



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

A blurred, grayscale image showing a horizontal jet of fluid or gas, likely a diesel jet, emerging from a nozzle on the left and expanding to the right. The background is a light, circular glow.

Modelado 1D de chorros Diesel en toberas mono-orificio

Trabajo Final de Grado

Grado en ingeniería aeroespacial

Nombre del tutor: García Oliver, José María

Nombre del autor: Choi Choi, Moisés

Curso académico: 2016-2017

Resumen

Debido a una legislación anticontaminante cada más exigente y restrictiva, los motores Diesel han evolucionado de acuerdo a ella. Esto se traduce en reducir las emisiones sin poner en riesgo el rendimiento de este tipo de motores. Asimismo, la creciente demanda por parte de los consumidores en adquirir vehículos que consuman cada vez menos y que a la vez sean fiables hacen que las industrias automovilísticas tengan que hacer frente a varios problemas.

Por ello, este Trabajo de Fin de Grado trata sobre el estudio de una etapa crucial del diseño un sistema de inyección que es la calibración de los nuevos inyectores y su estudio en distintas condiciones de operación. El proceso de calibración constituye una parte vital en el proceso de diseño de un sistema de inyección para lograr unos requisitos que cumplan la normativa de reducción de emisiones contaminantes sin poner en peligro el rendimiento del motor.

Por otro lado, hay que destacar el enorme esfuerzo y la dedicación de muchos investigadores del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV en la investigación de los chorros Diesel, ya que gracias a ellos ha sido posible el desarrollo de un programa de modelado 1-D de chorros gaseosos turbulentos y ha supuesto una herramienta fundamental a la hora de construir la estrategia de calibración y realizar cálculos.

Palabras claves

- *Calibración.*
- *Sprays Diesel.*
- *Estudio paramétrico.*

Índice

DOCUMENTO I: MEMORIA

1. Introducción.

1.1. Motivación y objetivos.

- 1.1.1. Objetivos..... pág. 8
- 1.1.2. Motivación.pág. 9
- 1.1.3. Viabilidad. pág. 9

1.2. Antecedentes.

- 1.2.1. Descripción del ECN. pág. 10
- 1.2.2. Explicación e investigación con el inyector SA. pág. 11
- 1.2.3. Ampliación a otros inyectores: SC y SD. pág. 11

1.3. Estructura del documento.....pág. 12

2. Conceptos previos.

- 2.1. **Potencial de los MCIA.** pág. 15
- 2.2. **Descripción y mecanismo de los sistemas de inyección en MEC...** pág. 15
- 2.3. **Explicación general de los chorros diesel.**
 - 2.3.1. Parámetros macroscópicos del chorro diesel. pág. 17
 - 2.3.2. Parámetros microscópicos del chorro diesel. pág. 18
- 2.4. **Formación de la mezcla en MEC.**
 - 2.4.1. Longitud característica de la mezcla. pág. 20
 - 2.4.2. Tiempo característico de la mezcla. pág. 22
- 2.5. **Descripción general de los chorros diesel en combustión.....** pág. 23
- 2.6. **Conclusión.....**pág. 24

3. Modelos 1-D de chorros Diesel.

- 3.1. **Descripción matemática del modelo 1-D de chorros Diesel.....** pág. 27
- 3.2. **Explicación de DICOM.** pág. 30
 - 3.2.1. Funcionamiento del programa. pág. 30
 - 3.2.2. Datos de entrada y salida. pág. 31
- 3.3. **Conclusión.....**pág. 32

4. Resultados. Calibración.

- 4.1. **Condiciones de referencia.** pág. 35
- 4.2. **Inyectores C y D.** pág. 36
- 4.3. **Error de mínimos cuadrados.** pág. 36
- 4.4. **Estrategia de la calibración.** pág. 38
 - 4.4.1. Método de calibración. pág. 38
 - 4.4.2. Barrido de θ_1 , θ_2 y L y obtención de los parámetros óptimos... pág. 41
 - 4.4.3. Aplicación de calibración en caso inerte para la densidad de la cámara de 35 kg/m³. pág. 57
- 4.5. **Conclusión.**.....pág.60

5. Resultados. Estudio paramétrico.

5.1. Condiciones inertes:

- 5.1.1. Efecto de la presión de inyección en condiciones inertes..... pág. 63
- 5.1.2. Efecto de la densidad en condiciones inertes.....pág. 64

5.2. Condiciones reactivas:

- 5.2.1. Efecto de la presencia de oxígeno en condiciones reactivas..... pág. 67
- 5.2.2. Efecto de la presión de inyección en condiciones reactivas..... pág. 70

5.3. Conclusión......pág. 71

6. Conclusiones. pág. 74

Referencias bibliográficas..... pág. 78

DOCUMENTO II: PRESUPUESTO

7. Presupuesto pág. 82

DOCUMENTO I: MEMORIA

Capítulo 1: Introducción.

1. Introducción.

1.1. Motivación y objetivos.

- 1.1.1. Objetivos..... pág. 8
- 1.1.2. Motivación.pág. 9
- 1.1.3. Viabilidad. pág. 9

1.2. Antecedentes.

- 1.2.1. Descripción del ECN. pág. 10
- 1.2.2. Explicación e investigación con el inyector SA. pág. 11
- 1.2.3. Ampliación a otros inyectores: SC y SD. pág. 11

1.3. Estructura del documento.....pág. 12

1. Introducción.

1.1. Motivación y objetivos.

1.1.1. Objetivos.

En las últimas décadas, debido a una legislación anticontaminante cada más exigente y restrictiva, los motores Diesel han evolucionado de acuerdo a ella. Esto se traduce en reducir las emisiones sin poner en riesgo el rendimiento de este tipo de motores. Asimismo, la creciente demanda por parte de los consumidores en adquirir vehículos que consuman cada vez menos y que a la vez sean fiables hacen que las industrias automovilísticas tengan que hacer frente a varios problemas.

Por un lado, deben hacer resolver el problema de la reducción de las emisiones contaminantes, lo cual es una condición cada vez mas exigida por las autoridades y, por otro lado, las medidas o técnicas empleadas para reducir los contaminantes no debe afectar al rendimiento de los nuevos diseños de los motores MCIA.

De ahí, la importancia de fabricar adecuadamente los sistemas de inyección, más exactamente el diseño de los nuevos inyectores, ya que dependiendo de la forma en que se inyecte el combustible, el tiempo de inyección, la apertura del ángulo de los chorros y un sinnúmero de factores importantes conseguiremos el perfil adecuado del chorro de tal forma que el motor cumpla con el rendimiento que deseamos y una reducción de emisiones contaminantes impuesta por las autoridades.

Por ello, a lo largo de este Trabajo Final de Grado nos centraremos en cómo calibrar un modelo de chorro unidimensional que permite cuantificar el proceso de inyección del chorro producido por un conjunto de inyectores, para estudiar su comportamiento variando distintos parámetros de operación. Otro de los objetivos del presente trabajo es obtener por parte de su autor la titulación de Grado en Ingeniería Aeroespacial.

1.1.2. Motivación:

Con el fin de reducir las emisiones contaminantes sin poner en peligro el rendimiento es muy interesante indagar sobre las formas en que se inyecta el combustible, ya que depende de esto de si podemos cumplir las normativas sobre la reducción de las emisiones contaminantes.

Por un lado, tenemos diversas técnicas para calibrar y modelar el comportamiento de los inyectores como el CFD (Computational Fluid Dynamics) o el modelado unidimensional. La ventaja de la primera técnica es que es muy precisa pero es muy costosa y conlleva un tiempo elevado de cálculo. La segunda técnica para el modelado del chorro Diesel es también bastante extendida, sobre todo, porque conlleva un tiempo de cálculo relativamente más bajo que el método anterior y no es costosa. Pero en cambio, no es tan precisa como el CFD pero es una técnica bastante útil porque nos ayuda a estimar parámetros importantes del chorro y ser la piedra angular para los futuros cálculos con programas de cálculo más complejos y potentes.

A lo largo de este trabajo, se utilizará el modelo unidimensional del chorro analizar el comportamiento que tienen con la variación de ciertos parámetros. Después de la calibración se validarán los resultados con datos experimentales.

Por otro lado, poder aplicar muchos conocimientos adquiridos de distintas asignaturas como ‘‘MCIA’’, ‘‘Combustión’’, ‘‘Termodinámica’’, etc. a lo largo de la carrera y poder ponerlo en práctica es muy motivador para llevar a cabo este Trabajo Final de Grado.

1.1.3. Viabilidad.

Ante la pregunta de si este trabajo se puede llevar a cabo, debemos conocer que este trabajo se realiza en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV, el cual dispone de medios y recursos suficientes para que se lleve a cabo este Trabajo Final de Grado.

Debido a que todos los datos e informaciones necesarias para los cálculos han sido extraídos de la base de datos del CMT, no se ha requerido un coste económico elevado o grandes recursos, ya que dichos datos ya habían sido conseguidos con anterioridad con medidas que se realizaron en instalaciones costosas y complejas que dispone CMT.

Por tanto, no se tendrá en cuenta para la elaboración del presupuesto todo el coste que implica poner en marcha los laboratorios de ensayos o los técnicos presentes durante los ensayos. Solo se tendrá en cuenta el coste de los recursos humanos (ingeniero en práctica e ingeniero director del proyecto) invertido en este trabajo en cuestión.

1.2. Antecedentes.

En el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV numerosos investigadores han venido estudiando acerca de los chorros Diesel. El primero de ellos es [1] Correas D, quien en su tesis doctoral, introduce chorros isoterms en un sistema Lagrangiano. Posteriormente, [2] López J. J., introduce aportaciones sobre los chorros isoterms con posibilidad de evaporación. A continuación, [3] García J. M., aportará importantes conocimientos acerca de la turbulencia y la evaporación del chorro.

