



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

**TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

# **CÁLCULO DE UN SISTEMA DE INYECCIÓN MULTIFUEL PARA MOTORES DIESEL**

AUTOR: PAVIA PARRA, MARC

TUTOR: LÓPEZ SÁNCHEZ, JOSE JAVIER

COTUTOR: GARCÍA OLIVER, JOSÉ M<sup>º</sup>

**Curso Académico: 2014-15**



# ÍNDICE

## DOCUMENTO I: MEMORIA

<b>1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO</b>	<b>5</b>
<b>1.1. OBJETIVOS</b>	<b>5</b>
<b>1.2. PROBLEMA: MOTIVACIÓN Y ANTECEDENTES</b>	<b>5</b>
1.2.1. Motivación	6
1.2.2. Antecedentes	6
<b>1.3. PLANTEAMIENTO Y JUSTIFICACIÓN</b>	<b>7</b>
<b>1.4. VIABILIDAD</b>	<b>8</b>
<b>1.5. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO</b>	<b>8</b>
<b>2. CONCEPTOS PREVIOS</b>	<b>9</b>
<b>2.1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>9</b>
<b>2.2. SISTEMAS DE INYECCIÓN EN MEC</b>	<b>9</b>
<b>2.3. DEFINICIONES</b>	<b>11</b>
2.3.1. ATOMIZACIÓN Y ESTRUCTURA DEL SPRAY INERTE	11
2.3.2. ESTRUCTURA DEL CHORRO REACTIVO	13
<b>3. HERRAMIENTAS</b>	<b>15</b>
<b>3.1. MODELO 1D DE CHORROS</b>	<b>15</b>
<b>3.2. PROPIEDADES COMBUSTIBLES</b>	<b>17</b>

<b>4. RESULTADOS</b>	<b>19</b>
4.1. INTRODUCCIÓN	19
4.2. CALIBRACIÓN DEL MODELO	19
4.2.1. Condiciones de referencia	19
4.2.2. Parámetros de entrada al modelo	20
4.2.3. Calibración con la base de datos de Dodecano	21
4.2.4. Calibración con la base de datos de Decano y Hexadecano	24
4.3. ESTUDIOS PARAMÉTRICOS	28
4.3.1. Efecto de la presión de inyección	28
4.3.2. Efecto de la temperatura del aire	29
4.3.3. Efecto del combustible	29
4.4. EFECTO DEL CAMBIO GASOLINA-DIESEL. CONFIGURACIÓN EN INERTE	30
4.5. EFECTO DEL CAMBIO GASOLINA-DIESEL. CONFIGURACIÓN EN REACTIVO	33
<b>5. CONCLUSIONES</b>	<b>37</b>
<b>6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>39</b>

# DOCUMENTO II: PRESUPUESTO

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>5</b>
<b>2. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS</b>	<b>5</b>
<b>2.1. CÁLCULO DE PRECIOS Y RENDIMIENTOS</b>	<b>5</b>
<b>2.2. UNIDADES DE OBRA</b>	<b>7</b>
2.2.1. Ingeniero responsable del proyecto	7
2.2.2. Tutor del trabajo	7
2.2.3. Desarrollador del proyecto (ingeniero en prácticas)	8
<b>2.3. LICENCIAS DE SOFTWARE</b>	<b>8</b>
<b>3. CUADRO DE MEDICIONES</b>	<b>9</b>
<b>4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO</b>	<b>9</b>



---

DOCUMENTO I:  
MEMORIA

---





---

<b>1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO</b>	<b>5</b>
<b>1.1. OBJETIVOS</b>	<b>5</b>
<b>1.2. PROBLEMA: MOTIVACIÓN Y ANTECEDENTES</b>	<b>5</b>
1.2.1. Motivación	6
1.2.2. Antecedentes	6
<b>1.3. PLANTEAMIENTO Y JUSTIFICACIÓN</b>	<b>7</b>
<b>1.4. VIABILIDAD</b>	<b>8</b>
<b>1.5. ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO</b>	<b>8</b>
<b>2. CONCEPTOS PREVIOS</b>	<b>9</b>
<b>2.1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>9</b>
<b>2.2. SISTEMAS DE INYECCIÓN EN MEC</b>	<b>9</b>
<b>2.3. DEFINICIONES</b>	<b>11</b>
<b>2.4. ATOMIZACIÓN Y ESTRUCTURA DEL SPRAY INERTE</b>	<b>11</b>
<b>2.5. ESTRUCTURA DEL CHORRO REACTIVO</b>	<b>13</b>
<b>3. HERRAMIENTAS</b>	<b>15</b>
<b>3.1. MODELO 1D DE CHORROS</b>	<b>15</b>
<b>3.2. PROPIEDADES COMBUSTIBLES</b>	<b>17</b>

<b>4. RESULTADOS</b>	<b>19</b>
<b>4.1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>19</b>
<b>4.2. CALIBRACIÓN DEL MODELO</b>	<b>19</b>
4.2.1. Condiciones de referencia	19
4.2.2. Parámetros de entrada al modelo	20
4.2.3. Calibración con la base de datos de Dodecano	21
4.2.4. Calibración con la base de datos de Decano y Hexadecano	24
<b>4.3. ESTUDIOS PARAMÉTRICOS</b>	<b>28</b>
4.3.1. Efecto de la presión de inyección	28
4.3.2. Efecto de la temperatura del aire	29
4.3.3. Efecto del combustible	29
<b>4.4. EFECTO DEL CAMBIO GASOLINA-DIESEL. CONFIGURACIÓN EN INERTE</b>	<b>30</b>
<b>4.5. EFECTO DEL CAMBIO GASOLINA-DIESEL. CONFIGURACIÓN EN REACTIVO</b>	<b>33</b>
<b>5. CONCLUSIONES</b>	<b>37</b>
<b>6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>39</b>

# 1. INTRODUCCIÓN Y PLANTEAMIENTO

## 1.1.OBJETIVOS

Los nuevos diseños de motores buscan como estrategia la combinación de propiedades de los combustibles Diésel y Gasolina convencionales, por sus ventajas en cuanto a rendimiento y emisiones. El presente proyecto calculará el impacto que estos cambios pueden tener dado un sistema de inyección sobre la mezcla combustible-aire, y cómo se quema el combustible en condiciones de motor. Para ello se empleará un código de cálculo 1D de chorros, en el cual se definen las condiciones de contorno en el cilindro del motor y se puede predecir cuál va a ser la ley de mezcla combustible-aire y combustión de la misma. A partir de este objetivo general se plantearan los siguientes objetivos parciales:

- Calibrar el modelo de cálculo para su aplicación a chorros de varios combustibles mediante la comparación con medidas experimentales.
- Cuantificar el efecto de las propiedades del combustible y las condiciones en cámara sobre el proceso de inyección y combustión del chorro, inyectando combustibles puros y mezclas.

## 1.2.PROBLEMA: MOTIVACIÓN Y ANTECEDENTES

El sector automovilístico es uno de los que más ha crecido en los últimos años, pero actualmente y cada vez más se plantean nuevos retos. Estos retos se deben básicamente a la disponibilidad de los recursos y a la necesidad de cuidar el medioambiente.

Las cuestiones medioambientales cada vez más se tiene en cuenta en las empresas, no solo por conciencia personal, sino también por normativas, ya que actualmente la norma, cada vez permite muchas menos emisiones de contaminantes (óxidos de nitrógeno, hidrocarburos sin quemar, hollín...). Además, año tras año, aunque no esté regulado por normativa se busca que se emitan menos dióxido de carbono.

Este último es básico ya que va directamente ligado al consumo, es decir, para un motor dando la misma potencia, reduciendo el consumo conseguiremos reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>. Esto se observa claramente en cómo los motores evolucionan cada vez más hacia configuraciones de menor consumo.

Dentro de los Motores de Combustión Interna Alternativos, MCIA, los que más interés tienen en ser investigados son los Motores de Encendido por Compresión, MEC, ya que presentan buenas prestaciones en rendimiento, y por tanto bajo consumo. En este tipo de motores, el papel del sistema de inyección es fundamental, pues comanda el proceso de mezcla entre el aire y el combustible, que a su vez controla el encendido, la evolución de la llama, y con ello el trabajo y las emisiones contaminantes que finalmente produce el motor.

La evolución de la automoción tiene que hacer frente a unos combustibles cada vez más diversificados. Por ello hoy en día se buscan sistemas de inyección que sean capaces de inyectar combustibles de composición y propiedades variadas (gasolina-Diesel, Diesel-etanol, biocombustibles...), con la finalidad de combinar las propiedades físico-químicas y obtener las mejores prestaciones del motor. Los estudios más recientes hablan de las ventajas de operar un MEC con un combustible más cercano en propiedades a la gasolina, tanto en rendimiento del motor, como en reducción de emisiones [1], [2] y [3].

### 1.2.1. Motivación

Como se ha indicado en la introducción, el objetivo de este proyecto es evaluar mediante un código de cálculo el papel que las propiedades del combustible tienen sobre la evolución de un chorro. En concreto, se planteará la situación en el que se inyecta un combustible de las características del diésel, comparando con otro de características de la gasolina. El presente trabajo está enmarcado en un proyecto del efecto de las propiedades del combustible sobre el motor, que se podría dividir en las siguientes fases:

- Cálculo teórico 1D
- Cálculo teórico CFD
- Diseño y validación experimental

Por las dimensiones del trabajo, solo será objetivo del mismo el primer punto. Con las conclusiones extraídas se podría proceder a realizar cálculos más complejos y más detallados mediante modelos CFD de un sistema de inyección real, y cuyos resultados se podrían validar posteriormente en la fase de experimentos.

La justificación del uso de cálculo en 1D como primera fase la encontramos en que los cálculos serían mucho más rápidos que con modelos CFD, y por tanto se podría hacer un 'prediseño' para facilitar los cálculos posteriores.

Acompañando a esta motivación técnica, el presente proyecto tiene una motivación académica, pues va a permitir al alumno la presentación del Trabajo de Fin de Grado, así como la aplicación de gran cantidad de conocimientos teóricos adquiridos en las distintas asignaturas previas.

Además, la principal motivación de un Trabajo de Fin de Grado es la posterior aplicación a un problema profesional. En este caso se puede aplicar tanto a posteriores estudios de chorros en motores MCI y el posterior proceso de combustión, como a estudios y diseños de inyectores multifuel para motores Diesel.

### 1.2.2. Antecedentes

Tanto el modelo utilizado como la realización del presente trabajo requieren de una base teórica de pasadas asignaturas así como de lecturas de diversos autores importantes. Cabe destacar los primeros estudios sobre chorros Diesel realizados por Abramovich [4], Hiroyasu [5] y Heywood [6].

Como base teórica, también podemos destacar apartados en bibliografía más reciente como el de R. Payri y F.J. Salvador [7], J. Benajes y J.M. García-Oliver [8].

Con respecto a lo que es el modelo hay que hacer referencias a las aportaciones de diferentes investigadores que han trabajado en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. El primero, en 1997 Correas D. en su tesis [9], se trata solo de chorros isoterms, a partir de un sistema lagrangiano, pero el estudio de campos de dosados y velocidades se limita a condiciones estacionarias.

El siguiente fue López J. J. [10], también desarrollado en un sistema lagrangiano en cuyo modelo se añade una evaporación posterior al chorro isoterms. Además en este caso sí que podemos operar en condiciones transitorias. Posteriormente la tesis de García J. M. [11] aportará nuevos conceptos para la evaporación y la turbulencia en el chorro.

A partir de los estudios anteriores se desarrolla un modelo unidimensional, pero centrado en modelos eulerianos, en el cual se basa el modelo utilizado en este trabajo, el DICOM, desarrollado a partir de del Proyecto de Fin de Carrera de Sanchis A. [12]. Este modelo ya incluye chorro isoterma, gas inerte/reactivo, spray inerte/reactivo en condiciones tanto estacionarias como transitorias.

Hay diversos artículos relacionados con el modelo DICOM como el de José V. Pastor, J. Javier López, José M. García y José M. Pastor [13], el de J.M. Desantes, J.V. Pastor, J.M. Garcia-Oliver y J.M. Pastor [14] y el de Jose V Pastor, Raul Payri, Jose M Garcia-Oliver and Jean-Guillaume Nerva [15]. Así como otro PFC relacionado con el DICOM, el de Saiz M. C. [16].

Todos estos estudios han sido la base para la realización del modelo y la mejora del mismo, y en este trabajo lo que se pretenderá es empezar la realización de cálculos en 1D para el diseño de un sistema de inyección, que sea capaz de operar con combustibles diferentes.

### 1.3. PLANTEAMIENTO Y JUSTIFICACIÓN

El planteamiento del presente trabajo pretende observar el efecto que produce el cambio de combustible sobre las prestaciones de un sistema de inyección de un motor Diesel. Además de cambios en el combustible a inyectar también se dispondrán de cambios en las condiciones, tanto en cámara (presión en cámara, temperatura en cámara, densidad del aire...) como en la inyección (temperatura del combustible, presión de inyección...).

El modelo que utilizaremos es un modelo 1D con el que trataremos de hacer las simulaciones en inerte, calibrándolo mediante datos experimentales, para después utilizar este ajuste en las distintas condiciones de entorno, y compararlo con simulaciones en reactivo.

Como se ha nombrado en la motivación, este trabajo supondrá la primera parte de un proyecto, donde se realizarían posteriormente cálculos más complejos con CFD y una validación con un estudio experimental.

Esta primera parte de cálculo en el modelo 1D, se realizará primeramente una calibración del modelo con datos experimentales de diferentes combustibles, para posteriormente hacer una comparación del efecto del combustible en el sistema de inyección.

El inyector de estudio se trata de un inyector existente, de las mismas características de un inyector en un motor de un coche actualmente en circulación con la diferencia de que solamente tendremos un orificio (los inyectores reales suelen tener del orden de 5 a 8) y que inyectaremos hacia abajo en una cámara, en condiciones más controladas de las que se producirán en el motor.

Con este planteamiento se pretende poder abordar el problema de cálculo de un sistema de inyección, pudiendo así comprender y predecir los chorros con combustibles alternativos. Este contexto justifica el trabajo, ya que nos permitiría el diseño de un sistema de inyección con distintos combustibles, de gran interés tecnológico y medioambiental.

Además, como ya se ha comentado anteriormente, serán necesarios conocimientos teóricos de asignaturas previas como son Dinámica de fluidos, Máquinas Térmicas, Motores de Combustión Interna Alternativos, Tecnología energética, Termodinámica, Química... así como conocimientos de otras áreas como Informática y Proyectos.

## 1.4.VIABILIDAD

Antes de realizar cualquier cálculo, estudio o diseño hay que realizar un estudio de viabilidad para ver si el proyecto sería realizable, es decir, un análisis no solo económico, sino también de necesidades materiales, técnicas y humanas.

Aunque en este trabajo la viabilidad de la propuesta viene avalado por el ámbito en el que se realiza, el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV, que proporciona medios tecnológicos y económicos para la misma.

El presente trabajo no requiere de grandes recursos para su desarrollo directamente, pero sí indirectamente, ya que los datos experimentales manejados se han obtenido en instalaciones complejas y costosas. En este caso toda la información ya estaba disponible en la base de datos del Departamento.

Por tanto, no entrará en el coste del trabajo el coste de la maquinaria u otros medios materiales y técnicos, ya que sería imposible saber para cuantos proyectos y trabajos han sido utilizados.

El coste pues solo dependerá de los medios humanos necesarios, es decir el ingeniero en prácticas realizando el trabajo, el ingeniero especialista y el ingeniero director del proyecto, tal como se detalla en el presupuesto que acompaña a esta memoria. Un coste perfectamente abordable por el Departamento.

