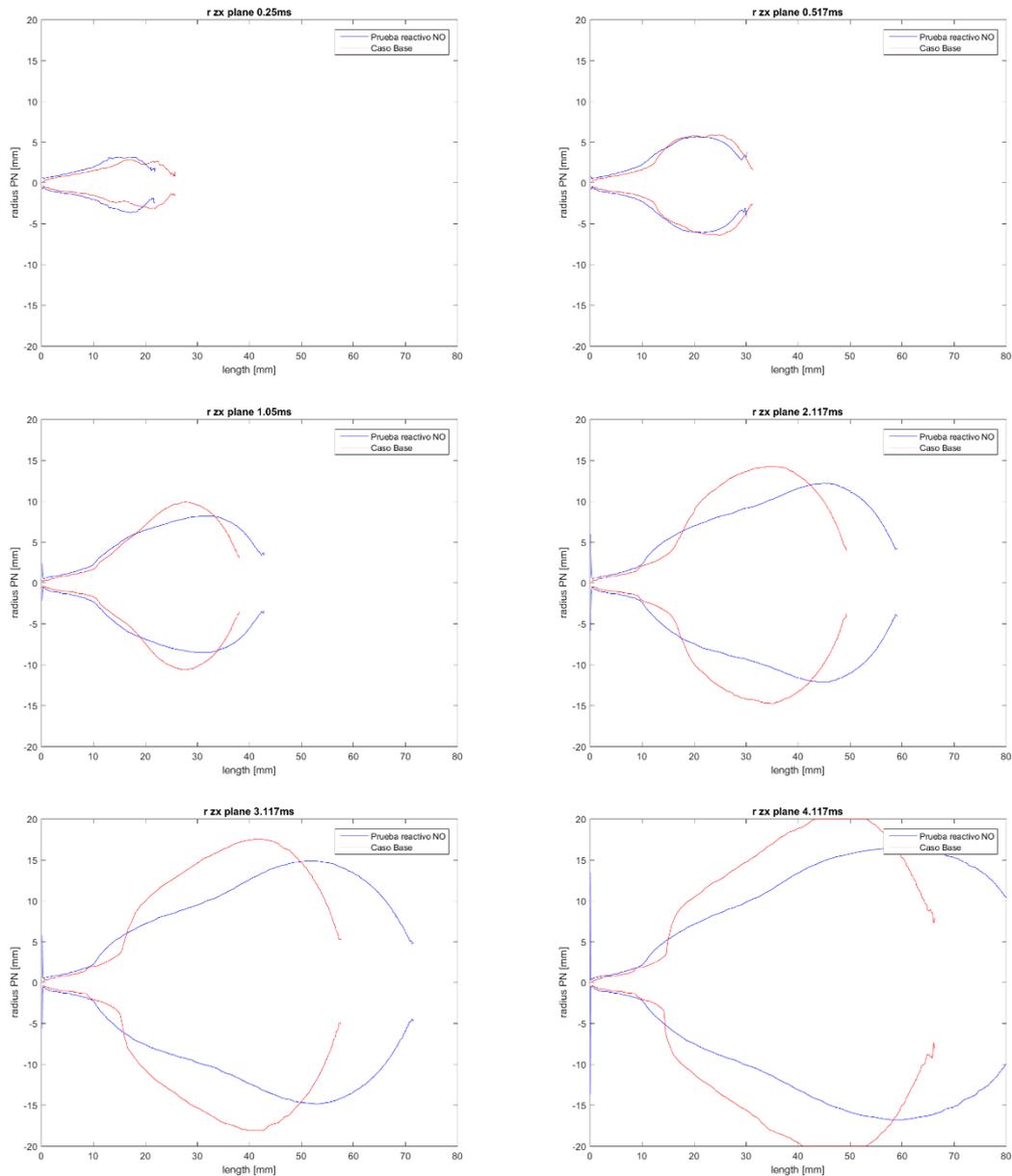


Figura 4.24 Comparativa perfiles radiales de caso Base y Caso nominal

Los perfiles radiales representados en la Figura 4.24 ponen de manifiesto como en los instantes iniciales, inferiores a 0.5 ms, la línea azul que representa a la Caso nominal tiene una menor longitud que la roja del caso Base, en esta zona el ajuste de la curva experimental por parte de Caso nominal es mayor. A partir de 0.5 ms, se cruzan ambas curvas, Figura 4.23, lo que implica que la longitud de ambos chorros es la misma y esto queda patente en la Figura 4.24 en la gráfica correspondiente a este tiempo. Es a partir de este punto cuando Caso nominal presenta un mayor crecimiento y es incapaz de seguir la tendencia de la curva experimental, en esta zona es la configuración Base la que presenta un mejor comportamiento.

De lo anteriormente expuesto se puede extraer que la configuración de Caso nominal tiene una mayor precisión en el cálculo de la longitud líquida y con respecto a la

penetración de vapor aporta una mejoría por debajo de los 0.5 ms. Por tanto, se debe mejorar el ajuste en esa zona.

4.4.2. Variación de la temperatura en el cilindro

Para terminar el conjunto de casos analizados en este Trabajo Final de Máster, se ha realizado en análisis comparativo de tres configuraciones distintas. Para ello se han tomado los resultados experimentales y se han comparado con los obtenidos en las simulaciones para cada uno de los casos.