Sin embargo, todas las aportaciones sobre el modelo unidimensional del chorro de los distintos investigadores mencionados anteriormente y [4] el Proyecto de Fin de Carrera de Sanchis A. permitirán el desarrollo del programa de cálculo DICOM, el cual está basado en un sistema Euleriano y permite modelar chorro transitorios y estacionarios. Asimismo, permite modelar gas inerte/reactivo y spray inerte/reactivo.

Posteriormente, otros investigadores del departamento publicaron numerosos artículos explicando acerca del programa de cálculo DICOM y su capacidad de modelado. A continuación se presentan algunos artículos relacionados con el DICOM: [5] José V Pastor, Raul Payri, José M García-Oliver and Jean-Guillaume Nerva, [6] J.M. Desantes, J.V. Pastor, J.M. García-Oliver y J.M. Pastor y [7] José V. Pastor, J. Javier López, José M. García y José M. Pastor.

1.2.1. Descripción del ECN.

Por otro lado, el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV es miembro, junto con otras universidades e institutos de investigación, de una red de laboratorios que llevan cabo investigaciones sobre la combustión de los MCIAs. Esta red, denominado por sus siglas (ECN- Engine Combustion Network) tiene como objetivo:

- Establecer una biblioteca online de una amplia base de datos experimentales bien documentados y normalizados para facilitar la validación de los modelos y favorecer el conocimiento científico acerca de la combustión en condiciones específicas de los motores.
- Establecer un marco de colaboración para comparar resultados medidos y modelados.

- Marcar tendencias experimentales e investigación computacional en las futuras investigaciones basándose en los resultados obtenidos.

1.2.2. Explicación e investigación con el inyector SA.

El Departamento ya llevaba investigando sobre los inyectores A para su modelado y validación del programa de cálculo DICOM. Las condiciones de ensayo y los datos necesarios para la calibración y la validación de los modelos se pueden encontrar en la página web de ECN. Exactamente, se ha utilizado el inyector BOSCH CRI2.4 mono orificio axisimétrico de un diámetro $D_o = 90 \mu\text{m}$ en diferentes condiciones de operación, entre ellas, también en la condición nominal. Más adelante, en el apartado ‘Resultados’ expondremos con más detalle los valores de los parámetros optimizados del spray A y los datos de la condición nominal que se extenderá a los inyectores C y D.

1.2.3. Ampliación a otros inyectores: SC y SD.

Recientemente, el grupo ECN ha adquirido 10 inyectores mono-orificios en total de los inyectores C y D (Bosch 3-22). Los cinco inyectores C tienen un diámetro nominal de 0.2 mm de orificio de salida. Los cinco inyectores tipo D poseen un diámetro nominal de 0.186 mm de orificio de salida.

En el apartado de la calibración y de análisis de los resultados, se expondrá más detalladamente en qué condiciones se han llevado a cabo los experimentos y posteriormente el proceso de calibración de estos inyectores.



Fig.1.: Inyector C (Bosch 3-22).



Fig.2: Inyector C (Bosch 3-22).

1.3. Estructura del documento:

Este trabajo se estructurará de tal forma que los lectores tengan una base teórica necesaria y enfocada para facilitar la comprensión de este trabajo. En este Capítulo de introducción se explicarán los antecedentes, es decir, investigaciones anteriores que se llevaron a cabo por el departamento con otro tipo de inyector, así como el planteamiento y objetivos del presente trabajo. A continuación, en el Capítulo 2 se presentarán unos conceptos básicos sobre los sistemas de inyección, las fases que recorre un chorro Diesel desde que se inyecta en la cámara hasta que es evaporado y, finalmente, entra en combustión. Asimismo, veremos los factores que afectan a los procesos de atomización, al proceso de la mezcla, a la longitud líquida y de vapor, y haremos hincapié en el ángulo de apertura del chorro.

En el Capítulo 3, después de la introducción de los conceptos teóricos explicaremos brevemente en qué consiste el modelo unidimensional del chorro. Asimismo, presentaremos en qué consiste el programa DICOM y qué entradas y salidas tiene el mismo.

En la última parte del trabajo, Capítulos 4 y 5, se presentarán los resultados obtenidos con los inyectores C y D, y analizaremos los resultados obtenidos en el estudio paramétrico variando las condiciones de operación de la inyección.

Capítulo 2: Conceptos previos.

2. Conceptos previos.

- 2.1. **Potencial de los MCIA.** pág. 15
- 2.2. **Descripción y mecanismo de los sistemas de inyección en MEC...** pág. 15
- 2.3. **Explicación general de los chorros diesel.**
 - 2.3.1. Parámetros macroscópicos del chorro diesel. pág. 17
 - 2.3.2. Parámetros microscópicos del chorro diesel. pág. 18
- 2.4. **Formación de la mezcla en MEC.**
 - 2.4.1. Longitud característica de la mezcla. pág. 20
 - 2.4.2. Tiempo característico de la mezcla. pág. 22
- 2.5. **Descripción general de los chorros diesel en combustión.....** pág. 23
- 2.6. **Conclusión.....**pág. 24

2. Conceptos previos.

2.1. Potencial de los MCIA.

Los motores MCIA, sin duda, han sido los motores más utilizados desde hace varias décadas. Ello es debido a que presentan innumerables ventajas que los hacen únicos:

1. Rendimiento: en comparación con otros motores, éste goza de un rendimiento relativamente alto que pueden alcanzar los 55%.
2. Potencia: Los motores MCIA en comparación con otros motores ofrecen una gran variedad de potencia dependiendo del punto funcionamiento requerido.
3. Combustibles: Aunque lo ideal es utilizar un combustible de una calidad relativamente alta, la adaptabilidad de los MCIA a los diferentes combustibles los distingue de otras plantas motrices.
4. Construcción: También permite una gran variedad de elección en cuanto al tamaño de los motores.

2.2. Descripción y mecanismo de los sistemas de inyección en MEC:

El sistema de inyección es el encargado de introducir el combustible hacia el interior de la cámara. Para que el proceso de inyección sea eficiente debe introducir con una tasa adecuada del combustible, es decir, se rige por una ley de entrega.

En el caso del sistema de inyección directa es el responsable de atomizar el combustible para que se lleve cabo el proceso de la mezcla y posteriormente la evaporación, todo esto durante la etapa de compresión (cerca del PMS) del pistón.

El sistema de inyección más extendido en automoción es el *common rail*, ya que permite una gran versatilidad y una mayor flexibilidad. Además, este sistema de inyección permite una precisa introducción del combustible en relación a la cantidad y al momento.

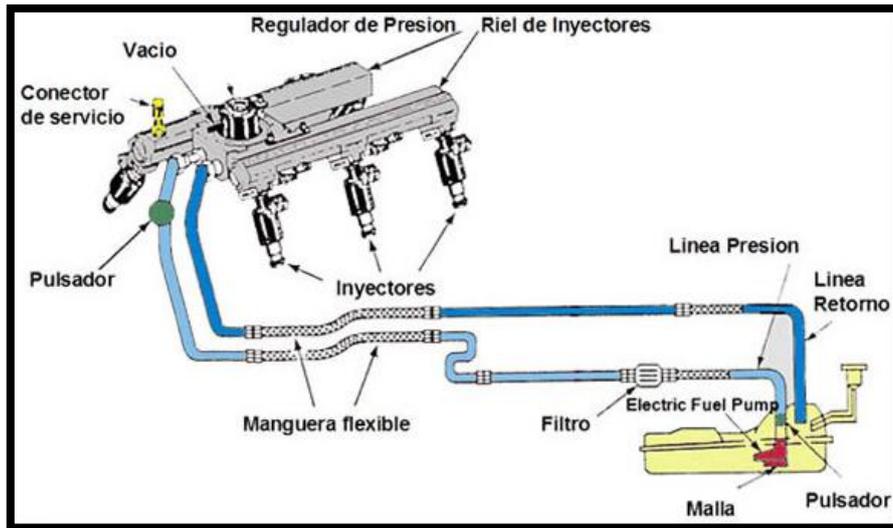


Fig.3.: Sistema de inyección common rail.

Los inyectores son controlados por una válvula electromagnética para introducir la cantidad de combustible adecuada.

2.3. Explicación general de los chorros diesel.

A continuación, se procede a describir todas las fases que tienen lugar desde que el combustible se inyecta en los orificios de descarga de la tobera y es introducido en el ambiente de la cámara. Las fases que se tienen en lugar desde la penetración del combustible a la cámara hasta su evaporación pueden resumirse en 3 etapas, las cuales son las siguientes:

Atomización primaria y secundaria:

Es una etapa que consiste en convertir la vena líquida en pequeñas gotas dando lugar a un proceso denominado atomización primaria. Después de la atomización primaria, le sigue los pasos el proceso de la atomización secundaria que consiste en dividir las gotas primarias en porciones aún más diminutas para su posterior mezcla con el gas (aire) que le rodea y que sea fácilmente arrastrado por dicho gas. Aunque en la segunda sub-etapa de la atomización (atomización secundaria) se puede conseguir un proceso inverso debido al fenómeno de la coalescencia, que consiste en el choque de las diminutas partículas consiguiéndose así partículas de mayor o menor diámetro. Depende de la calidad del proceso de atomización (aumento de la superficie de contacto entre combustible y aire) para conseguir un mejor englobamiento del aire con las gotas del combustible.

Evaporación:

Por último, después de los procesos de atomización se llega a la etapa de evaporación, la cual depende de la calidad de la mezcla. La mezcla, a su vez, depende de las difusiones másicas y térmicas que están presentes entre las gotas atomizadas, y la temperatura a la que se encuentra la cámara de combustión.