## 1.5.ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO

En este apartado resumiremos la estructura que tendrá el presente trabajo con el fin de facilitar su lectura.

Se tiene un primer documento que será la memoria, del que forma parte esta introducción. Posterior a la introducción tenemos un capítulo de conceptos previos, donde explicaremos todos los conceptos teóricos y prácticos del ámbito que abarca el trabajo, que serán necesarios para entender y comprender correctamente el mismo.

A continuación tenemos un capítulo de herramientas, donde se describirá las diferentes herramientas que se han utilizado en el trabajo, como son el modelo donde se realizarán las simulaciones y ficheros y propiedades necesarias para este.

Después de las herramientas se presentarán los resultados, tanto de la calibración con los distintos combustibles como de la comparación realizada entre los combustibles sustitutos del Diesel y la Gasolina en inerte y en reactivo.

A continuación se tienen las conclusiones extraídas de los cálculos presentados anteriormente, y después las referencias bibliográficas usadas en la memoria.

En el documento posterior a la memoria tenemos el presupuesto, compuesto por varios capítulos, un primer capítulo de introducción, uno segundo donde se presentara el cuadro de precios descompuestos y la obtención de estos precios, el tercero que corresponderá al cuadro de mediciones realizadas de las distintas unidades de obra, y un capítulo final donde se presentará el resumen del presupuesto.

## 2. CONCEPTOS PREVIOS

### 2.1. INTRODUCCIÓN

Para la correcta comprensión del presente Trabajo de Fin de Grado es necesaria una pequeña introducción de los aspectos teóricos de los chorros. También hay que tener en cuenta que este tema abarca nomenclaturas y conceptos de temas muy diversos así que también será necesaria una aclaración de los términos del ámbito de los chorros Diesel y de la nomenclatura utilizada.

Primeramente introduciremos los conceptos básicos utilizados generalmente durante todo el trabajo, como puede ser el tipo de chorros, morfología y características... y posteriormente pasaremos a conceptos de casos más concretos.

### 2.2. SISTEMAS DE INYECCIÓN EN MEC

En este apartado se definirá el sistema de inyección y se tratarán los principales conceptos relacionados con el mismo.

Como ya se ha dicho anteriormente, la formación de la mezcla y la combustión en un MEC están tan estrechamente relacionadas que, en parte se producen simultáneamente. Por esto, es muy importante que quede claro lo que es un sistema de inyección y que parámetros se pueden modificar de este.

Existen dos filosofías de trabajo según el tipo de inyección:

- *Inyección indirecta (IDI)*: En este caso la inyección se realiza previamente a la cámara de combustión, con lo que la mezcla con el aire se produce antes, y básicamente el encargado de realizar la mezcla es el propio aire.
- *Inyección directa (DI)*: La inyección se realiza en la propia cámara de combustión, con lo que el responsable de la mezcla es el combustible, siendo necesario una elevada presión de inyección.

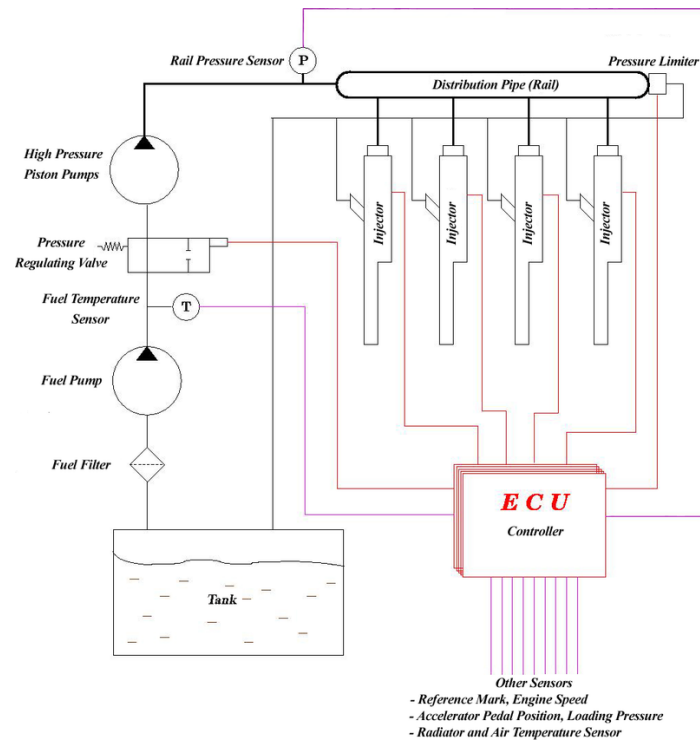
El hecho de que el rendimiento en Diesel del tipo DI sea mayor que los de IDI, este es prácticamente el que predomina en el mercado, llevando al segundo prácticamente al desuso.

Dos de los sistemas de inyección más utilizados en automoción son el inyector bomba y el *common rail*, pero el segundo es el que más versatilidad ofrece.

En la figura 2.1 se tiene una representación esquemática del sistema de inyección *common rail*.

En este sistema el combustible es aspirado directamente del depósito a una bomba de alta presión y ésta a su vez lo envía a un conducto común para todos los inyectores. La idea es lograr mantener una gran presión y constante para todos los inyectores para conseguir una mayor atomización y con ello mejorar el proceso de combustión.

Para lograr esta mejora de atomización también se recurre a reducir el diámetro del orificio de salida del combustible y aumentar el número, colocándolos radialmente en la punta de la tobera. Este sistema tiene diversas ventajas respecto a otros sistemas como el nombrado inyector bomba.



**Fig. 2.1 Estructura de un sistema de inyección common rail.**

El sistema de apertura del orificio es hidráulico, de accionamiento electrónico, con lo que logramos que la respuesta frente a la señal es mucho más inmediata y precisa. Este sistema supone una considerable ventaja frente al mecánico del inyector bomba, ya que nos permite regular tanto la presión en el raíl como la duración de la inyección, que es el tiempo que permanecen los orificios abiertos, simplemente cambiando la señal eléctrica enviada por la ECU.

En los sistemas mecánicos, no podemos variar la presión de inyección, de manera que cuando se necesitaba inyectar más combustible se tiene que hacer variando solamente el tiempo de inyección.

Por tanto cuando en este trabajo hablamos de presión de inyección, realmente se trata de la presión de raíl.

Además de la presión de inyección existen otros dos conceptos, relativos al flujo interno en la tobera, que resultaran esenciales en el modelo desarrollado. Estos son:

- *Tasa de inyección*: Se define como el gasto másico de combustible por unidad de tiempo a la salida del orificio del inyector (o suma de todos los orificios en el caso de una tobera multiorificio)
- *Cantidad de movimiento*: Se puede definir como la fuerza de salida del chorro, y se caracteriza midiendo la fuerza de impacto del chorro contra una pequeña placa con un captador de presión.



## 2.3. DEFINICIONES

Un chorro se define como una porción de gas o líquido que se introduce con más o menos presión a través de un orificio estrecho, como puede ser un tubo, un grifo... En nuestro caso el chorro será inyectado a una atmósfera gaseosa (normalmente aire, o nitrógeno puro).

Además hablando de chorros en motores, inyectados en cámaras de combustión se pueden hacer diversas clasificaciones. En lo que respecta al tipo de especie inyectada, podemos hablar de:

- *Chorro gaseoso*: La especie inyectada está en un chorro gaseoso.
- *Spray*: Siguiendo la nomenclatura anglosajona, este caso se corresponde, la especie inyectada está en estado líquido, y que se introduce en una atmósfera gaseosa. En este caso pues, tendremos el fenómeno de atomización de la fase líquida y evaporación de las gotas del líquido a gas.

En este trabajo, y aunque el modelo nos permite ambos tipos de chorros, solo utilizaremos el Spray, ya que es el caso del chorro Diesel. Adicionalmente, si hablamos de la reacción química entre el combustible y el ambiente, podemos diferenciar dos tipos de chorros:

- *Spray inerte*: No se produce reacción química entre el ambiente y el combustible, es decir no tendremos combustión.
- *Spray reactivo*: Este caso es el más complejo, ya que además de tener fenómenos de evaporación también tendremos el proceso de combustión.

En nuestro caso, utilizaremos Spray inerte para calibrar el modelo con los datos experimentales, y luego también realizaremos algunos cálculos en reactivo.

## 2.4. ATOMIZACIÓN Y ESTRUCTURA DEL SPRAY INERTE

El fenómeno básico que ocurre en un chorro, que no tendrá combustión posterior, es el de atomización. Es decir, estamos inyectando un combustible líquido puro por el orificio de la tobera y necesitamos que se mezcle con el aire, para esto, inyectamos de manera que el combustible se divide en gotas cada vez más pequeñas.

De esta manera tenemos más superficie de contacto con el aire para facilitar el intercambio de energía, para la evaporación del combustible.

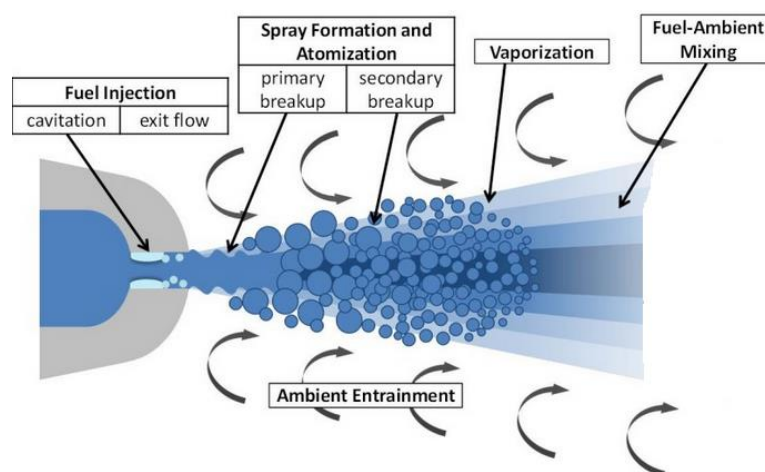


Fig. 2.2 Inyección, atomización y evaporación. Fuente: <http://www.spherelab.gatech.edu/>

En la Fig. 2.2 tenemos la estructura de un chorro de spray inerte, dividido en las siguientes zonas.

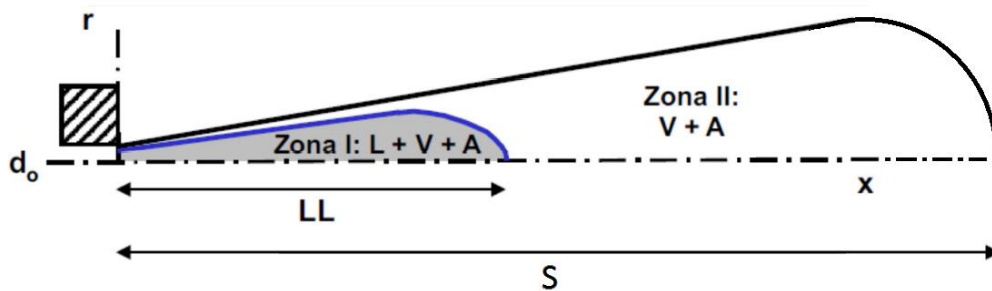
*Fuel injection* correspondería al orificio por donde se está inyectando el combustible y donde vemos que ocurre el fenómeno de cavitación, ya que el fluido pasa por un cambio de sección brusco donde se aumenta la velocidad y por tanto baja la presión, y donde también tenemos la salida de flujo del combustible.

Posteriormente tenemos el ya explicado fenómeno de formación del spray y la atomización. Cada vez las gotas se hacen más pequeñas hasta que se puede producir la vaporización, o paso del combustible de líquido a gas.

Las flechas en la parte superior e inferior del chorro corresponden al englobe de aire del ambiente por parte del combustible inyectado.

Relacionados con estos procesos se tienen distintos conceptos:

- *Longitud líquida (LL)*: Distancia axial al orificio donde dejamos de tener combustible líquido y pasa a ser solamente vapor.
- *Penetración de vapor (S)*: Distancia axial al orificio donde dejamos de tener combustible (en fase de vapor) y pasa a ser solamente gases del ambiente.



**Fig. 2.3 Esquema de distribución de fases (LL: Longitud Líquida, S: Penetración) y de especies (L: Líquido, V: Vapor, A: Aire del ambiente) de un chorro.**

En la Fig. 2.3 tenemos la estructura de un spray inerte, donde se distinguen claramente las dos zonas explicadas anteriormente. La primera, en gris, corresponde a la zona donde tenemos Líquido más vapor y aire del ambiente, el final de esta zona determina la llamada longitud líquida.

La segunda zona, en fondo blanco, delimitada por la línea continua, corresponde al vapor del combustible más el aire del ambiente que se ha englobado, el final de esta zona corresponde a lo que se llama penetración del chorro.

Además de los citados anteriormente también tenemos que tener en cuenta otros conceptos importantes que serán utilizados más adelante:

- *Ángulo chorro ( $\theta$ )*: Se trata del ángulo que forma el chorro al salir del orificio. Si se considera el chorro simétrico será el doble del que forma el chorro con la horizontal (eje).

El Ángulo representará un concepto importante ya que será el parámetro a ajustar posteriormente, ya que es difícil de obtener su medida experimental. De modo que para un mismo combustible a unas mismas condiciones realizaremos distintas medidas con distintos ángulos.

## 2.5. ESTRUCTURA DEL CHORRO REACTIVO

Si se trata de un chorro reactivo, además de los procesos básicos de atomización, mezcla y evaporación anteriormente mencionados también aparecerá la combustión. Ello modifica la estructura del chorro, de manera que encontramos varias zonas diferenciadas:

- *Lift Off*: La primera zona identificada es la zona en que se hacen los procesos de preparación de la mezcla. También se conoce en castellano como distancia de lanzamiento de la llama, ya que en las llamas de difusión la combustión no puede empezar hasta que el combustible no está mezclado con el aire.
- *Combustión premezclada*: una pequeña región donde se consume todo el oxígeno englobado por el chorro, de forma que, a partir de aquí, se supone que la concentración de oxígeno en el interior del chorro es nulo.
- *Combustión por difusión*: En la última zona se forma una llama por difusión en la que por el interior del chorro llega el combustible, sin aporte de oxígeno, ya que se ha consumido en la combustión premezclada; y exteriormente al chorro se incluye el oxígeno que al mezclarse con el combustible genera la zona reactiva a nivel superficial.

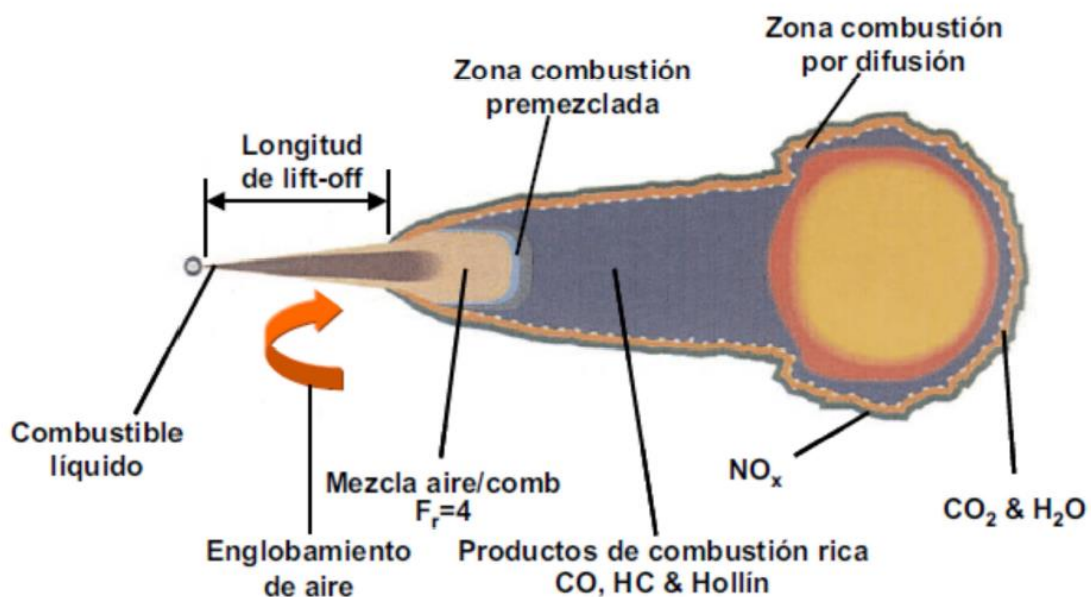


Fig. 2.4 Esquema de la estructura de la llama Diesel durante la fase de la combustión. Fuente: Dec J. E. [17]

En la figura 2.4 tenemos las zonas de un chorro reactivo explicadas en este apartado. Además podemos ver qué zonas son en las que se encuentran los distintos productos de la combustión.