Cada una de las pruebas analizadas tiene distintas condiciones de ensayo, estas se han introducido como condiciones de contorno e inicialización en Converge, ya que el resto de parámetros geométricos, modelos y variables de modelos se deben mantener debido a que solo se han variado las condiciones ambientales en el interior del motor.

Para cada uno de los casos se muestran en la tabla que sigue las distintas condiciones de ensayo.

Variable	Caso		
	LT1500	MT1500	SA1500
T ^a Culata (K)	356.0	359.2	362.9
T ^a Cilindro (K)	342.8	343.8	345.0
T ^a Pistón (K)	360.0	365.2	370.1
T ^a Cierre de Lumbreras (K)	350.3	380.2	419.9
P Cierre de lumbreras (bar)	2.3	2.5	2.7
P Máxima en el cilindro	50.1	53.6	58.6
Ratio de compresión	15.6	15.6	15.6

Tabla 4.13 Condiciones de contorno para LT, MT y SA

Como se muestra en la Tabla 4.13, se trata de casos en los que cambia la temperatura en el cilindro, habiéndose modificado la presión en cámara para que la densidad del aire sea aproximadamente la misma, siendo LT el caso con menor temperatura, MT el caso de temperaturas intermedias y por último SA en caso que presenta una mayor temperatura.

Seguidamente además de comparar cada uno de los tres casos calculados con sus homólogos experimentales, también se va a realizar una comparación entre los mismos casos experimentales con la intención de mostrar cómo afecta la variación de temperatura y por ende la presión en el interior del cilindro al proceso de inyección y combustión. Al igual que se ha hecho en apartados anteriores las variables graficadas son LL, S y LOL.

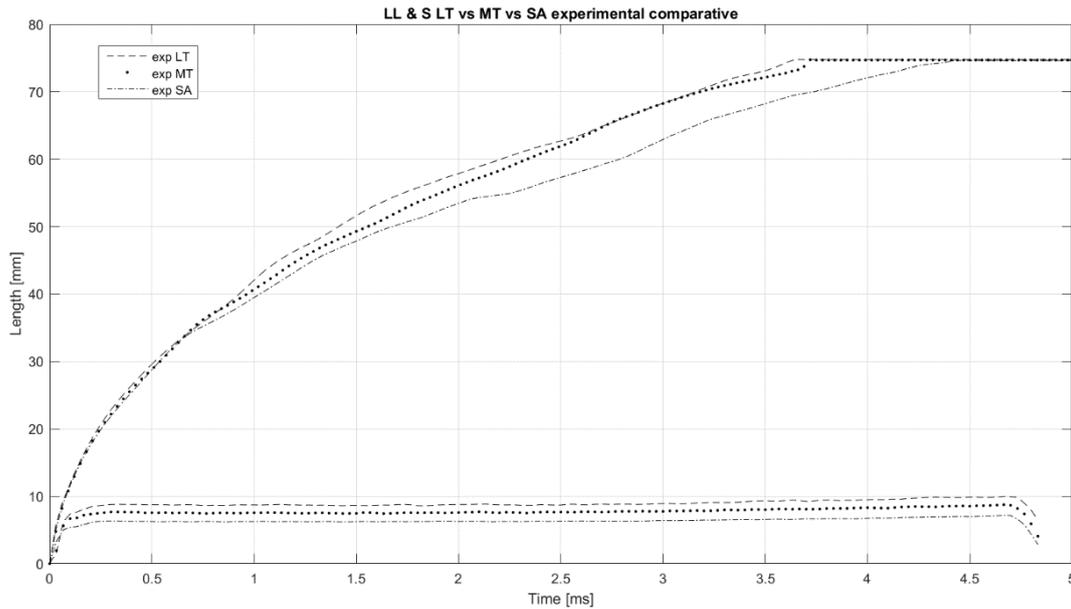


Figura 4.25 Comparativa LL y S de casos experimentales LT, MT y SA

Las principales características a destacar de las curvas de la Figura 4.25 son: con respecto a la penetración de vapor, se observa como por debajo de los 0.75 ms las curvas se superponen casi completamente y a partir de este instante se comienzan a separar mostrando una mayor velocidad de penetración el caso con menor temperatura (LT), seguido de MT y por último SA; con respecto a la longitud líquida sucede algo parecido, a medida que se aumenta la temperatura esta disminuye, esto se debe a que se evapora más rápido el combustible en un medio con mayor temperatura.

Véase si sucede lo mismo en el caso de las simulaciones realizadas.