2.3.1. Parámetros macroscópicos del chorro Diesel:

➤ *Penetración:*

Este parámetro es la distancia que recorre el chorro en el gas ambiente tomando como origen la salida del orificio de la tobera. Este factor es de vital importancia, ya que en los motores Diesel de inyección directa es importante saber cuál es la distancia que recorre el chorro y el impacto que tiene sobre las paredes de la cámara, ya que aquello determinará el desarrollo del proceso de combustión y la formación de emisiones contaminantes. La penetración depende de los siguientes factores: densidades del combustible y del gas ambiente, la presión de inyección y la presión de descarga, la geometría del inyector, coeficiente de la descarga, ángulo del chorro y tiempo de inyección.

La ley de penetración que se utiliza para calcular la penetración del chorro gaseoso en el caso no evaporativo es la siguiente:

$$S(t) = \rho_a^{-0.25} \cdot \Delta p^{0.25} \cdot \Phi_{eff}^{0.5} \cdot \tan^{-0.5} \left(\frac{\theta}{2} \right) \cdot t^{0.5}$$

Siendo:

ρ_a = densidad de aire.

Δp = diferencia entre la presión de inyección y de descarga.

Φ_{eff} = diámetro efectivo.

θ = ángulo del chorro.

t = tiempo de inyección.

En el caso reactivo, esta ley de penetración se utiliza para estimar cualitativamente la influencia de la densidad del gas sobre la penetración de un chorro Diesel.

➤ ***Ángulo del chorro:***

El ángulo del chorro es otro parámetro macroscópico de vital importancia que se debe tener en cuenta para el análisis del chorro Diesel. El ángulo del chorro depende básicamente de las condiciones de la inyección, la geometría de la tobera del inyector, las condiciones ambientales en las que se inyecta el combustible y las propiedades del combustible. Asimismo, el chorro gaseoso turbulento y el chorro Diesel depende de factores diferentes, es decir, el primero no depende de las condiciones de la inyección sino solo de la turbulencia que prevalece localmente. El chorro Diesel depende del proceso de la atomización y, por tanto, de las condiciones de la inyección.

Experimentalmente, diversos autores proponen una relación de densidades entre el gas ambiente y el combustible para estimar el ángulo de apertura del chorro, en cuya relación el exponente es 0.19:

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = (\rho_a/\rho_f)^{0.19}$$

2.3.2. Parámetros microscópicos del chorro Diesel:

Como parámetros microscópicos podemos destacar la velocidad de las gotas y la distribución de los diámetros de las gotas. Debido a que las gotas obtenidas de la atomización varían bruscamente en el tiempo y en el espacio, normalmente se utiliza la media aritmética del diámetro de las gotas y el diámetro medio Sauter (SMD). El diámetro medio Sauter se mide con la técnica de la anemometría de la fase Doppler (PDA) y nos proporciona dos informaciones importantes: el diámetro de las gotas e información acerca de la velocidad de dichas gotas.

Por otro lado, a partir de la de la velocidad y la fracción másica del eje se pueden calcular la velocidad y la fracción másica en cualquier radio del perfil gaussiano o exponencial del chorro fijado un punto a lo largo del eje axial con las siguientes ecuaciones:

$$u(x, r) = u_{eje} \cdot \exp\left[-\alpha \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2\right]$$

$$Y(x, r) = Y_{f,eje} \cdot \exp \left[-\alpha \cdot Sc \cdot \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right]$$

Siendo:

α = Coeficiente de la distribución gaussiana.

Sc = número de Schmidt que relaciona el transporte de momento y el transporte de masa.

r = radio de interés.

R = Radio máximo del perfil en un punto determinado del eje axial.

2.4. Formación de la mezcla en MEC.

Principalmente, existen dos formas de trabajo a la hora de inyectar el combustible a la cámara. Una es la inyección indirecta (IDI,

5) que consiste meter el combustible en la precámara y que los términos convectivos y difusivos se encarguen de la mezcla del combustible con el aire. Debido a que la inercia del aire es la que se encarga del proceso de la mezcla, la importancia del sistema de inyección queda en un segundo plano. Por otro lado, nos es necesaria una presión de inyección muy alta.

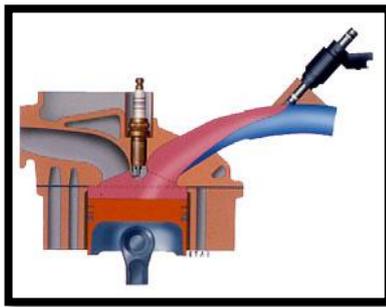


Fig. 4.: Mecanismo del sistema de inyección indirecta

Por otro lado, tenemos el sistema de inyección directa que consiste en introducir el combustible a la cámara de combustión directamente. En esta situación, el inyector es el responsable de crear la velocidad suficiente de inyección para crear los procesos de atomización adecuados, el proceso de la mezcla y la posterior evaporación de las gotas

del combustible. Asimismo, se estudia mucho como producir el movimiento swirl dentro de la cámara para favorecer el proceso de la mezcla. Además de la presión de inyección existen otros factores que influyen en estos procesos que se ha mencionado en apartados anteriores.

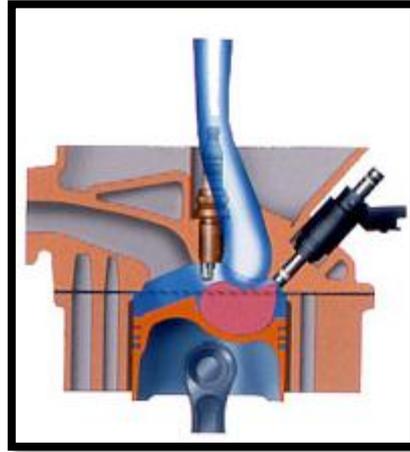


Fig. 5.: Mecanismo del sistema de inyección directa

En ambos casos, el objetivo principal es favorecer el proceso de la mezcla. En las últimas décadas, ha caído en desuso el sistema de inyección indirecta debido a una mayor pérdida de calor por las paredes lo cual provoca una caída en el rendimiento del motor.

2.4.1. Longitudes y tiempos características de la mezcla y de la evaporación:

Después de la atomización primaria y secundaria, la calidad del proceso de la mezcla de determina el proceso de la evaporación y posteriormente la combustión. Por ello, es muy importante conocer como de bien se realiza la etapa de la mezcla a través de parámetros que nos permitan estimar la calidad de dicha etapa. Los dos parámetros estimadores que nos permiten conocer las características del proceso de la mezcla son la longitud característica de la mezcla y el tiempo característico de la mezcla.

➤ Longitud característica de la mezcla:

Spalding, mediante la resolución analítica de las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento, la cantidad de la masa y especie combustible de los chorros

gaseosos estacionarios isodensos, isotermos y no reactivos, ha conseguido establecer la teoría básica de los chorros gaseosos. Para llegar a la expresión general de la longitud característica de la mezcla partiremos con la velocidad del chorro y la fracción másica en el eje:

$$u_{eje} \propto \frac{u_{ef} \cdot \Phi_{ef}}{x \cdot \tan(\theta/2)}$$

$$Y_{f,eje} \propto \frac{\Phi_{ef}}{x \cdot \tan(\theta/2)}$$

El diámetro efectivo se puede adaptar para casos genéricos de chorros no isodensos, lo cual es lo más habitual en la realidad. Así, podemos calcular el diámetro equivalente efectivo:

$$\Phi_{eq_ef} = \Phi_{ef} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

Sustituyendo la expresión del diámetro equivalente en las expresiones de la velocidad axial del chorro y de la fracción másica en el eje del chorro, obtenemos:

$$u_{eje} \propto \frac{u_{ef} \cdot \Phi_{eq_ef}}{x \cdot \tan(\theta/2)} = \frac{u_{ef} \cdot \Phi_{ef}}{x \cdot \tan(\theta/2)} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

$$Y_{f,eje} \propto \frac{\Phi_{eq_ef}}{x \cdot \tan(\theta/2)} = \frac{\Phi_{ef}}{x \cdot \tan(\theta/2)} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

Estas dos expresiones constituyen el punto de partida para calcular la longitud característica de interés.

Si queremos calcular la longitud característica que nos indique dónde se produce la fracción másica estequiométrica a lo largo del eje del chorro sólo hace falta despejar la x en la expresión de $Y_{f,eje}$ y sustituyendo la fracción másica por la estequiométrica. Así, obtendríamos la longitud característica de la mezcla donde se produce la mezcla estequiométrica.

$$L_{mix} \propto \frac{\Phi_{ef}}{\tan(\frac{\theta}{2}) \cdot Y_{f,est}} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

Una vez el chorro es inyectado en el gas ambiental de la cámara, el líquido del combustible avanza junto con el frente del chorro hasta cierta distancia y permanece

constante. Esta distancia se denomina longitud líquida máxima. Por otro lado, el frente del chorro evaporado sigue avanzando. Si consideramos la longitud líquida máxima como una longitud característica de la mezcla, podemos calcular su valor tal como lo hicimos con la longitud característica de la fracción másica estequiométrica:

$$LL_{max} \propto \frac{\Phi_{ef}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot Y_{f,evap}} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

$Y_{f,evap}$ = es el valor de la fracción másica del combustible para el cual el aire que engloba aporta suficiente energía para su completa evaporación.