La zona azulada como indica correspondería a una zona de alta concentración de hidrocarburos sin quemar, monóxido de carbono y hollín debido a que tenemos muy poco oxígeno.

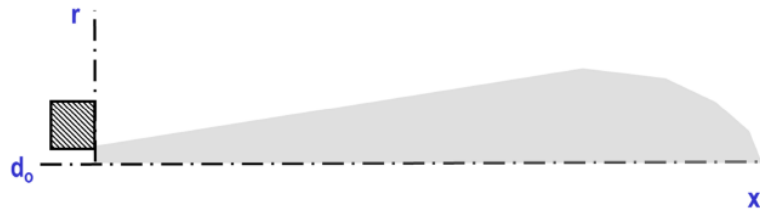
La zona naranja donde se produce la combustión, y por tanto tenemos los productos normales de la combustión  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ .

La zona gris, donde tenemos óxidos de nitrógeno, debido a que tenemos gran cantidad de oxígeno y sobretodo altas temperaturas.

### 3. HERRAMIENTAS

#### 3.1. MODELO 1D DE CHORROS

En el presente capítulo se presentara una descripción detallada del modelo.

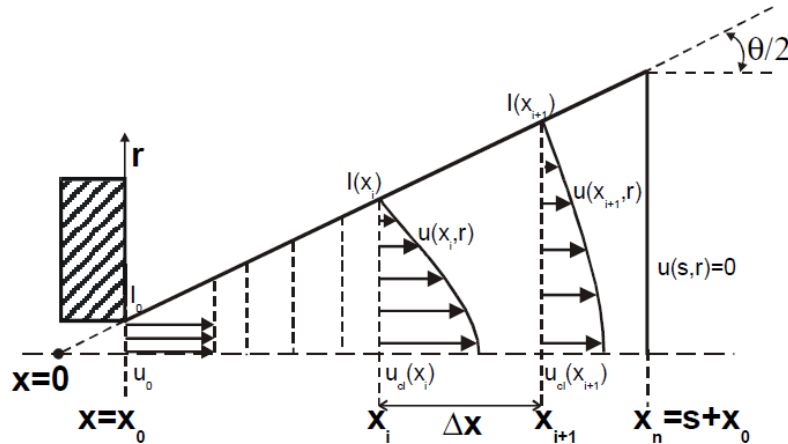


**Fig. 3.1 Dimensiones espaciales de un chorro. Fuente: Saiz M. C. [16]**

Se trata de un modelo unidimensional que permite un análisis rápido de las propiedades del chorro como son velocidad, densidad, temperatura, fracción de mezcla, fracciones másicas de las distintas especies... A pesar de las simplificaciones, permite resultados asimilables a un código CFD bajo ciertas hipótesis simplificativas, que se discuten más abajo. Ello lo hace especialmente útil para proyectos de prediseño como el que aquí se plantea, pues permite con poco esfuerzo producir información fiable.

Para reducir el chorro en dos dimensiones (axial  $x$  y radial  $r$ , tal como se muestra en la Figura 3.1) a una dimensión se hace uso de los perfiles radiales autosimilares para las propiedades conservativas en el chorro, esto es, existe una relación matemática conocida a priori entre los valores en cualquier posición del chorro y los correspondientes en el eje. Esta es una hipótesis ampliamente manejada en los flujos en capa límite, como es el caso de un chorro. De esta manera, un problema a priori bidimensional (si suponemos el flujo con simetría de revolución sobre el eje del orificio de inyección) se puede transformar en unidimensional. Esto significa que el modelo calcula solamente los valores en el eje de las variables velocidad y fracción de mezcla (fracción másica de combustible en inerte) que extenderá a cualquier radio en la sección correspondiente de nuevo mediante los mismos perfiles.

Además se asume que el spray será inyectado en una cámara suficientemente grande donde no se modifiquen las condiciones del aire lejos del orificio. Adicionalmente se considera que la velocidad es uniforme en todo el perfil a la salida del orificio, este posteriormente intercambiará momento con el aire ambiente.



**Fig. 3.2 Descripción del modelo.** Fuente: J.V. Pastor, J.M. García-Oliver, J.M. Pastor, & W. Vera-Tudela [18]

En la figura 3.2 tenemos una pequeña descripción del modelo. Se trata de la representación de un chorro en dos dimensiones, axial ( $x$ ) y radial ( $r$ ).

Se tiene una primera distancia axial,  $x_0$ , que corresponde al orificio, donde podemos ver la hipótesis de velocidad uniforme ( $u_0$  es un perfil recto). Además vemos como cambia este perfil de velocidades en función de la distancia axial, así como con la distancia radial donde se tiene velocidad cero en el contacto con el ambiente y velocidad máxima en el eje.

Se observa que a la distancia de penetración del chorro  $x_n$  la velocidad tiene un valor nulo, ya que todo se encuentra en contacto con el ambiente, que está parado.

Las hipótesis adoptadas en el modelo son las siguientes:

- Simetría de revolución del spray en torno al eje del mismo.
- Se asume un flujo turbulento totalmente desarrollado, lo que implica que los perfiles de las variables serán autosimilares. Dichos perfiles son definidos mediante una función Gaussiana.
- El Angulo del spray se define hasta el punto donde la velocidad es un 1% la del eje.
- El número de Lewis se asume la unidad.
- La presión en toda la cámara se considera constante.
- Se asume flujo localmente homogéneo, es decir, se tiene equilibrio local entre las fases líquida y gaseosa.

Además, las ecuaciones de conservación de la masa de combustible (ecuación 1) y de la cantidad de movimiento (ecuación 2) se cumplen en cada celda definida del chorro (Fig. 3.2)

$$M_f(x_i, t) - M_f(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dx} \int \rho f dV \quad (1)$$

$$I(x_i, t) - I(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dx} \int \rho u dV \quad (2)$$

Para resolver estas ecuaciones es necesario definir una función que represente la densidad local, del tipo  $\rho = f(f)$ , que entra dentro de la categoría de las llamadas relaciones de estado. En términos generales estas relaciones definen la composición, temperatura y densidad local.

La figura 3.3 define el funcionamiento general del modelo:

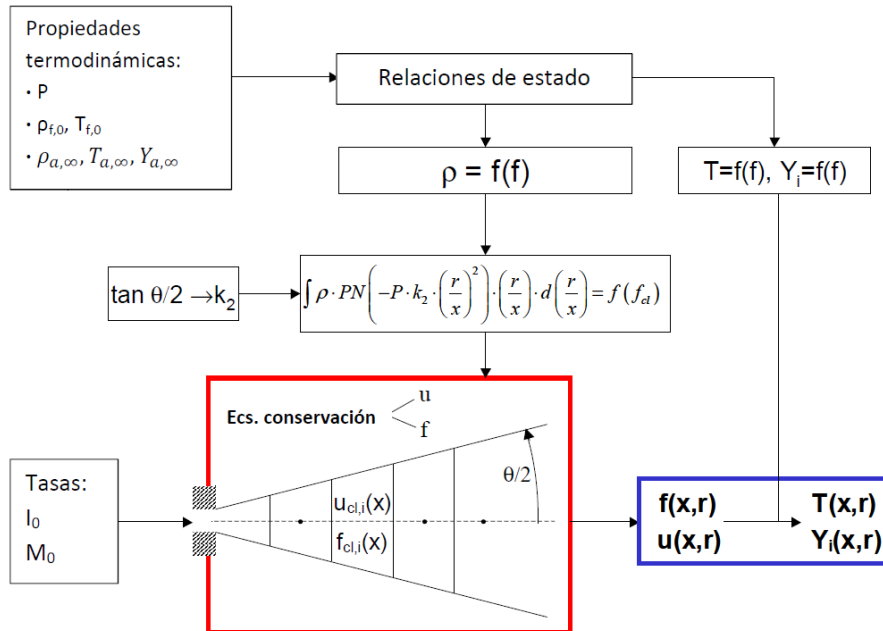


Fig. 3.3 Funcionamiento general del modelo. Fuente: Sanchis A. [12]

El modelo se basa en la resolución de unas ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento a partir de varios tipos de datos: las tasas de inyección y el ángulo, introducidos por el usuario; y las propiedades termodinámicas del combustible y el aire puros. A partir de dichas propiedades se calculan las relaciones de estado, que a efectos prácticos son tablas que parametrizan las variables locales en función de la fracción másica de combustible  $f$ . En concreto, la densidad  $\rho$  se utiliza para integrar los perfiles radiales autosimilares, y estas integrales entran en la ecuación de conservación juntamente con la información del caudal másico y el flujo de cantidad de movimiento en el orificio.

Los resultados de las ecuaciones de conservación son la fracción de mezcla y la velocidad a lo largo del eje de todo el chorro, a partir de las cuales se aplicarán los perfiles radiales para obtener un campo de distribución de masa y velocidad en cualquier punto del chorro.

Finalmente, se realiza un post procesado para obtener otras variables de mayor utilidad a partir de las dos anteriores.

### 3.2. PROPIEDADES COMBUSTIBLES

Uno de los ficheros necesarios para la introducción en el modelo DICOM es el fichero de combustible. Este debe portar las propiedades del combustible con el que se quiere realizar la simulación, es decir, composición del combustible,  $C_p$ , densidad del combustible, propiedades del punto crítico...

Para la realización de este trabajo ha sido necesario la búsqueda y recopilación de datos de distintas fuentes con el fin de poder realizar el fichero necesario en los distintos casos. Se han tenido que obtener las propiedades y crear los mencionados ficheros de combustible de los siguientes elementos.

El fichero es necesario crearlo como un .dat (editable con el notepad++ de Windows) con una sola fila para cada uno de los distintos elementos que forman el combustible. Si solamente tenemos un elemento (como es el caso de los combustibles de Hexadecano puro, decano puro...) solamente hace falta una fila.

Cada propiedad debe de ir ordenada y separada por espacios según un formato específico. Una propiedad importante es la que se coloca la última, que representa la fracción de cada elemento dentro del combustible. Como es lógico, la suma de todas las fracciones de los distintos elementos debe sumar la unidad.

Además, el fichero .dat que contiene el combustible se tiene que nombrar "fuel" y se tiene que colocar en la misma carpeta donde se encuentre el ejecutable de DICOM.

Las propiedades básicas son:

- Composición atómica (número de C,H,O)
- Peso molecular
- Entalpía de formación
- Coeficientes para calcular los polinomios mediante los cuales se calcula la entalpía a cualquier temperatura
- Propiedades críticas (presión y temperatura) y factor acéntrico
- Temperatura de ebullición a presión atmosférica y calor latente
- Coeficientes varios para calcular la densidad del líquido mediante una correlación generalizada



## 4. RESULTADOS

### 4.1. INTRODUCCIÓN

Tal como se ha indicado en el apartado 1.3 del Capítulo de Introducción, el trabajo con el modelo 1D está estructurado en dos partes. En la primera se va a realizar una calibración del modelo (Apartado 4.2), con el objetivo de buscar qué valores del ángulo permiten predecir el comportamiento del chorro con diferentes combustibles. Una vez ajustado este parámetro se puede ya utilizar el código de forma predictiva para comparar los combustibles equivalentes al Diesel y a la gasolina, tanto en condiciones inertes (Apartado 4.3), con el objetivo de cuantificar el impacto del combustible sobre el tipo de mezcla, como en condiciones reactivas (Apartado 4.4), para analizar el impacto del combustible sobre la llama.

### 4.2. CALIBRACIÓN DEL MODELO

En este apartado hablaremos de la etapa más importante del modelado, que es la comparación de los resultados predichos por el modelo con la realidad. La calibración de un modelo es la búsqueda de los valores de constantes que hacen que el modelo prediga unos resultados conocidos y así poder proceder, en una segunda etapa a usar el modelo de forma predictiva.

Se debe tener en cuenta que este proceso suele tener bastantes incertidumbres debidas a que los datos experimentales suele contener errores e imprecisiones. Esto se debe a la dificultad de la medición de los parámetros y a los errores de medida que tienen los distintos aparatos. Es un factor importante ya que estos errores en los experimentos se traducirán en errores a la hora de ajustar el modelo.

Como base de datos se utilizará la proporcionada por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, que proviene de ensayos realizados en el propio departamento desde el año 2011 hasta el 2014, y de ensayos de *Sandia National Laboratories*.

Las variables principales a fijarse para el ajuste del modelo serán la penetración de vapor (S), la longitud líquida (LL) y la fracción másica en el eje (fcl), mientras que el único parámetro a modificar y que permitirá el ajuste de estas variables a los datos experimentales será el ángulo de chorro, puesto que el resto de parámetros de entrada pueden obtenerse a partir de medidas.

#### 4.2.1. Condiciones de referencia

Como ya se ha mencionado anteriormente, el parámetro a ajustar es el ángulo del chorro. Este parámetro solamente depende de la densidad del aire en cámara, con lo que se realizará un ajuste para cada densidad.

Esto se puede comprobar ya que estudios teóricos y experimentales [4] dan a entender que:

$$\tan(\theta/2) \propto (\rho_a/\rho_f)^{0.19} \quad (3)$$

Teniendo en cuenta que no cambiara el fuel, el ángulo solo depende de la densidad del aire.

El proceso de calibración se ha realizado tomando dos bases de datos diferentes. En cualquiera de ellas, las condiciones de contorno quedan definidas por las siguientes variables:

- Composición del combustible. En cualquiera de los casos usados para calibrar, se trata de combustibles monocomponentes, esto es, sustancias puras de composición fija.
- Presión de inyección, esto es, la presión del Common Rail.
- Diámetro del orificio de la tobera.
- Temperatura del combustible inyectado
- Temperatura de la cámara de combustión en la que se inyecta.
- Densidad o presión en la cámara de combustión.

En la primera base de datos, el combustible usado es Dodecano, y los datos se han medido en una cámara de combustión a presión constante. Se tienen tres densidades: 7.6, 15.2 y 22.8, además de tres temperaturas en cámara (700K, 800K y 900K) y tres presiones de inyección (500bar, 1000bar, 1500bar). Teniendo en cuenta que tal como se ha dicho anteriormente el ángulo depende de la densidad, tendremos tres valores de ángulos distintos para la calibración (uno por densidad, tomando la temperatura de 900K y la presión de inyección de 1500) y con este mismo ángulo calcularemos los otros casos.

Además en este caso utilizamos un diámetro de orificio de 240 micras.