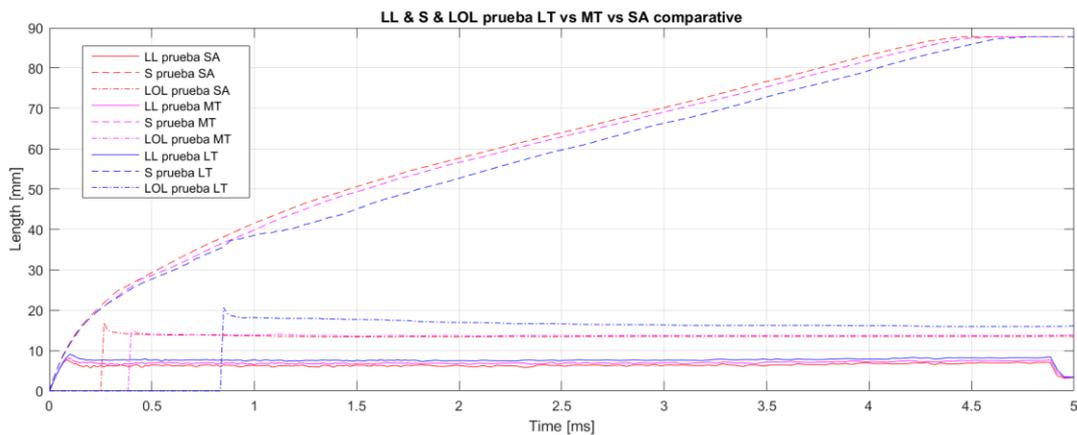


Figura 4.26 Comparativa LL , S, LOL de las pruebas LT, MT y SA

En la Figura 4.26 se aprecia una tendencia en la penetración de vapor totalmente opuesta a la vista en la Figura 4.25, es decir, las simulaciones indican que a mayor

temperatura mayor velocidad de penetración de vapor mientras que los datos experimentales tal y como se ha visto muestran todo lo contrario.

En cambio, al comparar la tendencia vista para la longitud líquida entre ambas figuras si se observa el mismo comportamiento, a menor temperatura mayor es la longitud líquida.

En la Tabla 4.14 se comparan los valores del lift-off obtenidos experimentalmente con los obtenidos en las simulaciones.

	LT	MT	SA
Experimental	20.36 mm	14.66 mm	13.97 mm
CFD	17.50 mm	13.90 mm	13.80 mm

Tabla 4.14 Comparativa LOL experimental vs simulaciones

Para lift-off es curioso observar, tal y como se muestra en la Tabla 4.14, el comportamiento que tiene, pues a menor temperatura mayor es la longitud de este, lo que indica que la base de la llama está más alejada del inyector. Esto se debe comportamiento se pone de manifiesto tanto en los resultados experimentales como en las simulaciones.

Ahora se va a proceder a comparar cada una de las pruebas con su respectivo ensayo experimental, Figura 4.27 a 4.29, para de esta forma determinar bajo qué circunstancias la configuración tomada de Caso nominal ajusta mejor el comportamiento de las variables.