La correlación más utilizada para la fracción másica $Y_{f,evap}$ es:

$$Y_{f,evap} \propto \rho_a^{0.145} \cdot T_a^{1.73}$$

Que sustituyendo en la ley de escalado quedaría de la siguiente forma:

$$LL_{max} \propto \frac{\Phi_{ef}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \rho_a^{0.145} \cdot T_a^{1.73}} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

2.4.2. Tiempos características de la mezcla y de la evaporación:

Al igual que ocurrió con las longitudes características de la mezcla, existen dos tipos de tiempos característicos. Por ejemplo, el análogo de la longitud característica de la mezcla donde se produce la mezcla estequiométrica sería:

$$t_{mix} \propto \frac{\Phi_{ef}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot u_{ef} \cdot Y_{f,est}^2} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

Es el tiempo que nos indica cuánto tardaría el combustible en recorrer desde la salida del orificio de la tobera hasta la posición axial donde se produce la fracción másica estequiométrica.

El tiempo que recorre el combustible hasta alcanzar la posición axial donde se produce la evaporación es:

$$t_{mv} \propto \frac{\Phi_{ef}}{\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot u_{ef} \cdot Y_{f,evap}^2} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.5}$$

2.5. Descripción general de los chorros diesel en combustión.

Después de los procesos de atomización, de mezcla y de evaporación, la última etapa que nos queda en el caso reactivo de un chorro Diesel es la combustión.

En la combustión, distinguimos 4 fases:

- 1) Primera fase: la primera fase es el tiempo de retraso que se define como el tiempo que comprende desde el momento de la inyección hasta que se produzca la combustión. Existen dos tipos de tiempos de retraso: el físico y químico. El tiempo de retraso físico ocupa el 10% del tiempo total y es el tiempo que se tarda en atomizar el combustible en gotas, mezclar con el aire y evaporarla. El tiempo de retraso químico ocupa el 90% del tiempo total y el tiempo invertido para las prereacciones químicas para el comienzo de la combustión.
- 2) Segunda fase: Parte del combustible inyectado se quema durante el tiempo de retraso debido a su capacidad de autoencenderse y se produce la combustión premezclada en donde el dosado es rico (*Fig.6.*). La masa que se quema en este periodo depende de la masa de combustible inyectada y de su capacidad de autoencenderse.
- 3) Tercera fase: En esta tercera fase prevalece la combustión por difusión (*Fig. 6*) y es controlada por la tasa de la mezcla aire-combustible. La combustión se lleva a cabo conforme se van alcanzando el dosado estequiométrico. Esta combustión depende básicamente del movimiento del aire y de la tasa de inyección.
- 4) Cuarta fase: Esta cuarta fase tiene lugar tras el final de inyección, y consiste en una combustión difusión aún más lenta que la que se produce en la fase anterior.

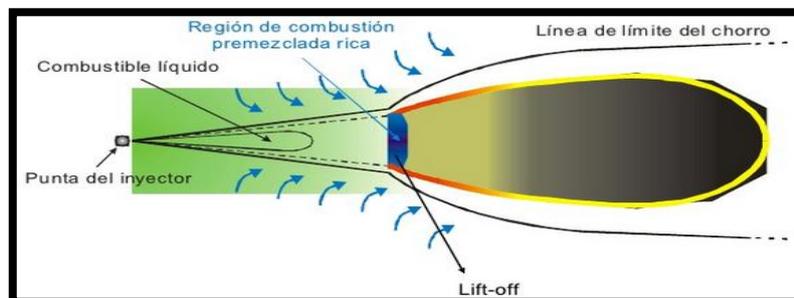


Fig. 6.: Estructura general del chorro estabilizado en combustión.

2.6. Conclusión:

En conclusión, En este apartado se ha introducido la importancia de los MCIAs, debido a su mejor relación rendimiento/potencia, adaptabilidad de los combustibles y fácil construcción respecto a otros motores. Por otro lado, se ha explicado todas las fases que pasan los chorros una vez son inyectados en la cámara, esto es, atomización primaria, secundaria, mezcla y evaporación. Asimismo, como parámetros macroscópicos se ha destacado la importancia de la penetración del chorro (depende de las densidades del combustible y del gas ambiente, la presión de inyección y la presión de descarga, la geometría del inyector, coeficiente de la descarga, ángulo del chorro y tiempo) y el ángulo del chorro (depende de las condiciones de la inyección, la geometría de la tobera del inyector, las condiciones ambientales en las que se inyecta el combustible y las propiedades del combustible y de la turbulencia que prevalece localmente). Como parámetros microscópicos se ha subrayado la importancia de la velocidad de las gotas y la distribución de los diámetros de las gotas.

Por último, se ha explicado sobre las longitudes y tiempos característicos de la mezcla y de la evaporación, además de las distintas fases del proceso de combustión.

Capítulo 3: Modelos 1-D de chorros Diesel.

3. Modelos 1-D de chorros Diesel.

3.1. Descripción matemática del modelo 1-D de chorros Diesel.....	pág. 27
3.2. Explicación de DICOM.	pág. 30
3.2.1. Funcionamiento del programa.	pág. 30
3.2.2. Datos de entrada y salida.	pág. 31
3.3. Conclusión.....	pág. 32

3. Modelos 1-D de chorros Diesel.

3.1. Descripción matemática del modelo 1-D de chorros Diesel.

El modelo 1-D del chorro permite calcular diversas propiedades (velocidad, temperatura, densidad, fracciones másicas de distintas especies, etc.) dentro del chorro en un tiempo relativamente más bajo que la técnica CFD pero con unas simplificaciones. Las ecuaciones de conservación son planteadas para cada celda. Generalmente, las incógnitas a resolver son la velocidad axial u , la fracción másica del combustible f y la entalpía h . Las siguientes hipótesis son asumidas para cada instante del tiempo t .

- Se considera simetría axial del flujo. Esto significa la carencia de movimiento *swirl* del aire.
- Se asume un flujo turbulento totalmente desarrollado, lo cual significa que los perfiles radiales autosimilares pueden ser definidas para las variables conservadas. Por ejemplo, la relación de cualquier variable conservada dividida por el valor de la línea central no depende de la coordenada axial. Esta hipótesis puede ser aceptada para los chorros gaseosos estacionarios. Para las condiciones de inyección transitorios se debe aplicar una similitud. Por otro lado, se ha usado una distribución radial Gaussiana, la cual es aplicable tanto para chorros gaseosos inertes estacionarios como para sprays del combustible Diesel.

$$\frac{u(x, r)}{u_{cl}(x)} = \left[\frac{f(x, r)}{f_{cl}(x)} \right]^{1/Sc} = \left[\frac{h(x, r) - h_{a,\infty}}{h_{cl}(x) - h_{a,\infty}} \right]^{1/Pr}$$
$$= \exp \left[-k \left(\frac{r}{x} \right)^2 \right],$$

Siendo:

u_{cl} = la componente axial del vector velocidad.

f_{cl} = la fracción másica del combustible en el eje central del chorro.

$h_{cl} - h_{a,\infty}$ = la diferencia de entalpía en el eje central del chorro.

k = es una constante.

Sc y Pr

= son el número de Schmidt y de Prandtl, respectivamente y son iguales a 1.

- El ángulo del chorro es definido como el lugar donde el perfil de velocidad axial autosimilar es igual a 1% ($\zeta = 0.01$). Existe una relación entre el ángulo del cono y las constante k en los perfiles Gaussianos autosimilares:

$$k = \frac{\ln(1/\zeta)}{\tan^2(\theta/2)}$$

- Se asume un flujo localmente homogéneo. Existe un equilibrio local tanto de las condiciones térmicas y de velocidades.
- La presión se considera constante a lo largo de todo el spray y, por tanto, el efecto de la compresibilidad es despreciable.
- La densidad local es calculado bajo la suposición de una mezcla ideal.

$$\rho(x, r) = \frac{1}{\sum_i \frac{Y_i(x, r)}{\rho_i(x, r)}}$$

Donde:

Y_i = la fracción másica del componente de la mezcla i .

ρ_i = es la densidad del componente i para la temperatura local de la mezcla $T(x, r)$ y la presión P .

Debido a la naturaleza transitoria del problema, el dominio del spray ha sido dividido axialmente en un determinado número de celdas con un cierto espesor Δx para cada sección transversal del chorro. Cada celda está limitada por la entrada y la salida ($i, i+1$, respectivamente), tal que $x_{i+1} = x_i + \Delta x$. Para cada instante del tiempo, el tamaño del chorro está definido en función de la penetración del chorro total.

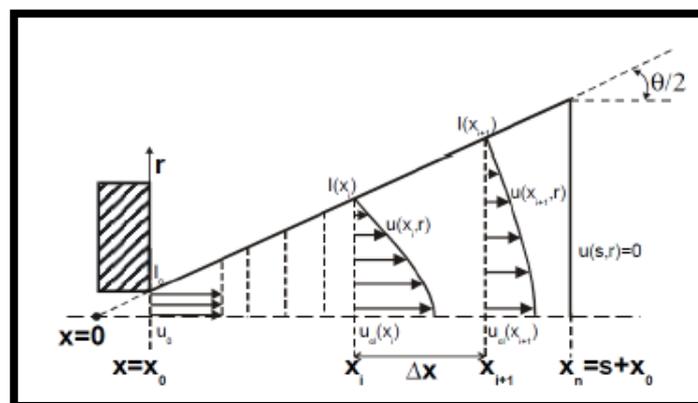


Fig. 7. Perfil del chorro del modelo 1-D

Para cada celda, las ecuaciones diferenciales de conservación de la cantidad de movimiento axial, masa del combustible y la energía son las siguientes:

$$I(x_i, t) - I(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dt} \left[\int \rho(x, r, t) \cdot u(x, r, t) \cdot dV \right]$$

$$M_f(x_i, t) - M_f(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dt} \left[\int \rho(x, r, t) \cdot f(x, r, t) \cdot dV \right]$$

$$H(x_i, t) - H(x_{i+1}, t) = \frac{d}{dt} \left[\int \rho(x, r, t) \cdot (h(x, r, t) - h_{a,\infty}) \cdot dV \right]$$

Algunas condiciones de contorno son necesarias obtener experimentalmente para cada sistema de inyección en particular:

- Los flujos de la cantidad de movimiento I_0 , de la masa de combustible M_0 y de la entalpía H_0 en la salida del orificio de la tobera. Todos ellos pueden ser considerados como constantes o funciones del tiempo. Los dos primeros pueden ser obtenidos experimentalmente para cada inyector en particular.
- El semiángulo del cono del spray $\theta/2$. Este parámetro se asume constante con el tiempo.
- Finalmente, para poder resolver las ecuaciones de conservación, la relación entre la densidad local y otras incógnitas deben hacerse explícitas.