En una segunda base de datos, los combustibles usados han sido diversas mezclas de Decano y Hexadecano, y los datos se han medido en un motor de dos tiempos de investigación. En este caso los experimentos se han definido mediante tres presiones en cámara (o contrapresión, 43bar, 53bar y 73bar), dos temperaturas en cámara (700K y 900K) y tres presiones de inyección (500bar, 1000bar y 1500bar), aunque de esto último solamente hay variación en el caso de contrapresión 53bar y temperatura en cámara de 700K.

El diámetro de orificio en esta segunda base de datos es de 140 micras.

#### 4.2.2. Parámetros de entrada al modelo

Los parámetros necesarios de entrada para el modelo son los siguientes, teniendo en cuenta que en este trabajo se ha trabajado con tasa de inyección directa y con el tipo *Spray*:

- *Combustible*: el fichero fuel.dat del que se habla en el apartado 3.2 propiedades del combustible, que se tiene que hallar en la misma ruta que el ejecutable.
- *Archivo de densidad ambiente en función del tiempo*: Archivo .txt que incluirá dos columnas, una con el instante de tiempo y otra con el valor de la densidad para ese instante de tiempo.
- *Archivo de presión ambiente en función del tiempo*: Archivo .txt que incluirá dos columnas, una con el instante de tiempo y otra con el valor de la presión para ese instante de tiempo.
- *Parámetro de reactividad, fL<sub>OL</sub>*: Este variará dependiendo del ensayo, inerte o reactivo. En nuestro caso, el ajuste se realizará en inerte con lo que tendrá un valor nulo.
- *Tiempo de inicio de la combustión*: Como estamos trabajando en el caso inerte, se debe introducir un valor mayor al tiempo de cálculo (por ejemplo un segundo), de manera que no se inicie la combustión.

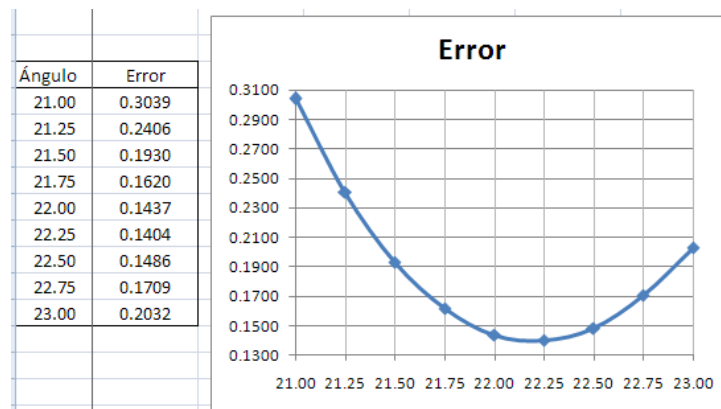
- *Temperatura de inyección del combustible*: El valor dependerá del el valor medido experimentalmente.
- *Fracción molar de oxígeno y nitrógeno en el aire*: 0 y 1 respectivamente, para asegurarnos que no haya reacción.
- *Tasa de inyección directa*: Aquí introduciremos dos ficheros del mismo tipo que la densidad o presión, pero con la tasa y el momento, así como el diámetro del orificio, en nuestro caso de 140 micras.

#### 4.2.3. Calibración con la base de datos de Dodecano

Una vez tenemos introducidos todos los datos anteriormente expuestos solo nos queda introducir el ángulo del chorro, que es el parámetro a calibrar. Para ello partiremos del caso base: 900K de temperatura en cámara, 22,8 kg/m<sup>3</sup> de densidad en cámara y 1500bar de presión de inyección.

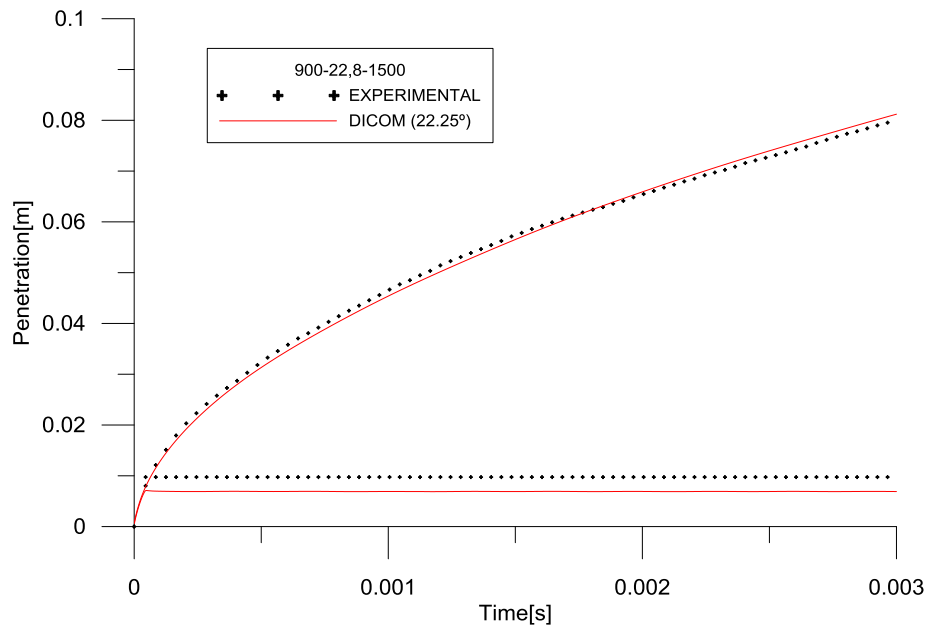
Para calibrar el ángulo partimos de un valor medio como pueden ser 21° y hacemos las simulaciones para valores superiores e inferiores, es decir simular con ángulo 20°, 21° y 22°, y posteriormente se analizarán los resultados. Para ello se ha programado una función en Matlab, que calcula el error mediante mínimos cuadrados entre los valores experimentales de penetración de vapor y los valores de DICOM, de manera que nos escribirá en un fichero el valor del error con cada ángulo.

Posteriormente una vez sabemos en qué rango de valores se encuentra, afinaremos un poco más hasta cuartos de ángulo, de manera que tengamos un valor mínimo de error, que aumentará tanto si se aumenta un cuarto el ángulo como si lo se disminuye. Esto es fácilmente comprobable en un gráfico, hecho con una hoja Excel donde se coloca el valor de los distintos ángulos y los correspondientes errores (Fig 4.1).



**Fig. 4.1 Errores de la condición base 900-22,8-1500**

Posteriormente solo queda representar el valor experimental y el del DICOM para observar cómo queda el ajuste (Fig 4.2).

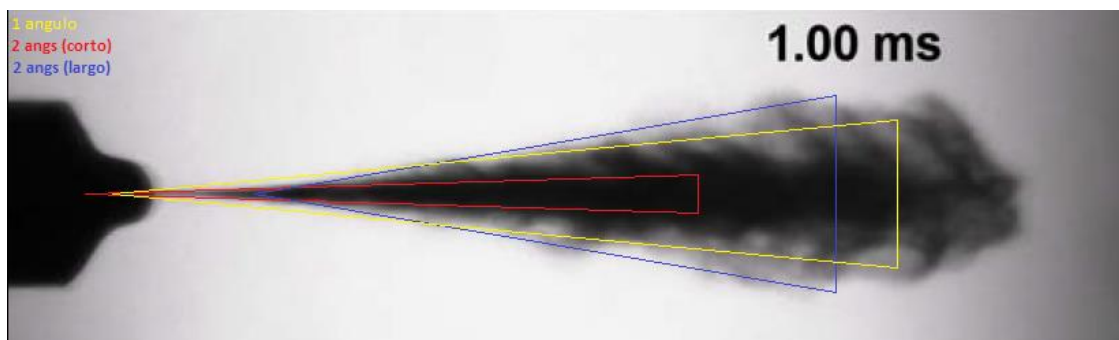


**Fig. 4.2 Ajuste de la condición base 900-22,8-1500, Angulo obtenido: 22,25°**

Como vemos en el ajuste la penetración de vapor de DICOM pasa muy cerca de la experimental, pero la longitud líquida se queda bastante por debajo en el modelado.

Además, vemos como la penetración de vapor modelada se queda por debajo de la experimental en los primeros 1.5 milisegundos, mientras que a partir de aquí las curvas se cruzan y tenemos una penetración de vapor mayor en el DICOM que en los datos experimentales.

Estos pequeños errores entre experimental y modelado, así como diversos trabajos realizados y observaciones experimentales da a entender que en la realidad el chorro no tiene solamente un ángulo, sino que empieza con un ángulo menor (más cerrado, y por tanto más penetración al principio) y posteriormente se abre un poco más (de manera que tendremos menor penetración). Esto se puede observar claramente en la Fig 4.3, que muestra un chorro Diesel en condiciones de motor, al que se le han superpuesto varios contornos cónicos para mostrar las diferentes definiciones de ángulo.

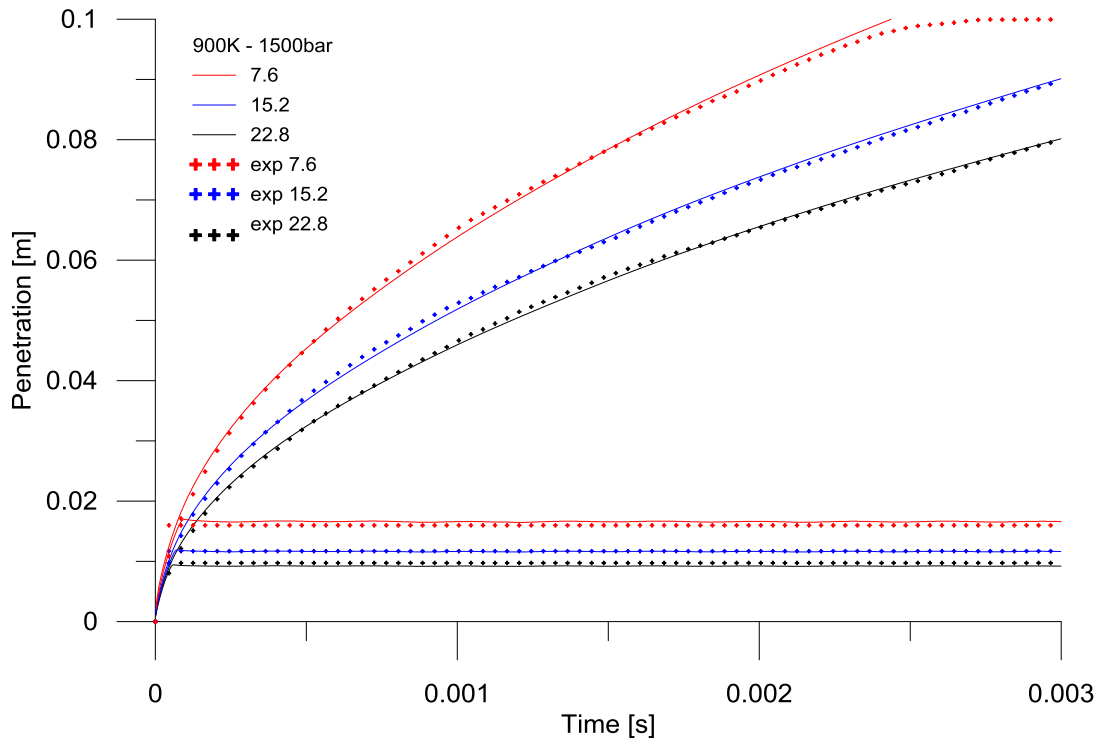


**Fig. 4.3 Ejemplo de chorro diesel con 1 Angulo ~ 22° (amarillo) y 2 ángulos ~ 15°-26° (rojo y azul respectivamente)**

Todo esto es lo que lleva a plantear un ajuste con 2 ángulos en el DICOM.

Si utilizamos el modelado con dos ángulos, además de decirle cual será el ángulo grande también nos pedirá a qué distancia del orificio queremos que se produzca el cambio de ángulo. DICOM da dos posibilidades, o introducir una longitud axial desde la tobera, de manera que a partir de esa longitud adopte el ángulo más grande, o introducir una fracción másica a partir de la cual se producirá el cambio de ángulo.

En el presente trabajo se ha utilizado siempre una longitud. En el caso del Dodecano se ha tomado como criterio para el cambio de ángulo la longitud líquida.



**Fig. 4.4 Ajuste con dos ángulos para las tres condiciones de densidades, con 900K y 1500bar**

El ajuste en dos ángulos se ha realizado con:

- Un primer ajuste con un solo ángulo utilizando todo el rango de penetración
- A partir de aquí, con los valores de longitud líquida experimental y modelada sacamos un factor que sea  $LL_{DICOM} / LL_{exp}$  (en nuestro caso como el modelado sale por debajo de la experimental el factor será menor de la unidad)
- Este factor se multiplica por el ángulo obtenido en el ajuste con un solo ángulo, obteniendo así un ángulo menor que será el primero del ajuste con dos ángulos.
- Una vez tenemos este primer ángulo pasamos a hacer simulaciones manteniendo fijo el primer ángulo y ajustando el segundo de la misma manera que se hace el ajuste con un solo ángulo (el cambio de ángulo se realizaba con la longitud líquida).

En la Fig. 4.4 tenemos el ejemplo de ajuste para el caso de temperatura y presión de inyección base (900K y 1500bar) con los tres casos de densidades distintas, obteniendo los tres ángulos distintos, es decir:

Condición	Ángulos
<b>900K - 7,6 kg/m<sup>3</sup> - 1500bar</b>	14,50° - 22,75°
<b>900K - 15,2 kg/m<sup>3</sup> - 1500bar</b>	15,75° - 24,00°
<b>900K - 22,8 kg/m<sup>3</sup> - 1500bar</b>	16,75° - 24,50°

**Tabla 4.1 Resultados de los ángulos para el Dodecano.**

En la tabla 4.1 tenemos los resultados de los ángulos para las tres densidades diferentes.

Vemos como para este caso tanto la penetración de vapor como la longitud líquida se ajustan mejor que con un solo ángulo. Además viendo los valores de ángulos obtenidos de la calibración se observa que cuando aumentamos la densidad aumentamos el ángulo, directamente, tal y como indica la fórmula (3) en el apartado 4.1.2.

#### 4.2.4. Calibración con la base de datos de Decano y Hexadecano

Esta base de datos consta de tres combustibles (Decano100%, Hexadecano100% y la mezcla Decano50%/Hexadecano50%) se ha tenido que realizar un ajuste distinto al realizado con el Dodecano, en este apartado se comentaran estos cambios en el ajuste y se procederá a la exposición de los resultados obtenidos para los distintos ajustes.

También hay que tener en cuenta que los ensayos de Decano y Hexadecano se han realizado en una maqueta de un motor donde el chorro se inyecta hacia abajo y el pistón sube hacia arriba, por tanto el aire impulsado afecta a la penetración del chorro experimental, con lo que a partir de un valor de 40mm de penetración experimental no se tendrá en cuenta para el ajuste.