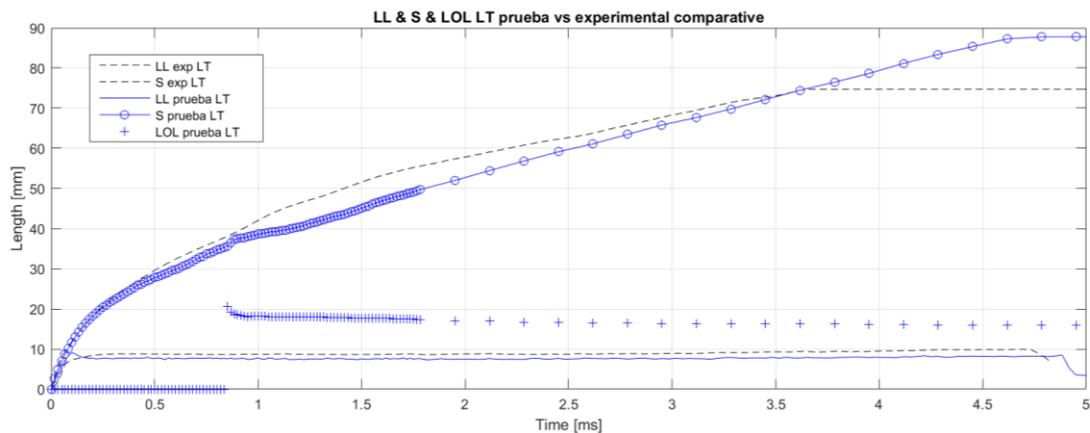


Figura 4.27 Comparativa LL y S entre prueba LT y exp. LT

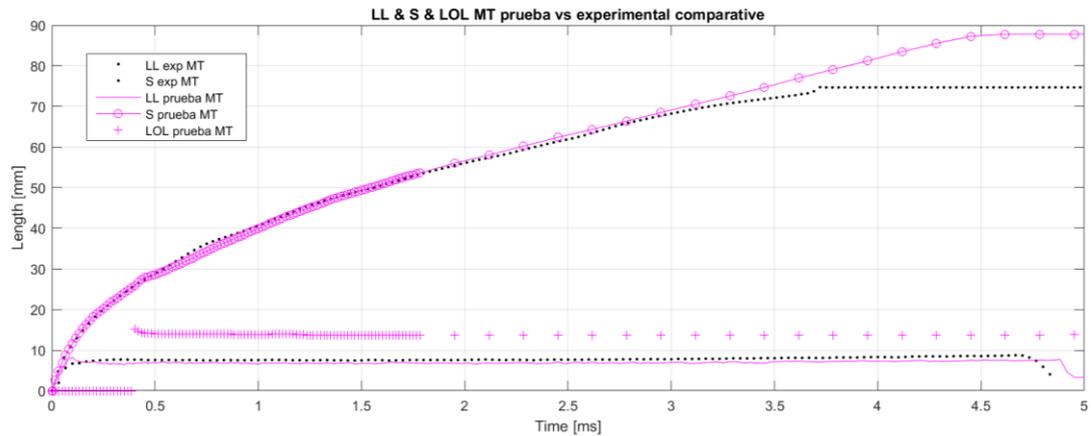


Figura 4.28 Comparativa LL y S entre prueba MT y exp. MT

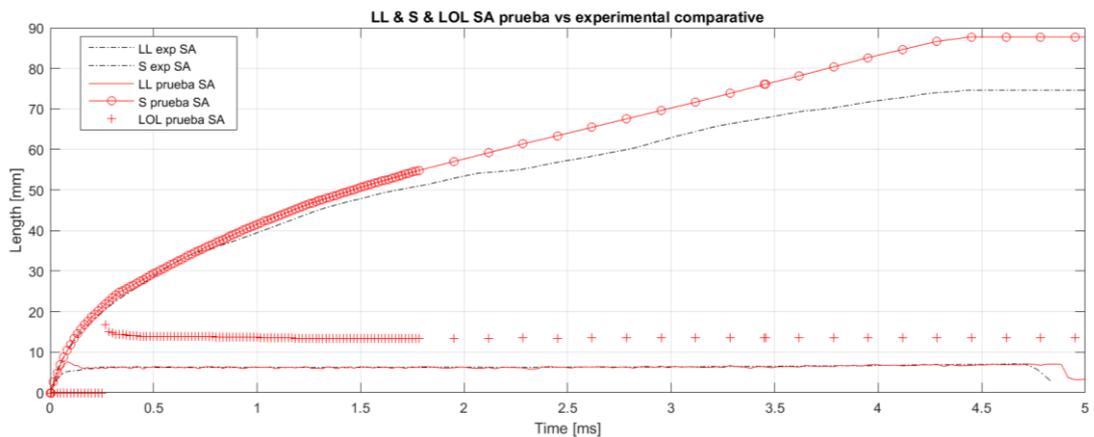


Figura 4.29 Comparativa LL y S entre prueba SA y exp. SA

Observando las tres figuras anteriores se pone de manifiesto como la penetración de vapor para el caso MT se ajusta mucho más a la experimental en tales condiciones, tanto si se compara con lo que sucede en los casos LT y SA como con Caso nominal. Sin embargo, aún es incapaz de seguir la curva experimental a partir de los 3 ms, en el tramo final.

Mientras es en el caso SA donde se produce un mejor ajuste de la longitud líquida, aunque aparece un pico en el inicio sensiblemente mayor que en los otros casos. Cabe decir que en los otros dos casos las simulaciones predicen bastante bien el comportamiento en los casos experimentales.

En cuanto al lift-off se observa que en el caso LT el valor calculado se encuentra algo por debajo del experimental, en torno a 3 mm. Mientras que para los casos MT y SA el ajuste es mejor, sobre todo para el caso SA donde apenas existe diferencias.

De lo visto anteriormente se puede concluir que, aunque para el caso MT1500 la configuración del modelo consigue unos buenos resultados, aún se debe mejorar la puesta

a punto de este, ya que no ofrece un buen ajuste bajo las distintas condiciones de contorno.

4.5. CONCLUSIONES

Para finalizar el apartado se exponen las distintas conclusiones a las que se ha llegado tras el análisis detallado de los resultados expuestos a lo largo del mismo.

Una vez definido el punto de partida para comenzar la selección y ajuste de los parámetros y modelos. En primer lugar, se ha procedido a la selección del modelo de transmisión de calor, la definición del criterio de longitud líquida y a la selección del modelo de combustión, en este orden. Alcanzado este punto se hecho patente que el ajuste de los coeficientes de los modelos se debe realizar de una forma que reduzca los tiempos de cálculo. Por lo que la única alternativa viable que no altera de forma excesiva el comportamiento de las variables es el uso de un modelo inerte, además de que se dispone datos para este caso.

La definición del caso inerte se puede realizar de forma muy fácil tomando como referencia el caso de partida y desactivando el módulo de combustión. Al realizar esto se ha obtenido un caso inerte, pero este continúa mostrando los mismos defectos en el seguimiento de las variables analizadas que su homólogo reactivo. Por ellos se ha hecho necesario uso de un ajuste, el cual ha partido de un modelo denominado Spray A desarrollado en paralelo a este. Las modificaciones realizadas tomando como referencia el caso Spray A han abarcado gran parte de los coeficientes de los submodelos del caso inerte y ha dado lugar a unos resultados que presentan una gran mejoría en el ajuste de las variables.

Para intentar mejorar los resultados obtenidos con el Caso inerte 2 se han realizado dos simulaciones, una de ellas incrementando el nivel de *embedding* en la zona alrededor del chorro y otras añadiendo a esta última un incremento en el nivel de AMR en todo el dominio. En el primero de los casos no se ha mostrado ninguna mejora considerable, en cambio para el segundo sí que aparece una pequeña mejora en la predicción del comportamiento de la longitud líquida, aunque esta no ha sido de la magnitud de la obtenida con el Caso inerte 2 con respecto al Caso inerte.

La configuración del Caso inerte 4 es la que se ha tomado como base para volver a simular en condiciones reactivas, pues se considera que es necesario un mallado más fino en las proximidades del chorro y durante el tiempo que dura la inyección debido a la complejidad de la cinética química. Al utilizar esta configuración se ha obtenido mejores resultados en la zona próxima al inicio de inyección, por debajo de 1 ms, para la penetración de vapor, donde la curva es más pronunciada; pero a partir de este punto el

modelo se comporta peor que en el caso de partida. Comparativamente el Caso inerte 4 presentaba un mejor ajuste con su homólogo experimental con los que respecta a la penetración de vapor. Por otro lado, tanto la longitud líquida como el lift-off se puede considerar que han mejorado con respecto al caso de partida.