A continuación, se observa el esquema que sigue el modelo 1-D del chorro para calcular los resultados.

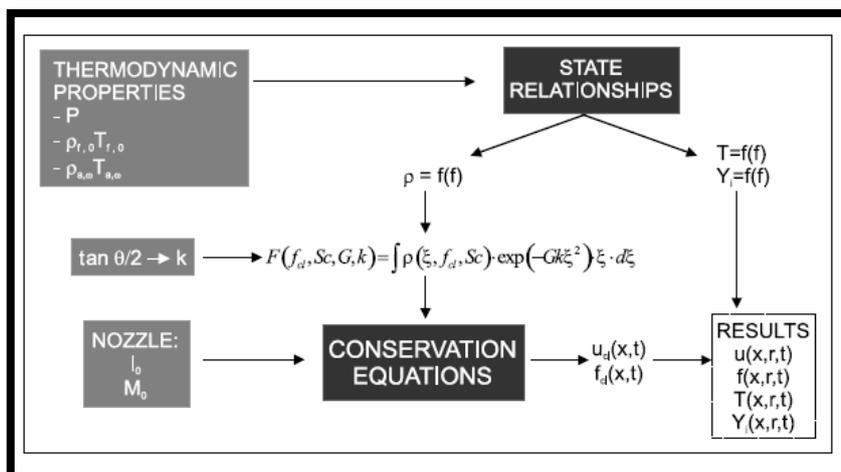


Fig. 8. Esquema del modelo 1-D para los cálculos

3.2. Explicación de DICOM.

3.2.1. Funcionamiento del programa.

DICOM es un programa de cálculo del modelo unidimensional del chorro que predice la evolución de un chorro turbulento bajo unas hipótesis simplificadas que hemos explicado en el apartado anterior. El interfaz gráfico permite al usuario introducir los datos de entrada y también la ubicación de los datos de salida. Toda esta información es posible guardarla o editarla en un archivo de entrada, el cual almacena la información introducida por el usuario mediante el interfaz gráfico para, posteriormente, ejecutar el *solver*, el cual realiza todos los cálculos.

Después de los cálculos, la información de salida es guardada en archivos de texto, los cuales pueden ser analizados por otros programas. A continuación, se detalla el flujo de información en DICOM.

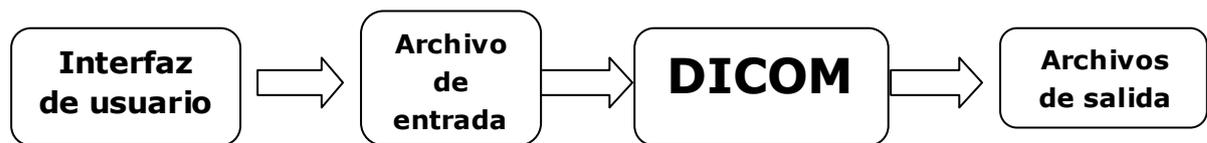


Fig.9.: Flujo de información en DICOM.

3.2.2. Datos de entrada y salida.

➤ Datos de entrada:

En el caso transitorio del flujo, los flujos de cantidad de movimiento y másico pueden variar con el tiempo. Las condiciones termodinámicas dentro del cilindro pueden ser variables y también nos permite indicar el instante del tiempo de la transición de las condiciones inertes a reactivas.

Generalmente, tenemos las siguientes pestañas en el interfaz para introducir nuestros datos de entrada:

- **“Numerics”**: en donde podremos introducir la longitud de calculación máxima, el tamaño de la discretización espacial, el aumento de la fracción másica para las relaciones de estado, límite de la convergencia para la iteración.
- **“Morphology”**: el límite radial del spray en términos de una fracción de la velocidad del eje, número de Schmidt (por defecto igual a 1), apertura del chorro (singular o doble), la longitud de transición y el perfil radial (exponencial, Spalding, Hinze o Schlichting).
- **“Injection rate”**: donde se selecciona los archivos que contienen información acerca de los flujos de la cant.de movimiento variables con el tiempo en el caso de ‘Direct input’. En el caso de ‘Derived input’, el flujo de la cantidad de movimiento es dada por el usuario y el flujo másico es calculado a partir del flujo anterior y una velocidad efectiva derivada del coeficiente de velocidad y la presión de inyección.
- **“Mixing law”**: en esta pestaña nos permite seleccionar en qué ambiente se inyecta el spray o el gas. Para ello, disponemos de tres opciones: chorro/spray isoterma (el combustible y el gas ambiental se encuentran a igual temperatura), chorro gaseoso inerte/reactivo (hay que proporcionar información acerca de la densidad del aire, la presión de la cámara, la fracción másica del gas ambiental, la temperatura del combustible, el parámetro de reactividad y propiedades del combustible) y, por último, el spray inerte/reactivo (se debe introducir la misma información que en el caso anterior).

➤ **Datos de salida:**

Como información de salida DICOM genera 5 tipos distintos de archivos:

- *Relst.dat*: Este archivo contiene los cálculos de la relaciones de estado para el modelo del chorro. La primera columna contiene la fracción de la mezcla y las otras incluyen variables termodinámicas junto con la composición local en función de la fracción másica.
- *Integ.dat*: Este archivo incluye los resultados de los cálculos de las integrales radiales como función de la fracción de la mezcla en el chorro de la línea central.

- *Temp1.dat*: Almacena la evolución temporal de las condiciones de contorno del chorro.
- *Temp2.dat*: Almacena la evolución temporal de los principales resultados del modelo en términos de parámetros globales (Longitud de penetración máxima, longitud líquida máxima, etc.)
- *Xdata.dat*: Almacena para cada instante del tiempo, la evolución de diversas variables en el eje del chorro: la densidad en la línea central, el radio del spray, flujo de cantidad de movimiento integrado radialmente (caso transitorio), etc.

3.3. Conclusión.

En este apartado hemos introducido el concepto del modelo 1-D del chorro que consiste en calcular diversas propiedades (velocidad, temperatura, densidad, fracciones másicas de distintas especies, etc.) dentro del chorro en un tiempo relativamente más bajo que la técnica CFD pero con unas simplificaciones. Asimismo, se han explicado las ecuaciones de conservación planteadas para cada celda, de donde las incógnitas a resolver son la velocidad axial u , la fracción másica del combustible f y la entalpía h . Las siguientes hipótesis son asumidas para cada instante del tiempo t . Por último, se ha explicado el interfaz de usuario de DICOM, qué entradas necesita y qué salidas genera.

Capitulo 4: Resultados. Calibración.

4. Resultados. Calibración.

- 4.1. Condiciones de referencia.** pág. 35
- 4.2. Inyectores C y D.** pág. 36
- 4.3. Error de mínimos cuadrados.** pág. 36
- 4.4. Estrategia de la calibración.** pág. 38
 - 4.4.1. Método de calibración. pág. 38
 - 4.4.2. Barrido de θ_1 , θ_2 y L y obtención de los parámetros óptimos.... pág. 41
 - 4.4.3. Aplicación de calibración en caso inerte para la densidad de la cámara de 35 kg/m³. pág. 57
- 4.5. Conclusión.**.....pág.60

4. Resultados. Calibración.

En este apartado se presentarán los resultados del proceso de calibración y del estudio paramétrico realizado en distintas condiciones de operación del chorro.

En primer lugar, partiremos con la condición de referencia, la cual será la misma para el spray A, C y D, y utilizaremos los ángulos y la longitud de transición optimizados del spray A como punto de partida de nuestra estrategia de calibración. Por otro lado, utilizaremos la herramienta matemática de los mínimos cuadrados para observar la mejora que se produce con el error global del proceso de calibración. Primero, ajustaremos la longitud de transición mediante un escalado adecuado y veremos si el error global ha mejorado. Segundo, calibraremos el θ_1 mediante un barrido apropiado de ángulos y veremos para qué ángulo obtenemos el error global mínimo. A continuación, una vez fijados la longitud de transición y el θ_1 , realizaremos un barrido de θ_2 para ver cuál es el θ_2 óptimo viendo su error global mínimo. Por último, contrastaremos las curvas experimentales con las obtenidas por DICOM.

El estudio paramétrico se aplicará para dos casos: caso inerte y caso reactivo. Para cada caso, variaremos tanto las condiciones de inyección como las condiciones ambientales de la cámara para observar el comportamiento de los inyectores C y D.

4.1. Condición de referencia.

Para el proceso de calibración, hemos partido desde la condición de referencia que se ha utilizado con el inyector A. Esta condición de referencia será exactamente igual a la hora de calibrar con los inyectores C y D.

Condiciones de referencia del los inyectores A,C y D	
Temperatura ambiente del aire	900K
Presión del aire	6 MPa
Densidad del aire	22.8 kg/m ³
Fracción molar del oxígeno	15% O ₂ en el caso reactivo/ 0% en el caso inerte.
Presión de inyección	150MPa
Duración de inyección	1.5 ms

Temperatura del combustible	363K (90°C)
Combustible	n-dodecano

Recordemos que los ángulos de apertura optimizados conseguidos para el inyector A son:

$$\theta_1=15,75^\circ \quad \theta_2=25,5^\circ \quad L=0,015 \text{ m}$$

4.2. Inyectores C y D.

Los inyectores que se han utilizado para calibrar poseen las siguientes referencias:

Inyector C → 210003

Inyector D → 209103

Recordemos que el inyector **C** tenía un diámetro nominal de **0.2 mm** de orificio de salida y el inyector **D**, un diámetro nominal de **0.186 mm** de orificio de salida.