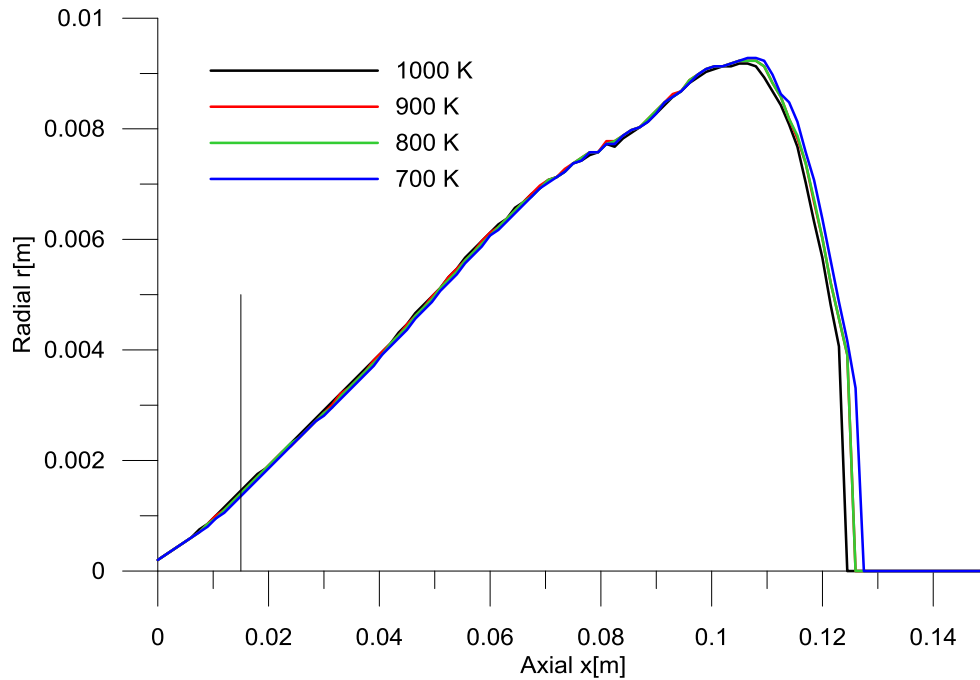
A pesar de que partimos de que el ángulo no depende del combustible, tenemos que volver a hacer el ajuste ya que las condiciones son distintas y por tanto la densidad del aire será distinta. En este caso partiremos de la condición base de 53bar de presión en cámara, 700K de temperatura en cámara y 1000bar de presión de inyección.

Además del caso base tenemos cambios en la presión en cámara a 43bar y 73bar y cambios en la temperatura en cámara a 900K. Adicionalmente, solamente para el caso base tenemos cambios en la presión de inyección a 500bar y a 1500bar.

El primer cambio que vamos a realizar es el proceso de calibración con dos ángulos. Fundamentalmente esto es debido a que la instalación experimental en la que se han obtenido las medidas en este caso es un motor de dos tiempos, en el cual el flujo local interacciona bastante más con el chorro, y la hipótesis de ambiente con velocidad cero, que es el punto de partida del modelo, es más cuestionable. Como hemos visto anteriormente, el ajuste con dos ángulos se realizaba obteniendo un factor que dependía de las longitudes líquidas. En este caso lo que se hará es lo siguiente:

- Se calibra inicialmente a un solo ángulo, pero la diferencia es que solamente se utiliza el intervalo de tiempo inicial esto es, desde el inicio de inyección hasta la longitud líquida en valor estabilizado, aproximadamente.
- Posteriormente, manteniendo ese ángulo fijo hacemos el ajuste del segundo ángulo de la misma manera que con un ángulo, esto es, mediante la optimización comparando con la penetración de vapor.

La diferencia respecto a la base de datos de Dodecano es que en este caso la longitud a la que cambiaremos el ángulo no es la longitud líquida sino un valor que mantendremos fijo para las distintas condiciones, tomado en base a una serie de cálculos CFD disponibles.

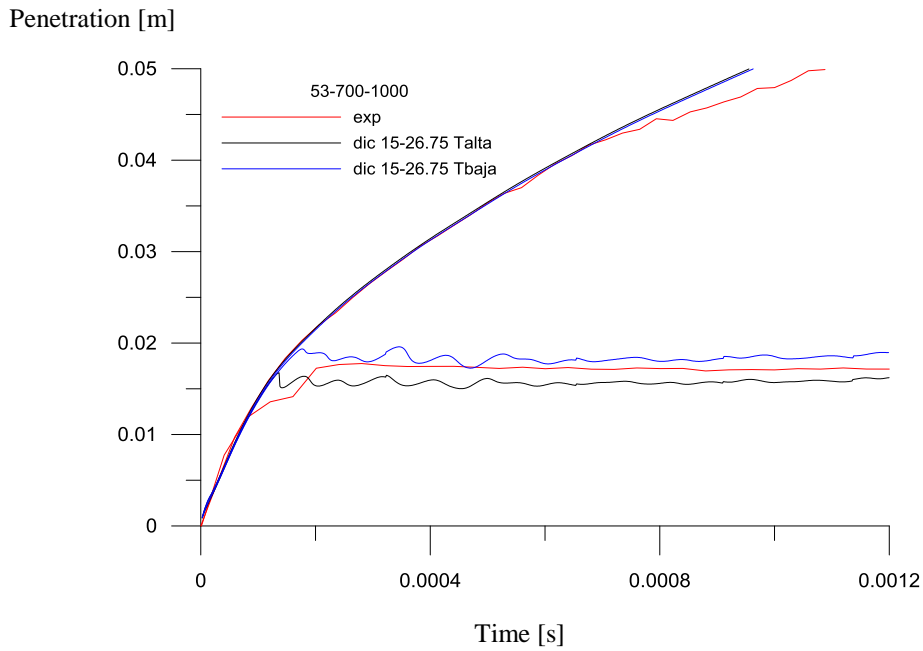


**Fig. 4.5 Radio del chorro para las 4 temperaturas (700K, 800K, 900K y 1000K)**

Como muestra la Fig. 4.3, se representa el límite de la fase vapor en un chorro para 4 temperaturas de cámara distintas. La longitud líquida no está representada pero al ser temperatura distinta sabemos que serán 4 longitudes líquidas distintas. Sin embargo la forma del chorro es la misma, vemos en la primera zona (hasta aproximadamente 15mm) que lleva un ángulo y a partir de aquí otro. De esta manera, se toma esta distancia de 15 mm como zona de cambio entre el ángulo cercano y el lejano. La línea vertical representa esta distancia.

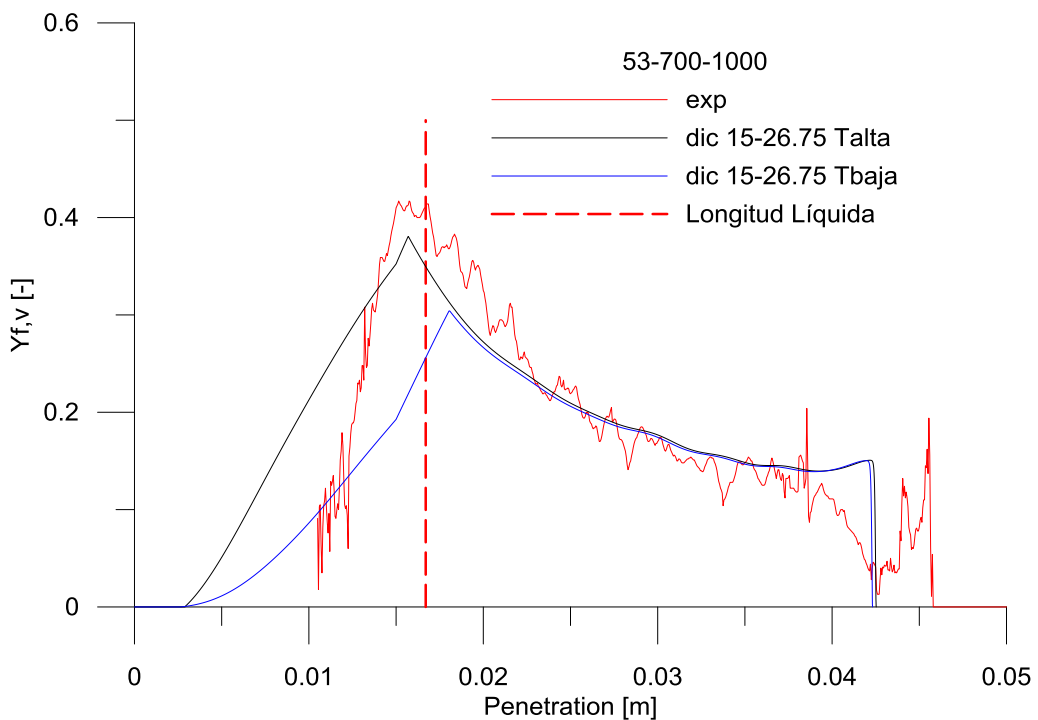
Además, otro de los cambios que se realizarán en este estudio es la obtención del ángulo para las distintas condiciones. Mientras que con la base de datos del Dodecano se ha calibrado por separado cada condición con su ángulo, en este caso se ajustará solamente el caso base (53bar y 700K en cámara y 1000bar de presión de inyección) y se trasladará a las otras condiciones mediante la ecuación (3), es decir, simplemente con el cambio de densidad.

La calibración del ángulo lejano (más allá de los 15 mm) asume que el ángulo inicial es siempre constante e igual al obtenido anteriormente. Adicionalmente, se considerará que el ángulo inicial no depende de las condiciones de operación ni del combustible, así que para una misma condición tendremos los tres combustibles con los mismos ángulos.



**Fig. 4.6** Ajuste realizado para la condición base con Decano100%

En la Fig. 4.6 tenemos representado el resultado de la calibración con el Decano100% de la condición base, dando un resultado del ángulo de  $15,00^\circ - 26,75^\circ$ . Además, como vemos en la gráfica se han utilizado dos temperaturas de combustible. La temperatura alta corresponde a una medida tomada sobre la punta del inyector (en este caso alrededor de 450K) y la baja corresponde a lo que sería la temperatura en el depósito (tomada 100K).



**Fig. 4.7** Datos de Fracción másica en el eje de la misma condición y ajuste que la Fig. 4.6



En la Fig. 4.7 tenemos la fracción másica de vapor sobre el eje en función de la distancia al orificio en un instante de tiempo determinado (en este caso son 700 microsegundos). Se comparan los resultados del modelo y las medidas experimentales. Se observa cómo la fracción másica de vapor aumenta hasta que un pico, ubicado alrededor de la longitud líquida, y a partir de aquí va descendiendo hasta la distancia que penetra el chorro, desde donde solo tendremos aire ambiente.

Se ve como el pico de la experimental debería de estar más o menos en la longitud líquida, aunque en este caso el ruido y dispersión experimental hace que la longitud líquida aparezca un poco a la derecha) y vemos como al usar la temperatura medida en la punta del inyector, la predicción da un máximo a la izquierda del valor experimental, lo que indica una temperatura demasiado alta y por tanto LL baja, y la azul (temperatura del depósito) tiene el pico a la derecha, lo que corresponde con una LL demasiado alta, es decir, una temperatura demasiado baja. Aun así, parece que si nos fijamos en la fracción másica, parece que se parezca más la de temperatura alta.

Como sabemos la temperatura medida en la punta del inyector es muy elevada, por eso nos da una longitud líquida más baja respecto a la experimental. Por otra parte, la medida tomada en el depósito sabemos que posiblemente sea demasiado baja, además de que será constante para todas las condiciones, cosa que también sabemos que no es lógico, ya que la temperatura del combustible a la hora de inyectarlo se ve afectado por la temperatura en el interior de la cámara de combustión.

Así pues, a partir de ahora se realizar los cálculos con la temperatura alta debido a que es la medición que se realizó en el experimental y debido a que la forma en fracción másica se parece un poco más.

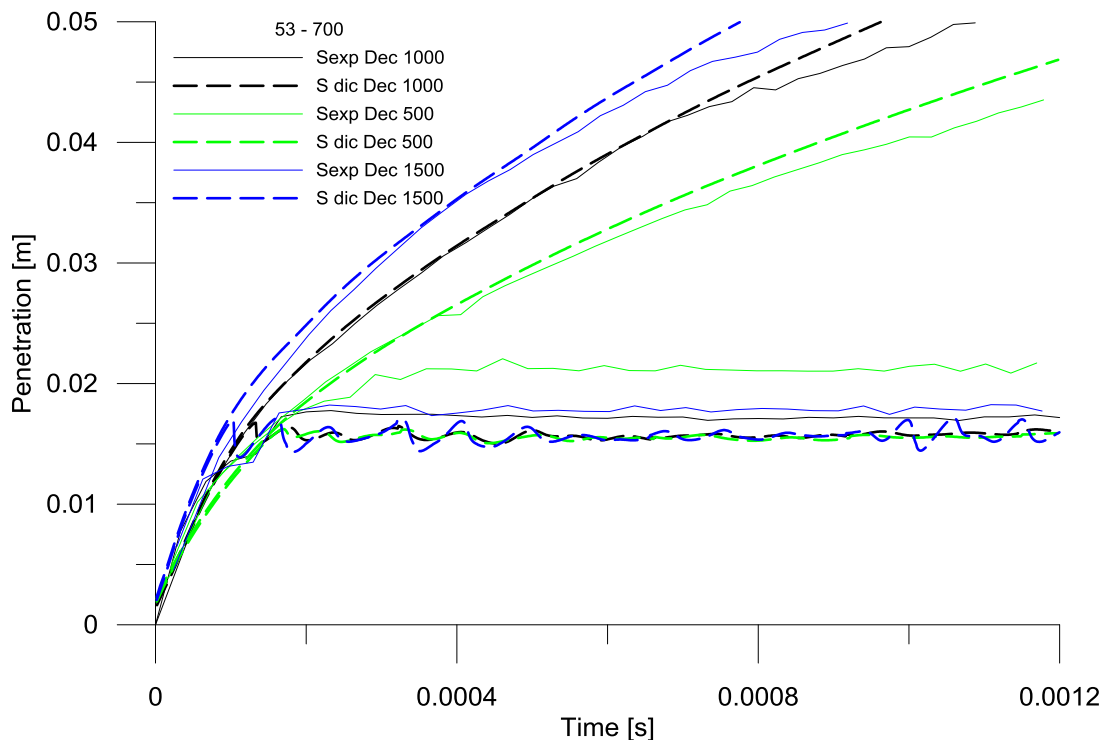


Fig. 4.8 Comparación caso base (negro) con distintas Piny. Ángulos 15,00°-26,75° todos

### 4.3. ESTUDIOS PARAMÉTRICOS

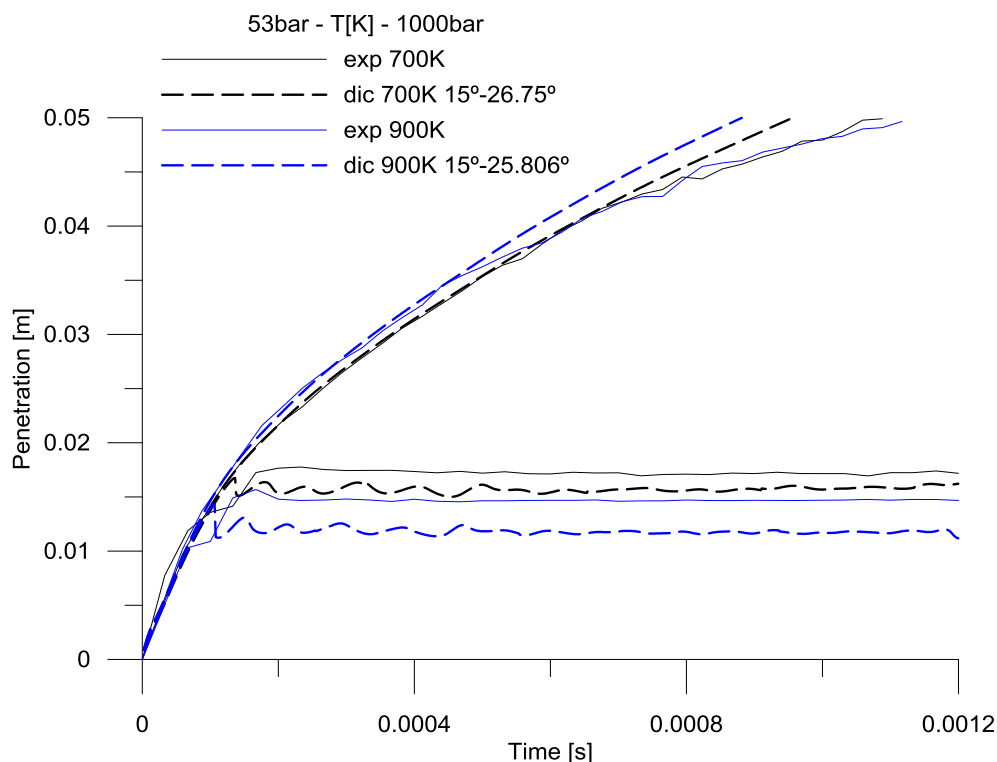
Una vez se ha calibrado el modelo con las bases de datos mencionadas anteriormente, se puede analizar las predicciones del modelo con otras condiciones para las cuales no se ha realizado la calibración, pero sí se dispone de resultados. De esta manera se puede evaluar la capacidad predictiva del modelo ante cambios en condiciones de funcionamiento.