Los análisis de los casos correspondientes al barrido de temperatura han arrojado unos resultados en los que claramente se ha puesto de manifiesto que el modelo aún tiene un amplio margen de mejora, pues sólo funciona de forma correcta en el caso de media temperatura (MT) para las variables analizadas. Tanto para el caso SA como para LT el comportamiento sobretodo de la penetración de vapor presenta problemas similares a los vistos en el Caso Nominal.

De lo expuesto en anteriormente se puede afirmar que el modelo a pesar de presentar un buen ajuste de las variables en condiciones inertes, presenta problemas para las condiciones reactivas, principalmente para el seguimiento de la curva de penetración de vapor. Además, se observa que la curva de penetración de vapor es más sensible al cambio de las condiciones en el interior de cilindro que la longitud líquida que presenta un mejor comportamiento al igual que el lift-off, pues la configuración de los modelos utilizada parece ajustar mejor esta variable.

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS FUTURAS

5.1. CONCLUSIONES

En este capítulo se exponen las conclusiones más relevantes derivadas de los resultados de los distintos casos estudiados y de los distintos estudios e investigaciones a realizar en relación con el ajuste del modelo CFD del motor experimental sobre el que se ha fundamentado el presente proyecto.

Como se ha podido mostrar a lo largo de todo el Capítulo 4 la puesta a punto de un modelo CFD de un sistema real conlleva una enorme complejidad debido a la enorme cantidad de parámetros, modelos y submodelos que se ven involucrados para poder simular el comportamiento real de un chorro diésel reactivo.

En relación a los casos analizados se ha conseguido un buen ajuste de la configuración para condiciones inertes, e incluso se podría considerar que, bajo ciertas condiciones reactivas, MT, se consigue también un buen ajuste. Pero esto no es suficiente pues el objetivo final es conseguir un modelo CFD que funcione correctamente bajo cualquier circunstancia, pues para SA y LT no presenta un buen ajuste de la penetración de vapor.

Uno de los puntos críticos del proyecto es la precisión del cálculo, como ha quedado patente no se ha conseguido un correcto ajuste en condiciones reactivas, esto se podría haber solucionado evitando el uso del modelo RANS y haber pasado directamente al uso de un modelo LES o DNS pero esto es totalmente inviable, incluso el uso del modelo de combustión SAGE sin la opción *multizone* activada hacía que los cálculos requiriesen demasiado tiempo.

Se puede suponer que el problema del ajuste se debe principalmente a un problema con los modelos y sus coeficientes, pudiendo considerar que el mallado es correcto ya que como se ha visto para el Caso Inerte 4 los resultados apenas varían al reducir el tamaño de la celda.

5.2. PERSPECTIVAS FUTURAS

En este punto se presentan los posibles estudios a realizar para mejorar el funcionamiento del modelo CFD del motor experimental.

Como ya se ha dicho a lo largo del proyecto este Trabajo Final de Máster buscaba modelar el comportamiento de un chorro diésel en un motor experimental mediante el uso de herramientas CFD. Se ha conseguido ajustar el modelo en condiciones inertes, pero aún se debe continuar con la mejora con lo que respecta a las condiciones reactivas.

Así pues, queda claro que en este aspecto se debe conseguir una mejora y los estudios y trabajos futuros deben estar encaminados a ellos.

Uno de los posibles problemas en los cálculos en condiciones reactivas puede ser la configuración de los parámetros de *multizone*. Para comprobar esta hipótesis se podría volver a realizar un caso con el modelo SAGE sin *multizone*, esto requeriría tiempos superiores a una semana de cálculo, pero podría determinarse si el problema reside en la configuración de esta opción.

También se ha de destacar, pues puede que haya pasado desapercibido a lo largo del texto, que se han realizado las simulaciones bajo un modelo CAD del motor cerrado, es decir, el movimiento del pistón se inicializaba en el punto de cierre de lumbreras y el ciclo se finalizaba antes de la apertura de lumbreras. De modo que una vez se haya conseguido un ajuste correcto en condiciones reactivas con la configuración en cerrado se debería poner a prueba el modelo con la geometría completa. A este respecto hay que añadir que el modelo del motor con la geometría completa presenta asimetrías en el campo de velocidades del aire las cuales se han de evaluar y determinar su efecto sobre el chorro.

Por último, quedaría validar el comportamiento del modelo del motor completo, una vez se resuelvan los problemas del flujo, bajo distintas condiciones para así dar por finalizado el proceso de ajuste y puesta a punto del modelo del motor.

Capítulo 6

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

- [1] Desantes J.M., Lapuerta M.: Fundamentos de combustión. SPUPV 91657.
- [2] Turns S.R.: An introduction to Combustion. McGraw Hill, 1996.
- [3] Payri F, Desantes JM.: Motores de combustión interna alternativos. Ed. Reverté, 2011.
- [4] P. K. Senacal, E. Pomraning, K. J. Richards, S. Som: Grid-Covergent spray Models for internal combustión engine CFD simulations. Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference.
- [5] CONVERGE v2.2. Theory Manual. Convergent Science, Inc, August 21, 2015.
- [6] Leap CFD Team (2013), Turbulence Part 3 – Selection of Wall functions and Y^+ to best capture the Turbulence Boundary Layer. Leap Australia. Disponible en: <http://www.computationalfluidynamics.com.au/turbulence-part-3-selection-of-wall-functions-and-y-to-best-capture-the-turbulent-boundary-layer/>.
- [7] Leap CFD Team (2015), Tips & Tricks: Turbulence Part 2 – Wall Functions and Y^+ requirements. Leap Australia. Disponible en: <http://www.computationalfluidynamics.com.au/tips-tricks-turbulence-wall-functions-and-y-requirements/>.
- [8] KHRT Breakup Model. SAS IP, Inc. Disponible en: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/flu_th/flu_th_khrt_model.html.