Por otro lado, los datos acerca de los flujos de cantidad de movimiento (I_0) y másico (M_0) se han obtenido en página web de ECN en la cual se dispone de datos de ambos flujos para las presiones de inyección: 500MPa, 1000 Mpa y 1500 Mpa.

4.3. Error de mínimos cuadrados.

La herramienta matemática que se ha utilizado para calcular los errores entre la medida experimental y el cálculo de Dicom es el error de mínimos cuadrados que se define, en este caso como:

$$Error = \sum \left(\frac{\sqrt{(S_{DICOM} - S_{EXP})^2}}{S_{EXP}} \right)$$

ó

$$Error = \sum \left(\frac{\sqrt{(LL_{DICOM} - LL_{EXP})^2}}{LL_{EXP}} \right)$$

A continuación, se explicará cada uno de los términos de las ecuaciones anteriores para facilitar su comprensión:

- S_{EXP} es la longitud de la penetración de vapor del chorro experimental (1).
- S_{DICOM} es la longitud de la penetración de vapor calculado por DICOM (2).
- LL_{EXP} es la longitud de la penetración líquida del chorro experimental (3).
- LL_{DICOM} es la longitud de la penetración líquida calculado por DICOM (4).

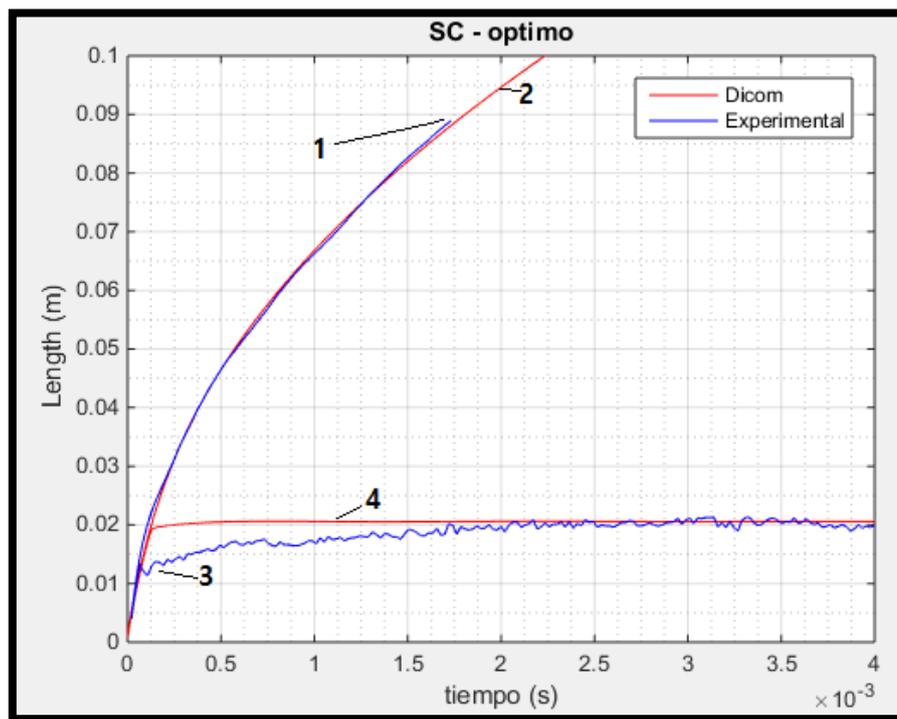


Fig. 10. Ejemplo de las curvas de calibración.

Estas fórmulas nos permitirán para qué ángulo a optimizar el error es mínimo, por tanto, suponen unas herramientas claves para nuestro estudio de calibración.

4.4. Estrategia de la calibración.

4.4.1. Método de calibración.

Para establecer un método de calibración se ha seguido los siguientes pasos:

- 1) La calibración siempre se realiza en condiciones inertes para todos los inyectores. Dado que sabemos de antemano qué valores son los valores optimizados para el inyector A, probamos primero cuán bien se calibran los inyectores C y D con esos valores ($\theta_1=15,75^\circ$ $\theta_2=25,5^\circ$ $L=0,015$ m).
- 2) Si existen pequeñas o grandes diferencias entre la medida experimental y la obtenida con DICOM, procederemos primero a modificar el valor de la longitud de transición mediante un escalado adecuado. Sabemos que la longitud característica es proporcional al diámetro equivalente del inyector, por tanto, tendremos que aplicar el siguiente escalado:

$$L \propto d_{eq} = d_0 \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}$$

La longitud de transición es la longitud donde se produce el cambio de ángulo del chorro (de θ_1 a θ_2).

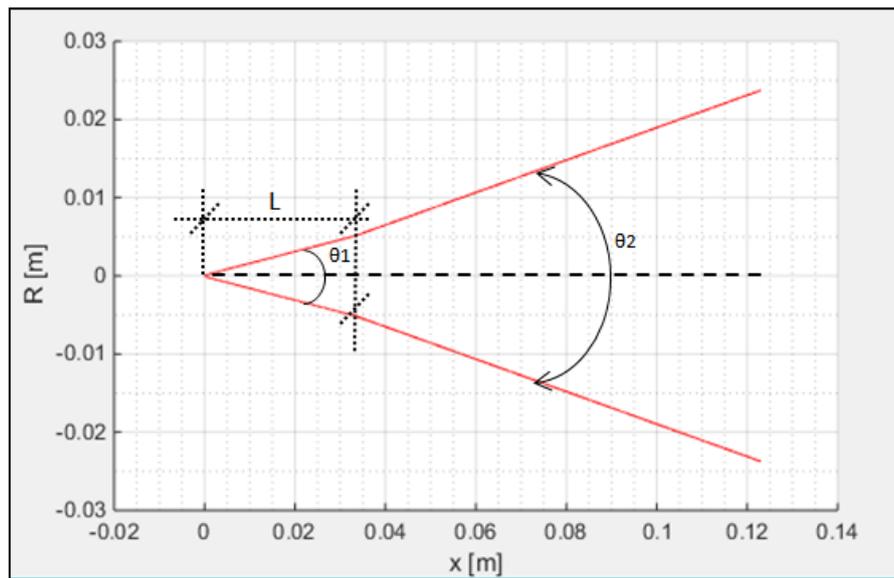


Fig. 11. Ejemplo de la longitud de transición.

- 3) Si aún con el escalado hay diferencias notables entre las longitudes experimentales y las de DICOM, procederemos a realizar el barrido de los ángulos θ_1 y θ_2 .
- a. Primero empezaremos con el barrido de la primera apertura del chorro θ_1 de 10° a 20° con un paso de 2° y veremos para qué ángulo de θ_1 el error de mínimos cuadrados es el mínimo. Por consiguiente, realizaremos un barrido aún preciso acotando los límites del barrido del primer ángulo también con un paso de 2° , basándonos en el primer barrido grueso.
 - b. Fijado ya qué valor de θ_1 es el óptimo lanzamos otro barrido con el segundo ángulo de apertura fijando la longitud de transición obtenida del escalado y el θ_1 optimizado. Utilizaremos el mismo procedimiento que en el caso anterior con el barrido del segundo ángulo θ_2 . Para este segundo ángulo, realizaremos un barrido de 20° a 30° con un paso de 2° .
 - c. Una vez que ya tengamos todos los parámetros optimizados, introduciremos estos valores a DICOM y compraremos el resultado con el dato experimental para comprobar que la longitud líquida y de vapor de DICOM coinciden con las experimentales.

Los factores de los cuales depende la apertura de cada ángulo (θ_1 y θ_2) son bien distintos. Los factores que afectan al primer ángulo son las condiciones de inyección en el orificio de la tobera, es decir, de los flujos de cantidad de movimiento y másico. Además, depende de las dimensiones geométricas de la tobera y de las condiciones del gas ambiental en que se inyecta el combustible. El segundo ángulo de apertura del chorro depende básicamente de la turbulencia generada localmente y no de la forma en que se ha inyectado el combustible.

A continuación, se muestra un esquema de la forma en la cual procederemos a calibrar los inyectores C y D:

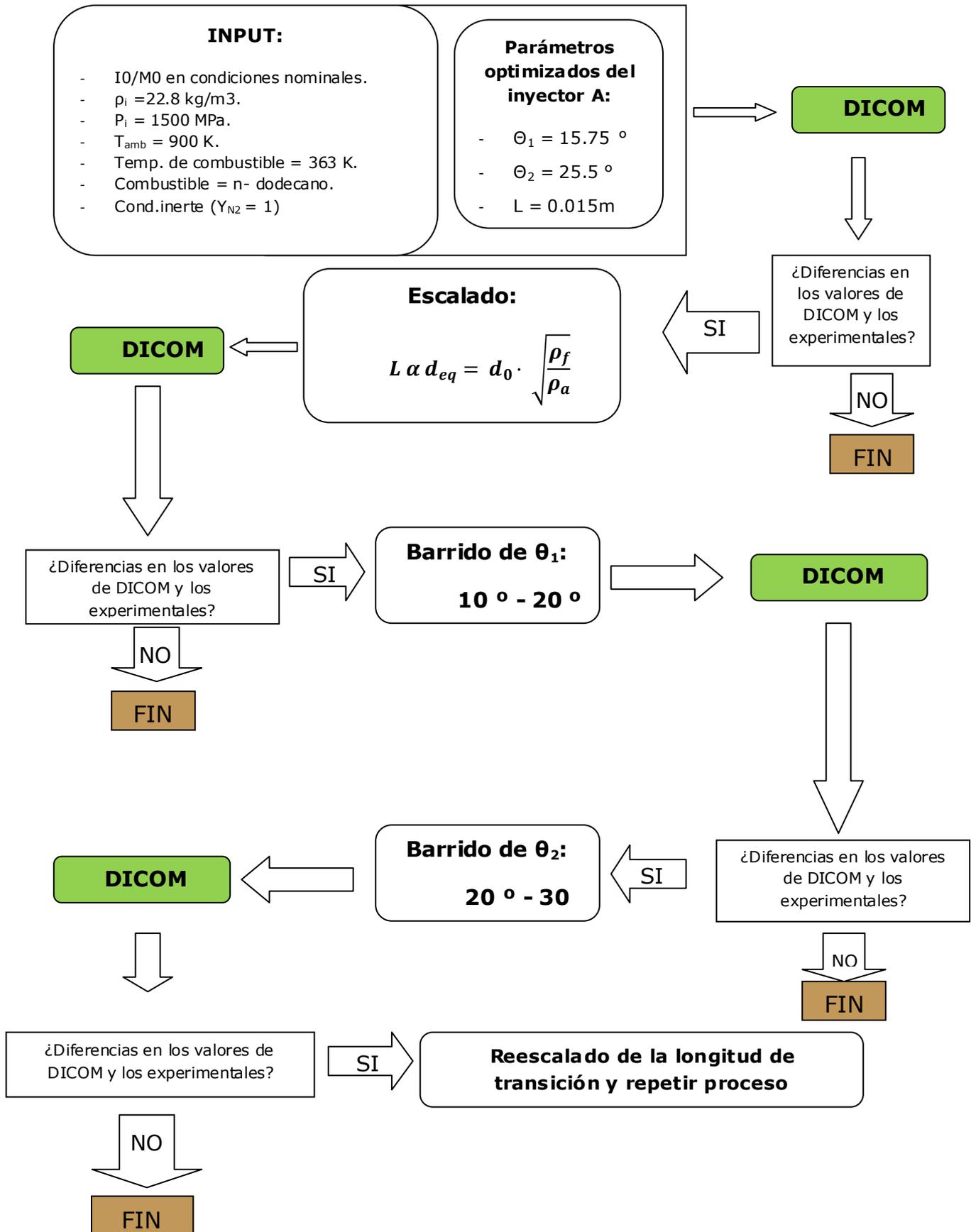


Fig. 12. Esquema del método de la calibración.

4.4.2. Barrido de θ_1 , θ_2 y L y obtención de los parámetros optimizados.

Primero aplicaremos el método de la calibración explicado en el apartado anterior al inyector C. Como se ha descrito anteriormente veremos qué ocurre cuando lanzamos DICOM primeramente en condiciones nominales con los parámetros optimizados para el inyector A ($\theta_1=15,75^\circ$ $\theta_2=25,5^\circ$ $L=0,015$ m).

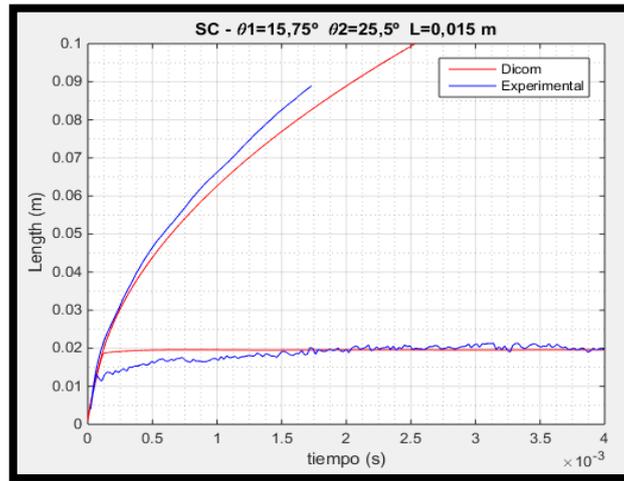


Fig. 13. Calibrado con los parámetros del inyector A.

Observamos claramente que el calibrado se puede mejorar más. Podemos apreciar que el inyector C al poseer un orificio de diámetro mayor (200 micras) que el inyector A (90 micras) hay mayor flujo de cantidad de movimiento y de flujo másico bajo las mismas condiciones nominales y, por tanto, mayor penetración del chorro gaseoso.

A continuación, sería interesante el error obtenido por cada una de las longitudes:

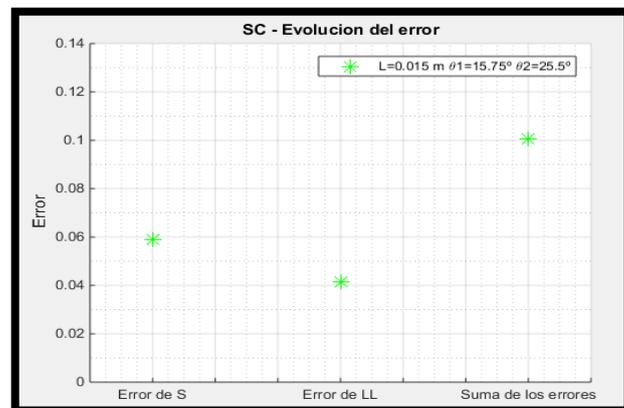


Fig. 14. Error de ambas longitudes del calibrado con los parámetros del inyector A.

Para el cálculo del error de la longitud líquida sólo se ha tenido en cuenta la zona donde el chorro líquido está totalmente desarrollado (0.0025s - 0.004s), ya que si tenemos en cuenta el error desde el origen del tiempo de medida cometeremos grandes desviaciones a la hora de calcular el error y, por tanto, en la elección de los ángulos óptimos. Por otro lado, para el cálculo del error de la longitud de vapor consideramos desde 0 segundos hasta el final de medida coherente de la longitud de vapor.

Ya que podemos mejorar nuestra calibración, el siguiente método de la calibración es el escalado de la longitud de transición del inyector C. Para ello, recordemos el diámetro del orificio del inyector C ($d_{0c} = 200\mu\text{m}$).

$$L_a \propto d_{eqa} ; L_c \propto d_{eqc}$$

Entonces:

$$\frac{L_a}{L_c} \propto \frac{d_{eqa}}{d_{eqc}} = \frac{d_{0a} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}}{d_{0c} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}} = \frac{d_{0a}}{d_{0c}} = \frac{90}{200} = 0.45 \rightarrow L_c = 0.0333 \text{ m}$$

Ahora manteniendo el θ_1 y θ_2 constantes y con la nueva longitud de transición calculada a partir del escalado lanzamos de nuevo DICOM y, posteriormente, comparamos con los resultados experimentales.

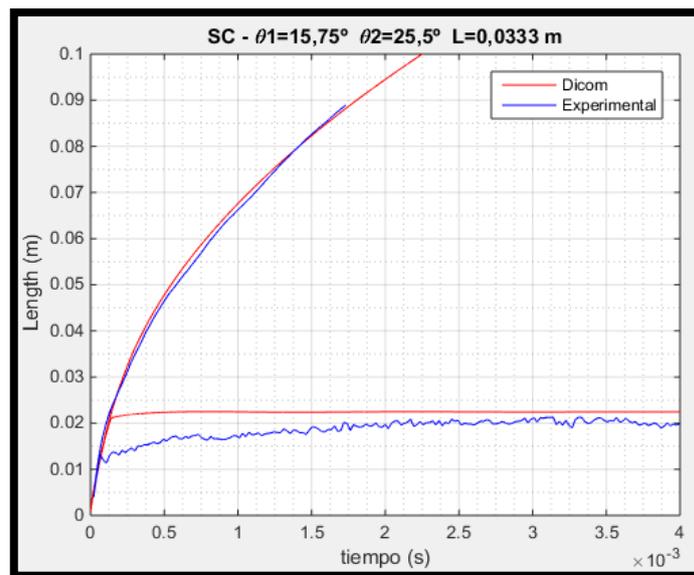


Fig. 15. Calibrado con la longitud obtenida del escalado.

Observamos cómo después del escalado de la longitud de transición, la longitud de penetración de vapor se ha calibrado bastante bien, aunque nos da una longitud líquida algo superior de la experimental.

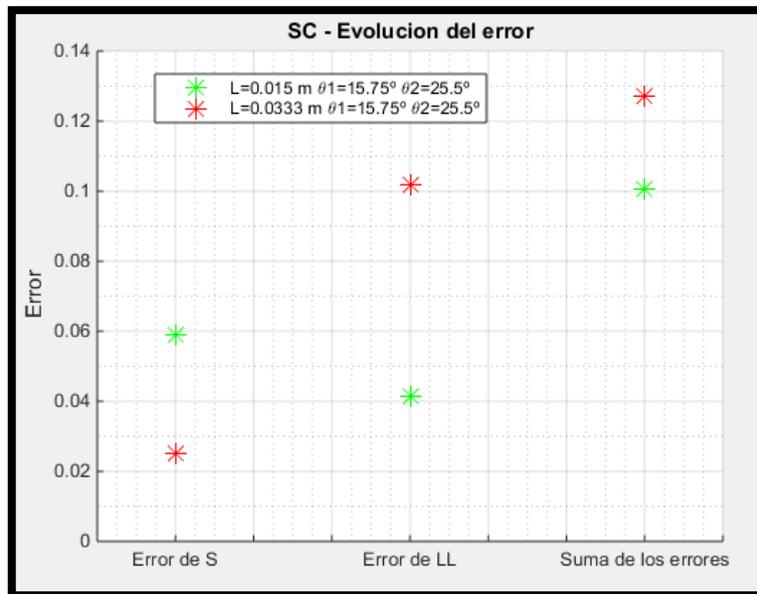


Fig. 16. Evolución del error tras aplicar la longitud de transición escalada.