#### 4.3.1. Efecto de la presión de inyección

En la figura 4.8 tenemos la comparación del caso base 53-700-1000 con distintas presiones de inyección. Como la densidad en cámara no cambia el ángulo es el mismo para las tres condiciones. Los resultados de los experimentos y la predicción del modelo indican que al aumentar la presión de inyección la penetración del vapor aumenta pero la longitud líquida no se modifica sustancialmente (exceptuando la experimental de 500bar de Piny, debido seguramente a un error en la medición).

Se puede observar como la penetración modelada (en discontinuo) pasa cerca de la experimental, en el caso ajustado perfectamente y en los otros dos casos un poco por debajo, pero muy cerca. Además tenemos que la penetración disminuye con la presión de inyección, lo que es lógico, ya que en términos generales el chorro se inyecta con menos flujo de cantidad de movimiento, con lo que penetrará menos.

Esto no afecta a la longitud líquida, que es igual en las tres condiciones, debido a que solo se ve afectada por condiciones en cámara o temperatura del fuel (que en este caso es la misma). Aun así, vemos como la longitud líquida modelada se queda por debajo de la experimental, debido a que la temperatura de fuel que introducimos en el modelo puede resultar demasiado alta.



**Fig. 4.9** Comparación caso base (negro) con distinta Temperatura en cámara. Ángulos: 15,00°-26,75° negro y 15,00°-25,806 azul.

#### 4.3.2. Efecto de la temperatura del aire

En la Fig. 4.9 tenemos, en negro el caso base (53bar-700K-1000bar) y en azul el cambio de temperatura en cámara a 900K. Se puede ver como la penetración cambia muy poco ya que la densidad en cámara cambia pero muy poco. Donde sí que se nota el cambio es en la longitud líquida, que en temperatura 900K es más pequeña que en temperatura 700K ya que el aumento de temperatura hace que el combustible evapore antes.

Se puede observar, también, que igual que ocurre en la Fig. 4.8 tenemos una longitud líquida modelada inferior a la experimental, esto se debe a la misma razón, que seguramente la temperatura del fuel introducida sea demasiado alta.

#### 4.3.3. Efecto del combustible

Hasta aquí solamente se han presentado datos de simulaciones y experimentos realizados con Decano, pero para comprobar que el ajuste se ha hecho correctamente, y que el modelo funciona, se han simulado y comprobado estas condiciones para Hexadecano y para una mezcla Decano-Hexadecano al 50% cada uno.

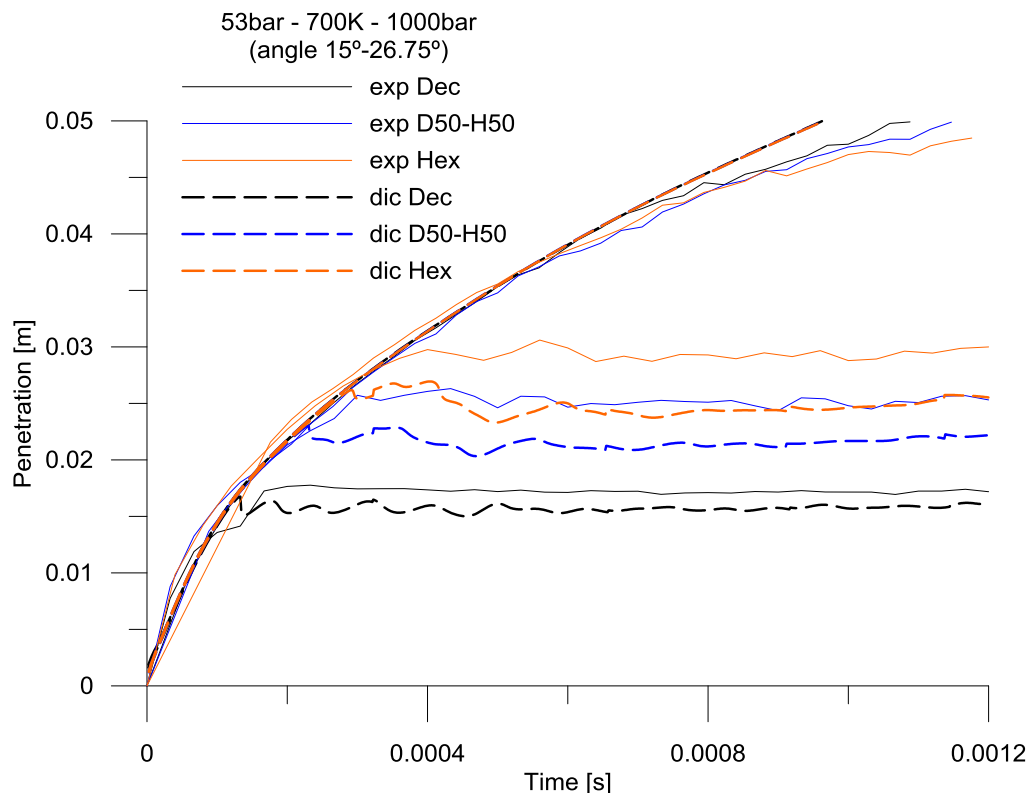


Fig. 4.10 Comparación de distintos combustibles. Ángulos: 15,00°-26,75° todos.

En la Fig. 4.10 se tiene la simulación (en discontinuo) y los datos experimentales (en continuo) para los tres combustibles mencionados anteriormente, es decir: Decano puro, Hexadecano puro y una mezcla de 50%Decano y 50%Hexadecano, los tres en la condición base de 53 bares de presión en cámara, 700K de temperatura en cámara y 1000 bares de presión de inyección.

Se puede ver como la penetración no depende del combustible, las tres penetraciones experimentales están muy cerca todas y las pequeñas diferencias se deben a dispersión experimental, y las tres penetraciones simuladas en DICOM se ve como se predicen correctamente.

Por otra parte se tiene la longitud líquida, donde se puede observar que es diferente en cada combustible, para la misma condición. Esto se debe a que los combustibles tienen diferente composición y por tanto uno es más volátil que el otro.

Se ve como el más volátil, que es el decano (en negro), tiene la longitud líquida más corta, y el Hexadecano que es el menos volátil (en naranja) tiene la longitud más larga. La mezcla, obviamente se encuentra en medio de los dos, tanto en experimental como en DICOM.

Aun así seguimos viendo que la longitud simulada es menor que la experimental igual que en las figuras anteriores, también por la misma razón.

En resumen, los ángulos obtenidos para todas las condiciones son los siguientes (los tres combustibles con los mismos ángulos):

#### 4.4.EFECTO DEL CAMBIO GASOLINA-DIESEL. CONFIGURACIÓN EN INERTE

En este apartado vamos a analizar los resultados de dos combustibles que son semejantes al Diesel y a la Gasolina en cuanto a sus características. Realizar el modelado con Diesel o Gasolina resultaría muy trabajoso, ya que tiene muchísimos componentes y buscar las propiedades de cada uno por separado y configurar el modelo para que funcionara con tal cantidad de componentes resultaría complicado.

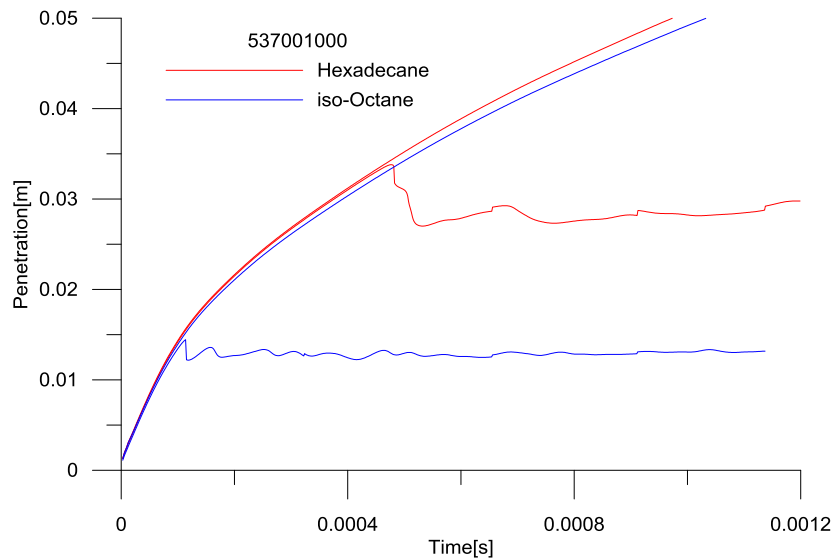
Por esto se ha decidido realizar cálculos con dos combustibles puros que se asemejarán a lo que es un combustible Diesel y una Gasolina, estos son:

- Hexadecano: combustible de sustitución de Diesel
- Iso-octano: combustible de sustitución de la Gasolina

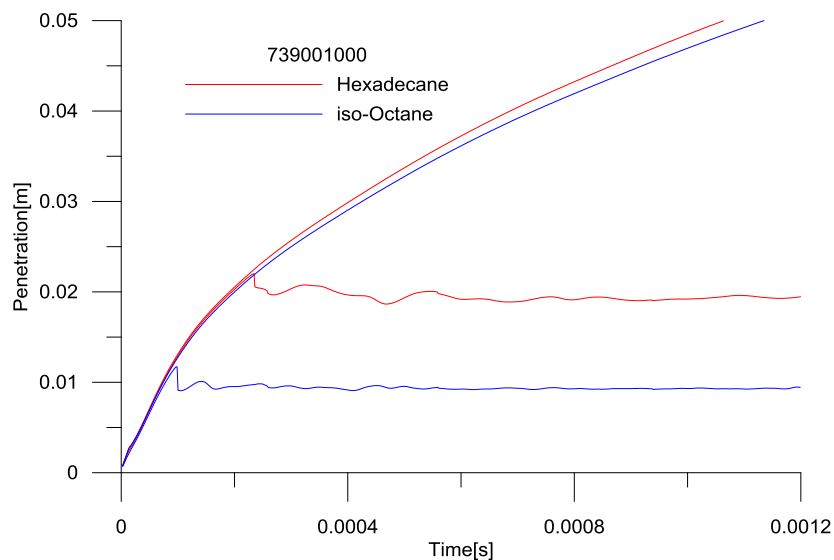
La principal diferencia que vamos a encontrar entre ambos es la volatilidad. Es decir, el Hexadecano es mucho más pesado que el iso-Octano, y por tanto su volatilidad es mucho menor que este último, al igual que ocurre entre el Diesel y la Gasolina.

Además, los cálculos se realizarán para dos condiciones, la condición base (53bar y 700K en cámara y 1000bar de presión de inyección) y una condición con evaporación más rápida simulando que el motor está en un punto de operación a mayor carga. La condición para la evaporación rápida es 73bar y 900K en cámara y 1000bar de presión de inyección.

El iso-octano es un combustible mucho más volátil que los que se han nombrado anteriormente, por eso, y también sabiendo que es una temperatura demasiado alta y que si se utiliza esa temperatura podría dar problemas en un motor, se decide utilizar para estos análisis la temperatura baja nombrada en la calibración del modelo, que son 373K (100°C).



**Fig. 4.12 Resultados de penetración y longitud líquida de Hexadecano e Iso-octano, para la condición 53bar – 700K – 1000bar**



**Fig. 4.13 Resultados de penetración y longitud líquida de Hexadecano e Iso-octano, para para la condición 73bar – 900K – 1000bar**

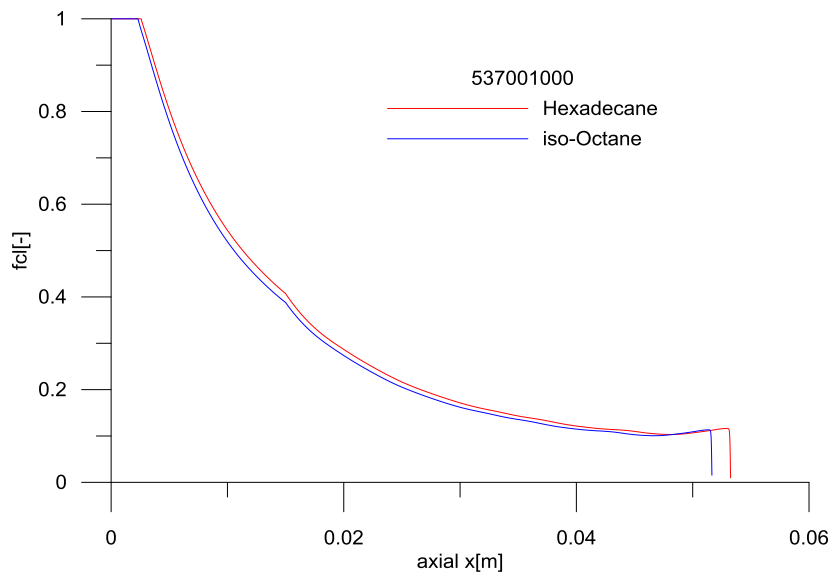
En la Fig. 4.12 y 4.13 tenemos los resultados de las simulaciones con los dos combustibles citados, con una temperatura de fuel de 373K.

Se observa que al cambiar las condiciones la penetración del chorro disminuye, esto es debido a que como explicamos anteriormente la densidad en cámara de la condición 73-900-1000 es un poco mayor (pasa de 24,44 a 27,29 kg/m<sup>3</sup>), y por tanto, el chorro penetrara menos, tanto para el Hexadecano como para el Iso-octano.

Además también se puede ver que el Iso-octano penetra menos que el Hexadecano para ambas condiciones, esto se debe a que el momento en la inyección depende de la tasa directamente, y la tasa depende de la densidad, también directamente, y como se había dicho, el Iso-octano es bastante menos pesado, con lo que tendrá menos tasa y, por tanto, menos momento. Aunque como se ve las diferencias en penetración son prácticamente despreciables si las comparamos con las diferencias en longitud líquida.

Esto se puede corroborar si nos fijamos en la longitud líquida, donde se puede ver que el Hexadecano tiene longitud líquida bastante mayor que el Iso-octano para ambas condiciones. De hecho, se puede observar que si se inyecta Hexadecano con el motor caliente (Temperatura en cámara de 900K) sigue teniendo una longitud líquida mayor que si se inyecta Iso-octano con la temperatura baja (373K).

El valor de longitud líquida en el Hexadecano disminuye de 28 mm a 20 mm, un 28,6% menos, y en el Iso-octano disminuye de 14mm a 10mm, es decir, el mismo porcentaje.