DOCUMENTO II: PLIEGO DE
CONDICIONES

Índice de contenidos

1. INTRODUCCIÓN	4
2. CONDICIONES GENERALES	5
2.1. INTRODUCCIÓN	5
2.2. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS	5
3. CONDICIONES PARTICULARES	7
3.1. INTRODUCCIÓN	7
3.2. CONDICIONES DEL SOFTWARE.....	7
3.2.1. Software de simulación	7
3.2.2. Sistema Operativo	7
3.2.3. Software de Post-procesado de datos.....	7
3.2.4. Condiciones del Hardware	8

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

En el Pliego de Condiciones se establece la forma y los medios con lo que se ha de llevar a cabo el proyecto o trabajo a realizar. En él quedan reflejados los derechos, obligaciones y responsabilidades de cada una de las partes involucradas en la realización del proyecto. Además de indicar como deben desarrollarse los trabajos, sirve como referencia para resolver los conflictos que puedan surgir, pues se en el pliego se establecen una serie de cláusulas vinculantes entre el propietario y en este caso el ejecutor del servicio, es decir fija las condiciones del proyecto en lo relativo a los aspectos legales y técnicos.

Capítulo 2

CONDICIONES GENERALES

2.1. INTRODUCCIÓN

En este apartado se definen los trabajos realizados por cada persona que interviene en el proyecto, así como sus relaciones, derechos y obligaciones.

En el presente Trabajo Final de Máster (TFM) aparecen tres agentes distintos, el Ingeniero del Proyecto, el Ingeniero Tutor del Proyecto y el Ingeniero Director del Proyecto. Estas tres figuras representan al alumno que ha desarrollado el TFM, el tutor de dicho alumno y el director del proyecto, respectivamente.

Aunque para la realización del proyecto se han tenido en cuenta resultados extraídos de los ensayos experimentales no se han considerado como parte del presente TFM puesto que se realizaron con anterioridad y ya formaban parte de otro proyecto de investigación llevado a cabo.

El Pliego de Condiciones se centra en la figura del Ingeniero de Proyecto, ya que ha sido el encargado de realizar el grueso de los trabajos, siendo la labor de supervisión y orientación compartida entre el Ingeniero Director del Proyecto y el Ingeniero Tutor del Proyecto.

2.2. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS

En este apartado se enumeran una serie de cláusulas que definen las condiciones y el contexto en el que se va a realizar el trabajo llevado a cabo por el Ingeniero del Proyecto. Esto son:

- El Ingeniero del Proyecto deberá seguir una estrategia, planificada junto con el Director y el Tutor del Proyecto.
- Se realizarán reuniones semanales donde el Director y el Tutor del Proyecto definirán los objetivos a alcanzar para la próxima reunión y se expondrán y

valorarán los resultados obtenidos con respecto a los fijados en la reunión anterior. Estas reuniones tienen como objetivo controlar y planificar el avance del proyecto, para poder así tomar medidas correctoras en caso de ser necesarias.

- Se mantendrá un control por parte del Director y del Tutor del Proyecto sobre el procedimiento y la metodología de trabajo a fin de garantizar que los resultados aportados por el Ingeniero del Proyecto son válidos y fiables.
- El Ingeniero del Proyecto tratará de cumplir los objetivos y plazos del proyecto, extrayendo las conclusiones pertinentes tras el análisis de los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas.

Capítulo 3

CONDICIONES PARTICULARES

3.1. INTRODUCCIÓN

En esta sección se definen las condiciones de los programas y equipos necesarios para asegurar el correcto funcionamiento de ambos en la ejecución del TFM.

3.2. CONDICIONES DEL SOFTWARE

3.2.1. Software de simulación

Para la ejecución de las simulaciones se ha utilizado el programa comercial Converge. Al tratarse de un software con licencia comercial este está protegido, por lo que su utilización está restringida por el fabricante, siendo este el que autoriza el uso del programa previo pago por su licencia.

3.2.2. Sistema Operativo

Se han utilizado dos sistemas operativos distintos, Ubuntu y Windows 10. Ubuntu es un sistema operativo basado en Linux, se trata de un software de código abierto y protegido por licencia GNU. Windows 10, se trata de un conocido software comercial propiedad de Microsoft y protegido por una licencia comercial.

3.2.3. Software de Post-procesado de datos

Para el tratamiento de los datos suministrados por el software de cálculo se han utilizado dos programas, Ensignht y Matlab.

El primer de ellos lo proporciona de forma gratuita el fabricante de Converge, aunque se trata de un software con licencia comercial. Se trata de un programa con una interfaz eminentemente gráfica.

En cuanto a Matlab, ha sido mediante este programa que se ha realizado la mayor parte del tratamiento de los datos. Es un software comercial basado en un lenguaje de alto nivel orientado al cálculo numérico, la visualización y programación. Para la visualización de los datos el usuario se debe programar una serie de rutinas, lo que dota de una gran libertad, pero también de cierta complejidad para tratar los datos.