**Fig. 4.13 Resultados de fcl de Hexadecano y Iso-octano, para para la condición 53bar – 900K – 1000bar. Instante de tiempo: 1.2 milisegundos**

En la figura 4.13 se puede ver el valor de la fracción másica de combustible en el eje de ambos combustibles en función de la distancia axial al orificio, para un instante de tiempo alrededor de 1.2 milisegundos.

Se observa como muy cerca del orificio, a una distancia axial pequeña, ambos combustibles empiezan con fcl igual a la unidad, lo que quiere decir que es combustible puro, sin aire, posteriormente, a partir de una cierta distancia empiezan a englobar aire, con lo que el fcl cae, hasta el máximo, que coincide con la penetración del chorro .

El fcl depende básicamente de la densidad, por tanto se ve como el iso-Octano engloba un poco más aire que el Hexadecano, porque su fcl cae más debido a su menor densidad, pero la diferencia no es mucha, es decir que más o menos mezclan igual.

## 4.5.EFECTO DEL CAMBIO GASOLINA-DIESEL. CONFIGURACIÓN EN REACTIVO

En este apartado se analizan los resultados utilizando la configuración reactiva del modelo, es decir, además del modelo de evaporación también se tiene combustión.

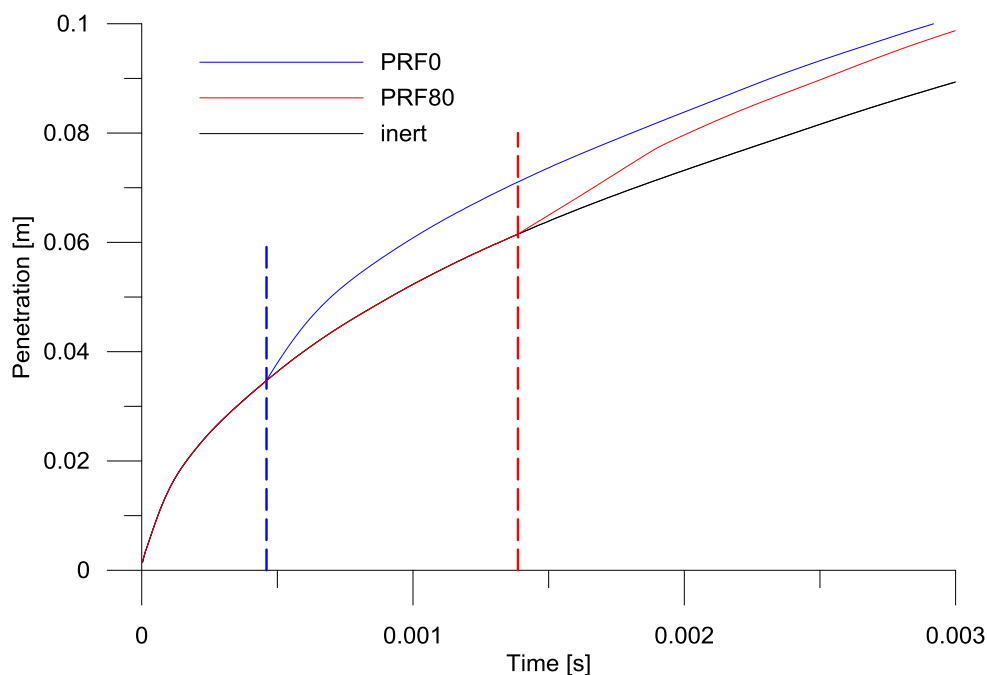
Para poder utilizar el DICOM en reactivo, se tiene que introducir dos parámetros nuevos, que son el tiempo de inicio de la combustión ( $t_{soc}$ ) y el dosado en el *Lift Off* ( $f_{LOL}$ ). Estos parámetros se obtienen a través de los experimentos, en el caso del tiempo de inicio de la combustión directamente, pero en el caso del  $f_{LOL}$  no.

El parámetro que se necesita para calcular el  $f_{LOL}$  es la propia *lift off*, que sí que la podemos obtener del experimento, y con este parámetro se debe entrar en la curva de  $f_{cl}$  frente a la distancia axial y obtener el valor de  $f_{cl}$  correspondiente, que será nuestro  $f_{LOL}$ .

Estos parámetros se han obtenido para la condición 53bar y 900K en cámara y 1000bar de presión de inyección. Los combustibles utilizados para simular la el Diesel en reactivo es el n-heptano y para la Gasolina se utilizará una mezcla de 20% n-heptano y 80% iso-octano.

Para el Diesel se utiliza como hemos comentado n-heptano ya que es un combustible que tiene unas propiedades de autoencendido similares al Diesel comercial, y para la Gasolina se ha decidido utilizar esa mezcla, porque utilizando solamente iso-octano la reactividad es muy baja y en muchas ocasiones ni siquiera llega a quemar.

Otro dato que es necesario introducir es el ángulo de la parte reactiva, que en este caso se ha tomado  $28,806^\circ$  respecto a los  $25,806^\circ$  del inerte, puesto que en condiciones reactivas el ángulo tiende a ensancharse, y los ensayos experimentales muestran que ese ensanchamiento es del orden de  $3^\circ$



**Fig. 4.14 Resultados de la penetración en reactivo de PRF0 (n-heptano) y PRF80 (80% iso-octano, 20% n-heptano)**

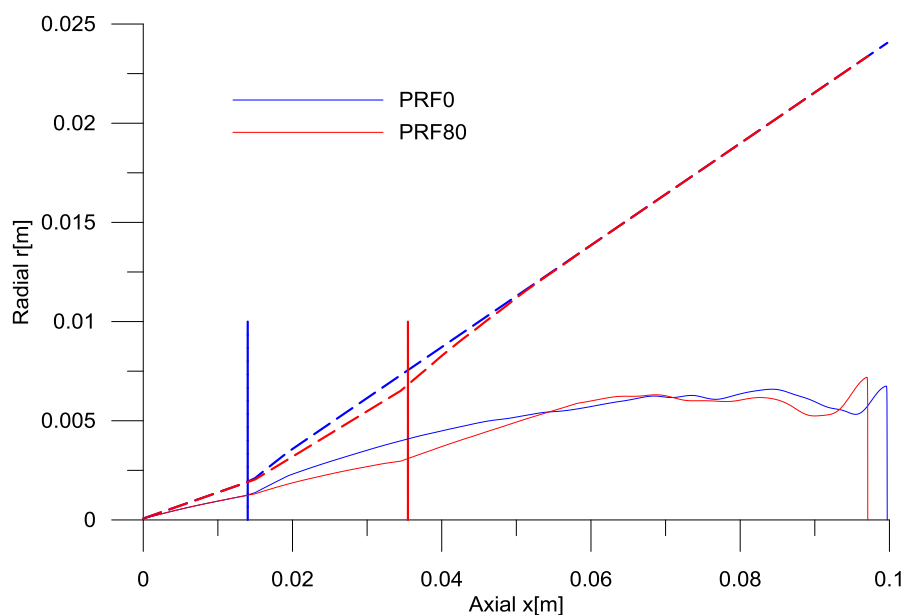
En la Fig 4.14 tenemos los resultados de penetración del chorro para el cálculo realizado en reactivo de PRF0 en azul, que sería el correspondiente al Diesel (n-heptano) y PRF80 en rojo, correspondiente a Gasolina (80% iso-octano, 20% n-heptano). Además se representa en línea discontinua el tiempo de inicio de la combustión para ambos, cada uno con su respectivo color.

Solamente tenemos un caso inerte porque la densidad del n-heptano y la del iso-octano es muy parecida ( $690$  y  $685\text{kg/m}^3$ ) respectivamente y por tanto las curvas inertes de penetración son muy parecidas entre ambas y no se aprecia el error entre ambas.

Como se puede ver, el n-heptano es mucho más reactivo que el iso-octano, por eso tenemos un tiempo de inicio de la combustión de  $460$  microsegundos, mientras que la mezcla de  $80\%$  iso-octano tiene un tiempo de inicio de la combustión de unos  $1400$  microsegundos.

Se observa que la combustión se produce una separación entre el inerte y el reactivo, cada uno en su tiempo de inicio de combustión respectivamente. Esto se debe a que cuando se produce la combustión se tiene menos densidad de la que se tendría si no se quemara, obviamente, y ello hace que las velocidades en el chorro aumenten por conservación del momento, y penetre más rápidamente. En el caso del motor, ello implicaría que el combustible gasolina tardaría más tarde en encenderse y su progresión en la cámara de combustión sería más lenta.

Otra cuestión que se debe comentar es que el tiempo de cálculo se ha ampliado a más del doble, para inerte y para la calibración utilizábamos  $1,5$  milisegundos de cálculo, pero debido a que el iso-octano es poco reactivo y tarda en quemar, se ha tenido que ampliar el tiempo de cálculo para poder observar los efectos de la combustión.



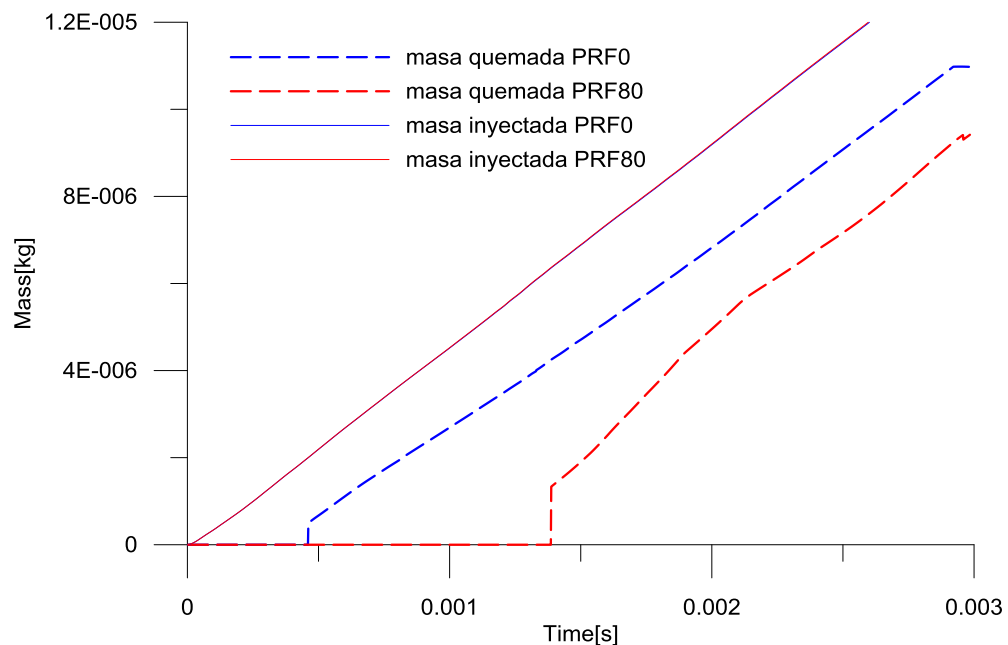
**Fig. 4.15 Resultados del radio y radio estequiométrico de PRF0 (n-heptano) y PRF80 (80% iso-octano, 20% n-heptano)**

En la Fig.4.15 tenemos representado el radio del chorro frente a la distancia axial al orificio utilizando el mismo patrón de colores que en el caso de la Fig. 4.14. En discontinuo sería el radio total del chorro, mientras que en línea continua tenemos el radio estequiométrico. En este caso representado en una línea vertical tenemos el *Lift Off (LOL)*, cada uno con su respectivo color.



Aguas abajo de esta posición el flujo es reactivo y aparece un frente de llama que es precisamente cuantificado mediante el radio estequiométrico.

Se puede ver como los dos combustibles salen juntos, tanto en radio como en radio estequiométrico, y se separan cuando el PRF0 alcanza su LOL, es decir empieza a quemar y por tanto se abre. Posteriormente, en el LOL del PRF80 empieza a quemar este, hasta que se igualan, es decir, que la llama es parecida entre ambos, pero el PRF80, como empieza a quemar a más distancia del orificio. Este hecho es relevante porque en un motor podría ocurrir que el chorro impacte con la pared de la cámara de combustión incluso antes de encenderse, y ello produciría muy probablemente una combustión incompleta.



**Fig. 4.15 Resultados masa inyectada/quemada de PRF0 (n-heptano) y PRF80 (80% iso-octano, 20% n-heptano)**

En la figura 4.15 tenemos una evolución temporal de la masa inyectada de ambos combustibles en continuo y las masas quemadas en discontinuo, siguiendo el patrón de colores utilizado hasta ahora en reactivo, es decir, azul para el PRF0 (100% n-Heptano) y rojo para el PRF80 (20% n-Heptano y 80% iso-Octano).

Se observa cómo, para ambos, se empieza a inyectar masa, mientras que no se está quemando nada, ya que primero se tiene que mezclar con aire y evaporar. En el momento del inicio de combustión de cada uno, 460 microsegundos para el PRF0 y 1400 microsegundos para el PRF80 se produce un salto, debido a que se quema cantidad de masa de forma instantánea en lo que se llama fase de combustión premezclada. Una vez se ha encendido la llama, la evolución de la masa quemada en función del tiempo es siempre creciente de forma suave, indicando una combustión progresiva, la fase de combustión por difusión.

Si se comparan ambos combustibles se ve como el PRF0 en azul, que sería el correspondiente al Diesel empieza a quemar antes y de manera más uniforme, ya que la pendiente de la gráfica es constante desde que empieza a quemar. Sin embargo, en el sustitutivo de la gasolina en rojo, el PRF80, se ve como empieza a quemar bastante más tarde que el PRF0 y que se produce una primera pendiente más inclinada, lo que indica una combustión más rápida, para

posteriormente (alrededor de 2.2 milisegundos) producirse un nuevo cambio de pendiente, que es aproximadamente igual al del PRF0, es decir que queman más o menos de manera similar. Ello indica que en el motor, el proceso de encendido de la gasolina sería más tardío, pero a la vez produciría una generación de calor más rápida en las primeras fases, con lo que la subida de presión en el cilindro sería más violenta. Esto último tendría como consecuencia un gradiente de presión, y por tanto esfuerzos mecánicos, mayores en el caso de quemar gasolina, así como un mayor ruido de combustión del motor.

## 5. CONCLUSIONES

En este apartado se hablará de las conclusiones a las que se llega teniendo en cuenta los resultados presentados anteriormente en este trabajo.

El trabajo realizado tiene dos vertientes muy diferenciadas en cuanto a conclusiones se refiere. Por una parte tenemos las conclusiones relativas al modelo y a la preparación y calibración del mismo. Por otra parte tenemos las conclusiones que son relativas al estudio de los chorros tanto inertes como reactivos y las que se han extraído de la comparativa entre las condiciones y combustibles estudiados, en concreto del efecto que pasar de un combustible Diesel a uno gasolina tendría sobre el proceso de inyección.

En cuanto al modelo mismo, es importante matizar que se ha creado como una herramienta de cálculo rápido, distinta a los modelos más complejos como los CFD, por tanto se realizan cambios en el código y mejoras para el modelo, pero sin que esto interfiera en la simplicidad y rapidez de los cálculos.

La principal conclusión que llegamos, si nos referimos al modelo es relativo a la introducción del modelado con dos ángulos. Como se ha comentado anteriormente, este cambio nos permite calibrar el modelado con más exactitud durante la zona inicial y posterior de los chorros. Esto nos permite, lógicamente, que el chorro modelado sea mucho más parecido a los chorros reales, y por tanto su estudio pueda ser más útil a la hora de trasladarlo a valores reales.

Otra conclusión importante a la que se puede llegar durante la calibración del modelo es a las mediciones de temperatura del combustible. Como ya se ha dicho anteriormente, la temperatura del combustible utilizada para la calibración del modelo, se midió utilizando una réplica del inyector que se utilizaba para la inyección, pero vacío, es decir sin refrigeración, y con un termopar en la punta. Esto ha ocasionado que la temperatura medida sea demasiado alta en todos los casos, por eso tenemos siempre una longitud líquida modelada menor que la que realmente había en los datos experimentales. Por tanto, el modelo presenta una sensibilidad elevada de la predicción de longitud líquida a este parámetro.

Finalmente, el estudio ha permitido comparar el funcionamiento de un sistema de inyección convencional Diesel si se cambia el combustible a otro con propiedades parecidas a las de la gasolina. Para el estudio del proceso de mezcla y evaporación se ha realizado un estudio empleando el Iso-Octano y el Hexadecano como combustibles sustitutivos de la gasolina y el Diesel, respectivamente.

Tenemos el combustible Iso-Octano, mucho más volátil que el Hexadecano, con lo que tenemos una longitud líquida bastante menor que la obtenida con el Hexadecano. Esta diferencia entre una y otra es importante si se realizara el diseño de un inyector o de la cámara de combustión, para el motor que inyecte ambos combustibles.

En un sistema de inyección Diesel, este ya está preparado para evaporar un combustible pesado como es el gasoil, con lo que si introdujéramos Gasolina, no tendríamos problemas, al contrario, el sistema de inyección evaporaría el combustible y generaría una mezcla de combustible – aire más rápidamente.

Si nos fijamos en la penetración, recordando que esta depende principalmente del flujo de cantidad de movimiento y de la densidad en cámara, vemos como para la misma densidad en cámara, el combustible menos pesado, el combustible tipo gasolina, penetra menos que el tipo Diesel. Con esto podemos decir que no sería gran problema el diseño del inyector o la cámara ya que están ambos cerca.

Aunque habría que tener en cuenta en el diseño que si la cámara es demasiado pequeña e inyectamos un combustible que tenga más densidad y que por tanto penetrara más, se podría llegar a tener problemas si el combustible caliente y evaporado tocara la pared, porque bajaría la temperatura súbitamente y no quemaría bien después.

En cuanto a la parte reactiva, se ve en los resultados que tenemos un combustible que quema bastante antes que el otro, ya que el combustible tipo Diesel es mucho más reactivo que el tipo gasolina.

Se puede observar los resultados del modelo que el combustible que empieza a quemar antes, penetraría más rápido al principio, pero posteriormente lo haría a una velocidad parecida al que quema más tarde.

Lo anterior se puede corroborar en la ley temporal del combustible quemado, que indica cómo se va liberando el calor a lo largo del ciclo. El combustible tipo Diesel quema antes y de forma relativamente más suave que el tipo gasolina. Este último tarda más en autoencenderse, y además cuando lo hace la penetración y liberación de calor son más bruscas que para otro caso.

Adicionalmente, el aumento del tiempo de retraso al encendido debería tenerse en cuenta a la hora de calibrar la Unidad de Control Electrónico (ECU) del motor. Si se quiere optimizar el proceso de quemado para optimizar la termodinámica del ciclo, los inicios de inyección se habría de modificar bastante, ya que ambos combustibles tienen tiempo de inicio de combustión bastante diferente.

En resumen, si tenemos un sistema de inyección Diesel, que está optimizado para un combustible pesado, se produce una combustión más o menos lenta y uniforme. Si quisiéramos inyectar Gasolina en este sistema, se ha observado que no se encontrarían demasiados problemas en cuanto a longitud del chorro, o evaporación del mismo, ya que la Gasolina se trata de un combustible más volátil, menos pesado, y por tanto evapora antes y penetra más o menos igual.

Donde sí que podemos encontrar problemas es en relación a la parte reactiva, ya que como se ha dicho, el Diesel es un combustible con una reactividad más alta, es decir que empieza a quemar antes, y lo hace de forma uniforme, mientras que la Gasolina sería un combustible que tiene menor reactividad, es decir tardaría más en empezar a quemar, y además lo hace de forma más rápida.

## 6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **Manente, V., Johansson, B., and Tunestål, P.**, “Partially Premixed Combustion at High Load using Gasoline and Ethanol, a Comparison with Diesel,” SAE Technical Paper 2009-01-0944, 2009.
- [2] **Manente, V., Johansson, B., and Tunestål, P.**, “Half Load Partially Premixed Combustion, PPC, with High Octane Number Fuels. Gasoline and Ethanol Compared with Diesel”, SIAT 2009 295, 2009.
- [3] **Hanson, R., Splitter, D., and Reitz, R.**, “Operating a Heavy-Duty Direct-Injection Compression-Ignition Engine with Gasoline for Low Emissions,” SAE Technical Paper 2009-01-1442, 2009.
- [4] **Abramovich G. N.** “The theory of turbulent jets”. MIT Press. ISBN 0-262-01008-9, 1963.
- [5] **Hiroyasu H.; Arai, M.** “Structures of fuel sprays in Diesel engines” .SAE Paper 900475, 1995.
- [6] **Heywood J. B.** “Internal combustion engine fundamentals”. McGraw Hill, Inc. ISBN 0-07-028637-X, 1988.
- [7] **Payri R.; Salvador F. J.** “Motores de combustión interna alternativos” (Capítulo 19: Formación de la mezcla en MEC. Inyección de combustible). Reverté. ISBN 978-84-291-4802-2
- [8] **Benajes J.; García-Oliver J. M.** “Motores de combustión interna alternativos” (Capítulo 20: Combustión en MEC). Reverté. ISBN 978-84-291-4802-2
- [9] **Correas D.** “Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma”. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia 1998.
- [10] **López J. J.** “Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel no evaporativo y de su interacción con el movimiento del aire”. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas i Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia 2003.
- [11] **García J. M.** “Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores Diesel de inyección directa”. Tesis Doctoral, Departamento de Máquinas i Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. Valencia 2004.
- [12] **Sanchis A.** “Desenvolupament i aplicació d’un model unidimensional per a la predicció de dolls dièsel d’injecció directa en condicions inerts i reactives”. Proyecto Final de Carrera, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia 2006.
- [13] **J.M. Desantes, J.V. Pastor, J.M. Garcia-Oliver, J.M. Pastor** “A 1D model for the description of mixing-controlled inert diesel sprays” Elsevier scientific Publishing company. 0016-2361.

- [14] **J.M. Desantes, J.V. Pastor, J.M. Garcia-Oliver, J.M. Pastor** “A 1D model for the description of mixing-controlled reacting diesel sprays” Elsevier scientific Publishing company. 0010-2180.
- [15] **J.V. Pastor, R. Payri, J. M. Garcia-Oliver, J. G. Nerva** “Schlieren Measurements of the ECN-Spray A Penetration under Inert and Reacting Conditions” SAE International. doi:10.4271/2012-01-0456
- [16] **Saiz M. C.** “Aplicación de un modelo unidimensional al estudio de la llama diesel”. Proyecto Final de Carrera, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. Valencia 2011.
- [17] **Dec J. E.** “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser- Sheet Imaging”. Transactions of the SAE, Vol. 106, pp. 1319-1348, 1997.SAE Paper 970873.
- [18] **J.V. Pastor, J.M. García-Oliver, J.M. Pastor, & W. Vera-Tudela** “1D DIESEL SPRAY MODELLING OF MULTICOMPONENT FUELS” Artículo del Departamento de Motores y Máquinas Térmicas de la Universitat Politècnica de Valencia.

---

# DOCUMENTO II: PRESUPUESTO

---





---

<b>1. INTRODUCCIÓN</b>	<b>5</b>
<b>2. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS</b>	<b>5</b>
<b>2.1. CÁLCULO DE PRECIOS Y RENDIMIENTOS</b>	<b>5</b>
<b>2.2. MANO DE OBRA</b>	<b>7</b>
2.2.1. Ingeniero tutor del proyecto	7
2.2.2. Director del proyecto	7
2.2.3. Desarrollador del proyecto (alumno)	8
<b>2.3. LICENCIAS DE SOFTWARE</b>	<b>8</b>
<b>3. CUADRO DE MEDICIONES</b>	<b>9</b>
<b>4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO</b>	<b>9</b>



## 1. INTRODUCCIÓN

A continuación se detallaran las unidades de obra y el presupuesto final para el desarrollo del presente proyecto. Se tendrá en cuenta que el objetivo no es el diseño y construcción de un objeto material, sino hacer los cálculos y las simulaciones objeto del trabajo presentado en la memoria. Por esto, se tendrá en cuenta solamente el coste del trabajo realizado por el desarrollador del proyecto, el tutor y el director del proyecto, así como y las distintas licencias del software utilizado.

## 2. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTOS

En el cuadro de precios descompuestos se incluirán como unidades de obra solamente las horas trabajadas por el alumno realizador del proyecto y las horas dedicadas por el encargado de dirigir el proyecto.

Dentro de estas unidades de obra se incluirá el precio de la energía utilizada en climatización, iluminación, ordenador... El trabajo se ha realizado íntegramente en las instalaciones del Departamento. La unidad monetaria utilizada será el euro (€).

### 2.1. CÁLCULO DE PRECIOS Y RENDIMIENTOS

- El precio de referencia será el de un ingeniero titulado, que se calculará mediante su sueldo bruto aplicando los porcentajes de pago a la seguridad social, desempleo, fondo de garantía salarial...

<b>SALARIO BRUTO MENSUAL</b>	<b>2800,00 €</b>
<b>Salario (12 pagas)</b>	33600,00 €
<b>Salario (2 pagas extra)</b>	5600,00 €
<b>Seguridad Social (23.6%)</b>	7929,60 €
<b>Desempleo (7.6%)</b>	2553,60 €
<b>Formación profesional (0.9%)</b>	302,40 €
<b>Fondo de garantía salarial (0.2%)</b>	67,20 €
<b>Coste total para la empresa</b>	<b>50052,80 €</b>

Para el cálculo de una hora de trabajo del ingeniero se ha supuesto un calendario laboral de 12 meses con 22 días laborables al mes, con una jornada laboral de 8 horas. Con esto saldría un salario de:

$$\frac{50052,80}{12 * 22 * 8} = 23,70 \text{ €/hora}$$

En el proyecto participaran tres personas, el director del proyecto, como responsable del mismo, un ingeniero tutor del trabajo y el ingeniero en prácticas, que representará el papel del alumno que realiza el presente trabajo. El coste de mano de obra de cada uno es el 100%, 75% y 50% del coste de mano de obra de referencia, respectivamente. Así pues, el coste del ingeniero tutor será:

$$23,70 * 0,75 = 17,76 \text{ €/hora}$$

El coste del ingeniero en prácticas será:

$$23,70 * 0,50 = 11,85 \text{ €/hora}$$

- El rendimiento del ordenador del alumno calculará como la potencia del mismo, multiplicada por la fracción de utilización en horas usando el ordenador por hora de trabajo.

Potencia (kW)	Horas(h/h)	Rendimiento
0,12	1	0,12

- El rendimiento del ordenador del tutor y director se calculará como la potencia del mismo, multiplicada por la fracción de utilización en horas usando el ordenador por hora de trabajo.

Potencia (kW)	Horas(h/h)	Rendimiento
0,5	1	0,5

- El rendimiento de los equipos de climatización se calculará del mismo modo que el rendimiento del ordenador:

Potencia (kW)	Horas(h/h)	Rendimiento
50	0,4	20

- El rendimiento del equipo de iluminación se calculará de la misma manera que los dos anteriores

Potencia (kW)	Horas(h/h)	Rendimiento
0,2	0,9	18

## 2.2.UNIDADES DE OBRA

### 2.2.1. Ingeniero responsable del proyecto

Concepto	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
<b>Ingeniero responsable del proyecto</b>	h	Horas dedicadas del ingeniero responsable del proyecto.	1	23,70	23,70
<b>Climatización</b>	kWh	Energía utilizada por los equipos de climatización por hora del ingeniero.	20	0,16	3,20
<b>Iluminación</b>	kWh	Energía utilizada por el equipo de iluminación por hora del ingeniero.	18	0,16	2,88
<b>Ordenador</b>	kWh	Energía utilizada por el equipo informático por hora del ingeniero.	0,5	0,16	0,08
<b>Coste Total</b>					29,86

### 2.2.2. Tutor del trabajo

Concepto	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
<b>Ingeniero Tutor del trabajo</b>	h	Horas dedicadas del ingeniero tutor del proyecto	1	17,76	17,76
<b>Climatización</b>	kWh	Energía utilizada por los equipos de climatización por hora del ingeniero tutor.	20	0,16	3,20
<b>Iluminación</b>	kWh	Energía utilizada por el equipo de iluminación por hora del ingeniero tutor.	18	0,16	2,88
<b>Ordenador</b>	kWh	Energía utilizada por el equipo informático por hora del ingeniero tutor.	0,5	0,16	0,08
<b>Coste Total</b>					23,92

## 2.2.3. Desarrollador del proyecto (ingeniero en prácticas)

Concepto	Unidad	Descripción	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
<b>Ingeniero desarrollador del proyecto</b>	h	Horas dedicadas del ingeniero en prácticas	1	11,85	11,85
<b>Climatización</b>	kWh	Energía utilizada por los equipos de climatización por hora del ingeniero en prácticas	20	0,16	3,20
<b>Iluminación</b>	kWh	Energía utilizada por el equipo de iluminación por hora del ingeniero en prácticas	18	0,16	2,88
<b>Ordenador</b>	kWh	Energía utilizada por el equipo informático por hora del ingeniero en prácticas	0,12	0,16	0,02
<b>Coste Total</b>					17,95

## 2.3.LICENCIAS DE SOFTWARE

La licencia del software del modelo 1D de chorros es libre, ya que se trata de un programa en desarrollo, hecho en el propio Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. No obstante, además de lo citado anteriormente, será necesario adquirir una serie de licencias de software necesarias para el tratamiento de los resultados. En la Universidad se tienen licencias para estudiantes, con lo que si se realiza dentro de la universidad no supondría coste adicional.

Las licencias se venden por mensualidades o anuales, en este trabajo consideraremos que es necesario el uso de las licencias durante un año. Estas son:

- Paquete de Microsoft Office 2013: 69€
- Licencia Matlab 2013 Standard: 2000 €
- Licencia Grapher 10 Simple: \$489.00 (359.17 €)

En total, supondría un gasto de 2428,17 €

### 3. CUADRO DE MEDICIONES

Concepto	Descripción	Precio Unitario	Medición	Coste
<b>01.- Responsable</b>	Coste del ingeniero responsable y de los equipos asociados a su trabajo	29,86 €/hora	75 horas	2239,50 €
<b>02.- Tutor</b>	Coste del ingeniero tutor y de los equipos asociados a su trabajo	23,92 €/hora	150 horas	3588,00 €
<b>03.- Ingeniero en prácticas</b>	Coste del ingeniero en prácticas y de los equipos asociados a su trabajo	17,95 €/hora	300 horas	5385,00 €
<b>04.- Licencias</b>	Licencias de Software necesarias	2428,17 €	1 unidad	2428,17 €
<b>Total Presupuesto</b>				<b>13640,67 €</b>

### 4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

<b>Presupuesto de Ejecución Material</b>	<b>13640,67 €</b>
<b>Beneficio industrial (6%)</b>	818,44 €
<b>Presupuesto de inversión</b>	14459,11 €
<b>IVA (21%)</b>	3036,41 €
<b>Presupuesto Base de Licitación</b>	<b>17495,52 €</b>

Asciende el presupuesto base de licitación a la expresada cantidad de **DIECISIETE MIL CUATROCIENTOS NOVENTA Y CINCO EUROS CON CINCUENTA Y DOS CÉNTIMOS DE EURO.**