3.2.4. Condiciones del Hardware

Para la realización del proyecto ha sido necesario el uso de dos equipos distintos: una estación de cálculo, para realizar los cálculos de CFD y el post-procesado de los datos de cálculo, y un ordenador personal, para la programación en Matlab, la configuración de los casos a simular y en algunos casos también para el post-procesado de cálculos poco pesados.

Las características técnicas de la estación de cálculos son las que siguen:

- Modelo: -
- Procesador: Intel Xeon(R) CPU E5-2640 v3, 2.60 GHz
- Número de procesadores: 32
- Memoria RAM: 125 Gb
- Tarjeta Gráfica: Quadro K2200/PCIe/SSE2
- Unidad de Almacenamiento: 4 Tb
- Monitor: 23.6" Philips LCD V-line
- Sistema Operativo: Ubuntu 15.10
- Arquitectura: 64 bits

Las características del ordenador personal son las que siguen:

- Modelo: Dell XPS 13
- Procesador: Intel Core i7 6560U, 3.2 GHz
- Número de procesadores: 1
- Memoria RAM: 8 Gb
- Tarjeta Gráfica: Intel HD

- Unidad de Almacenamiento: SSD de 256 Gb
- Monitor: 13" Full HD integrado
- Sistema operativo: Windows 10
- Arquitectura: 64 bits

DOCUMENTO III: PRESUPUESTO

Índice de contenidos

1. INTRODUCCIÓN	4
2. COSTES	5
2.1. ESTIMACIÓN DE COSTES UNITARIOS.....	5
2.1.1. Coste de la mano de obra.....	5
2.1.2. Coste de los equipos informáticos y licencias.....	6
2.1.3. Coste del material fungible	7
3. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS	8
3.1. INGENIERO DEL PROYECTO	8
3.2. INGENIERO DIRECTOR DEL PROYECTO.....	9
3.3. INGENIERO TUTOR DEL PROYECTO	9
4. CUADRO DE MEDICIONES	10
5. RESUMEN DEL PRESUPUESTO	11

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

En este documento se presenta el presupuesto detallado estimado para la realización del proyecto. A continuación, se van a resumir las unidades de obra, siendo estas un tanto particulares, pues al no tratarse de un proyecto basado en la consecución de un objeto material, sino de un proyecto de investigación los costes se deben a la mano de obra y a los gastos derivados de la utilización de instalaciones y equipos.

Capítulo 2

COSTES

2.1. ESTIMACIÓN DE COSTES UNITARIOS

2.1.1. Coste de la mano de obra

En esta sección se detallan los gastos correspondientes al personal que ha intervenido en el proyecto. Tal y como se indica en el Pliego de Condiciones los implicados en la realización del proyecto son el Ingeniero del Proyecto, quien ha realizado la mayor parte del trabajo, el Ingeniero Tutor del Proyecto y el Ingeniero Director del Proyecto, estos dos últimos encargados de la supervisión y seguimiento del trabajo realizado por el Ingeniero del Proyecto.

Los costes serán valorados por fracción de tiempo, siendo sus unidades de €/h. El coste del Ingeniero del Proyecto, se corresponde al de un Ingeniero Industrial Junior y se calcula a partir de su salario bruto aplicando las retenciones debidas al pago de la seguridad social, fondo de garantía salarial, impuesto sobre la renta de persona físicas, etc. Para el caso del director y el tutor del proyecto se les asigna un salario bruto correspondiente a un Director de Proyectos Senior.

Para el cálculo se ha tenido en cuenta el salario bruto anual. El cálculo del coste se detalla en las Tablas 2.1 y 2.2

Salario bruto anual	25000 €
Seguridad Social (23.6%)	5900 €
Desempleo (5,5%)	1375 €
Form. Profesional (0.6%)	150 €
Form. Gar. Profesional (0.3%)	75 €
Coste anual empresa	32500 €

Tabla 2.1 Cálculo del coste anual de un Ing. Industrial Junior

Así dividiendo el coste anual, entre 12 meses y considerando 22 días laborables por mes, con jornadas diarias de 8 horas, se obtiene un coste de 15.39 €/h para el Ingeniero Industrial Junior.

Salario bruto anual	50000 €
Seguridad Social (23.6%)	11800 €
Desempleo (5,5%)	2750 €
Form. Profesional (0.6%)	300 €
Fondo. Gar. Profesional (0.3%)	150 €
Coste anual empresa	65000 €

Tabla 2.2 Cálculo del coste anual del Director de Proyectos Senior

Así dividiendo el coste anual, entre 12 meses y considerando 22 días laborables por mes, con jornadas diarias de 8 horas, se obtiene un coste de 30.78 €/h para el Director de Proyectos Senior. Se ha considerado que los costes horarios del Director del Proyecto y del Tutor del Proyecto son los mismos.

2.1.2. Coste de los equipos informáticos y licencias

El coste asociado a esta partida viene determinado por la amortización del ordenador personal, la estación de cálculo, y el coste de las licencias de Converge y Matlab.

El uso de las licencias de Converge y la estación de cálculo no ha sido exclusivo para la realización del presente proyecto, sino que ha sido compartido con otros trabajos. Debido a esto se le aplicará un factor corrector correspondiente al porcentaje del uso atribuible este proyecto.

En la Tabla 2.3 se indican los costes asociados a los equipos informáticos y al software utilizados.

Concepto	Coste (€)	Vida útil (años)	Amortización (meses)	Dedicación (%)	Coste Total (€)
Ordenador personal	1400	3	6	100	233.33
Estación de cálculo	50000	5	6	50	2500
Converge	30000	1	6	50	7500
Matlab	2000	1	6	100	1000

Tabla 2.3 Cálculo del coste total de amortización de equipos y licencias

A partir de la Tabla 2.3 se puede calcular el precio total de equipos y licencias, ascendiendo a un total de 11233.33 € en los 6 meses que ha durado el proyecto. De este modo dividiendo el coste total calculado entre los 6 meses, considerando 22 días laborables por mes, con jornadas diarias de 8 horas, se obtiene un coste de 10.64 €/h.

2.1.3. Coste del material fungible

En esta sección se detalla el coste del material no amortizable que se ha consumido durante la realización del presente TFM. De esta forma, el precio correspondiente a esta partida es el del valor de adquisición de los consumibles.

En esta partida se incluyen los costes energéticos de los distintos equipos utilizados, la climatización e iluminación. Para el cálculo del consumo energético se ha tenido en cuenta la potencia y el rendimiento de cada uno de los sistemas, tal y como aparece en la Tabla 2.4

Sistema	Potencia (kW)	Rendimiento
Ordenador	0.5	0.5
Climatización	50	5
Iluminación	0.2	0.2

Tabla 2.4 Rendimientos y potencias estimadas de los sistemas utilizados

Capítulo 3

CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

En el cuadro de precios descompuestos se incluyen las tres unidades de obra definidas para cada uno de los ingenieros.

Téngase en cuenta que el Ingeniero Tutor del Proyecto y el Ingeniero Director del Proyecto no incurren en gastos correspondientes a licencias y a la estación de cálculo. Pero si en los correspondientes a la partida de fungibles y del ordenar personal.

Hay que añadir que los precios anteriormente citados no incluían el correspondiente I.V.A. que se tendrá en cuenta al final del presupuesto.

3.1. INGENIERO DEL PROYECTO

Concepto	Ud	Descripción	Rto. (u/h)	Precio unitario (€/ud)	Importe (€/h)
Ingeniero de proyecto	h	Hora trabajada del ingeniero	1	15.39	15.39
Equipos y licencias	h	Amortización de equipo y licencias	1	10.64	10.64
Energía	kWh	Energía eléctrica consumida por los sistemas	5.7	0.14	0.80
Total(€/h)					26.83

Tabla 3.1 Coste descompuesto de Ingeniero del Proyecto

3.2. INGENIERO DIRECTOR DEL PROYECTO

Concepto	Ud	Descripción	Rto. (u/h)	Precio unitario (€/ud)	Importe (€/h)
Ingeniero de proyecto	h	Hora trabajada del ingeniero	1	30.78	30.78
Ordenador personal	h	Amortización del ordenador	1	0.22	0.22
Energía	kWh	Energía eléctrica consumida por los sistemas	5.7	0.14	0.80
Total(€/h)					31.80

Tabla 3.2 Coste descompuesto de Ingeniero Director del Proyecto

Nótese que para el cálculo se ha tenido en cuenta el uso de un ordenador personal de las mismas características que el del Ingeniero del Proyecto, pero no así el uso de licencias y del equipo de cálculo.

3.3. INGENIERO TUTOR DEL PROYECTO

Concepto	Ud	Descripción	Rto. (u/h)	Precio unitario (€/ud)	Importe (€/h)
Ingeniero de proyecto	h	Hora trabajada del ingeniero	1	30.78	30.78
Ordenador personal	h	Amortización del ordenador	1	0.22	0.22
Energía	kWh	Energía eléctrica consumida por los sistemas	5.7	0.14	0.80
Total(€/h)					31.80

Tabla 3.3 Coste descompuesto de Ingeniero Tutor del Proyecto

Capítulo 4

CUADRO DE MEDICIONES

Nº Orden	Descripción	Medición (h)	Precio (€/h)	Importe (€)
01	Ingeniero del Proyecto: Coste de la mano de obra, los equipos y licencias y la energía eléctrica	660	26.83	17707.80
02	Ingeniero Director del Proyecto: Coste de la mano de obra, el ordenador y la energía eléctrica	96	31.80	3052.80
03	Ingeniero Director del Proyecto: Coste de la mano de obra, el ordenador y la energía eléctrica	48	31.80	1526.40

Tabla 4.1 Cuadro de mediciones

Capítulo 5

RESUMEN DEL PRESUPUESTO

En el resumen del presupuesto se le añaden el porcentaje de beneficio industrial y el I.V.A. a la suma del valor total de las órdenes de la Tabla 4.1

Total Presupuesto de Ejecución Material	22287.40 €
Beneficio Industrial (6%)	1337.22 €
Total Presupuesto de Inversión	23624.62 €
IVA (21%)	4961.17 €
Presupuesto Base de Licitación	28585.79 €

Tabla 5.1 Resumen del presupuesto del proyecto

Por tanto, el presupuesto base de licitación asciende a la cantidad de **VEINTIOCHO MIL QUINIENTOS OCHENTA Y CINCO EUROS CON SETENTA Y NUEVE CÉNTIMOS.**