Vemos que el error de la penetración de vapor ha bajado considerablemente después del escalado. No ocurre lo mismo con el error de la longitud líquida que ha aumentado tanto de tal forma que la suma de los errores ha incrementado.

Como la apertura del primer ángulo θ_1 afecta tanto a la longitud de penetración del vapor como a la longitud líquida del chorro, mediante un barrido de θ_1 encontraremos un ángulo óptimo del primer ángulo tal que el error sea mínimo y podamos mejorar la calibración de ambas longitudes.

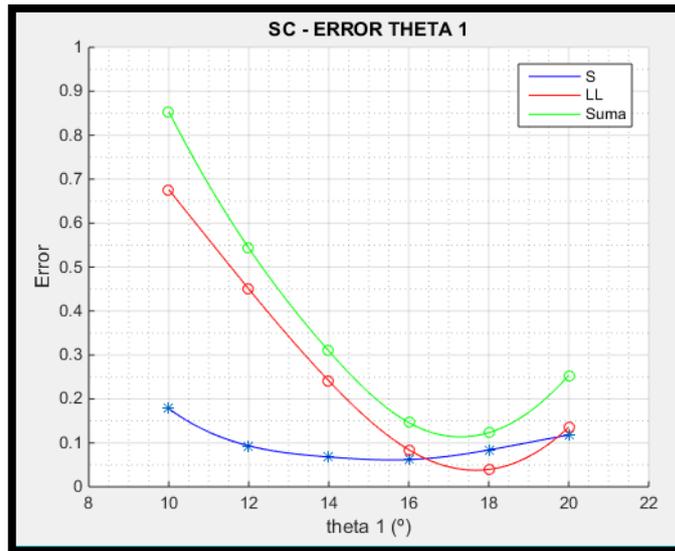


Fig. 17. Error de S, LL y de la suma del barrido de θ_1 .

El gráfico (fig.17.) nos enseña que entre el ángulo 14° y 19° tenemos un mínimo en los errores de la longitud líquida y de la longitud de vapor. Por ello, realizamos una interpolación más precisa en ese rango de ángulos y obtenemos el siguiente gráfico:

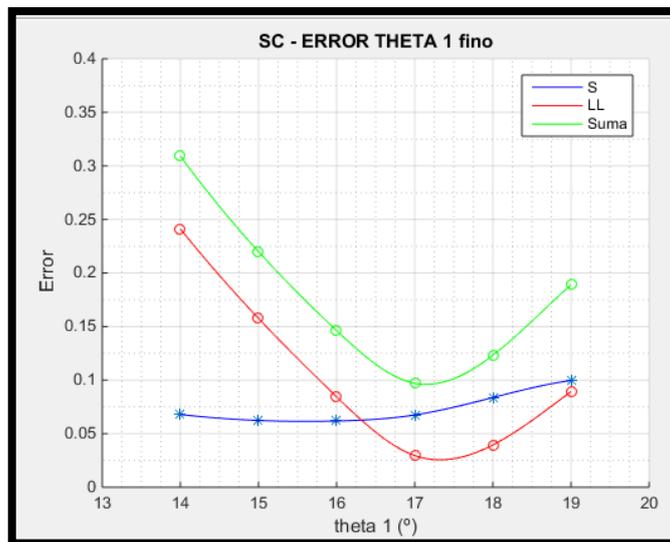


Fig. 18. Error de S, LL y de la suma del barrido preciso de θ_1 .

Observando el gráfico del error (fig. 18.) tras un barrido más detallado de θ_1 entre el ángulo 14° y 19° , podemos concluir que el θ_1 óptimo para el cual obtenemos un error mínimo de forma global es $17,15^\circ$. El error mínimo de forma global se averigua observando la curva de la suma de los errores.

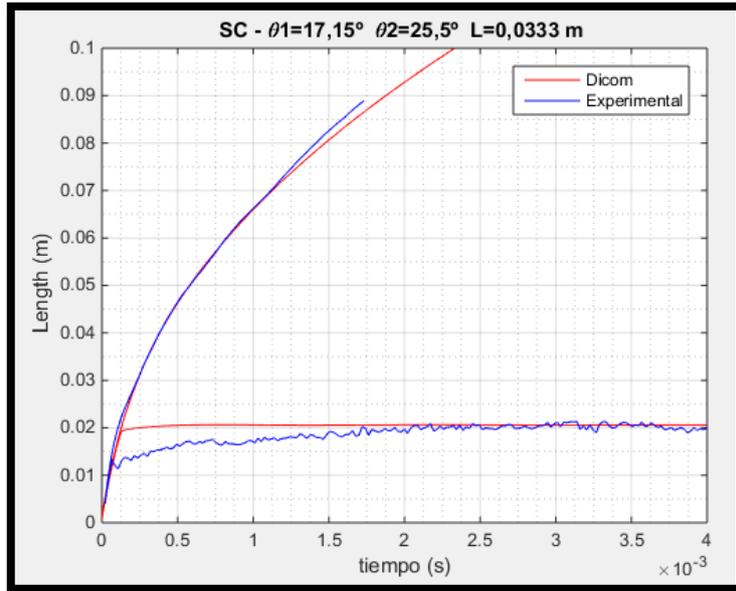


Fig. 19. Calibrado con la longitud obtenida del escalado y el $\theta_1 = 17,15^\circ$.

En efecto, comprobamos que tras ejecutar DICOM con el $\theta_1 = 17,15^\circ$ observamos una mejora importante en la calibración de ambas longitudes. Vemos que la longitud de vapor está casi perfectamente calibrada menos al final de la curva experimental y respecto a la longitud líquida observamos una muy buena calibración en la zona donde se ha desarrollado por completo la longitud líquida.

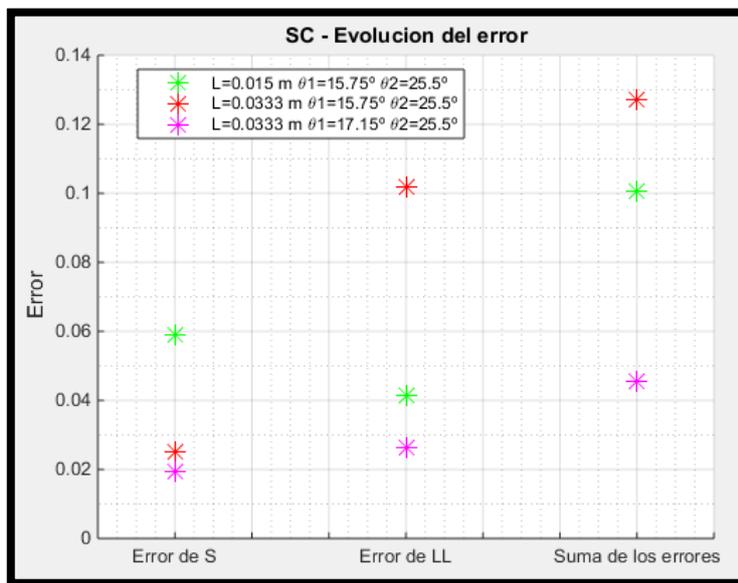


Fig. 20. Evolución del error tras aplicar la longitud de transición escalada y θ_1 óptimo.

Tras la modificación de la longitud de transición y el θ_1 por el óptimo, observamos que el error que se obtiene entre la medida experimental y la calibrada alcanza su mínimo tanto en la longitud líquida como de vapor y, por tanto, la suma de los errores será la

mínima comparado con los casos anteriores. Pero aún nos queda mejorar nuestra calibración realizando un barrido de θ_2 para intentar calibrar mejor el final de la curva experimental de la longitud de vapor. La ventaja de variar el θ_2 es que no afectará a la longitud líquida, ya que el factor que afecta al θ_2 es la turbulencia local y no las condiciones de inyección del combustible, por ello, la longitud líquida no se verá modificada.

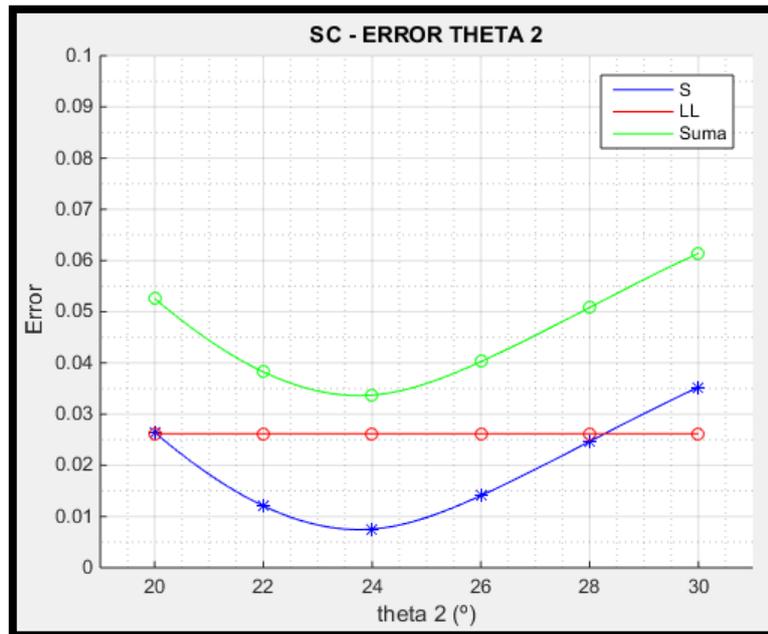


Fig. 21. Error de S, LL y de la suma del barrido de θ_2 .

Se observa que la explicación dada anteriormente es válida, ya que observando la figura (Fig. 21) vemos que el error de la longitud líquida se mantiene intacta con la variación de θ_2 .

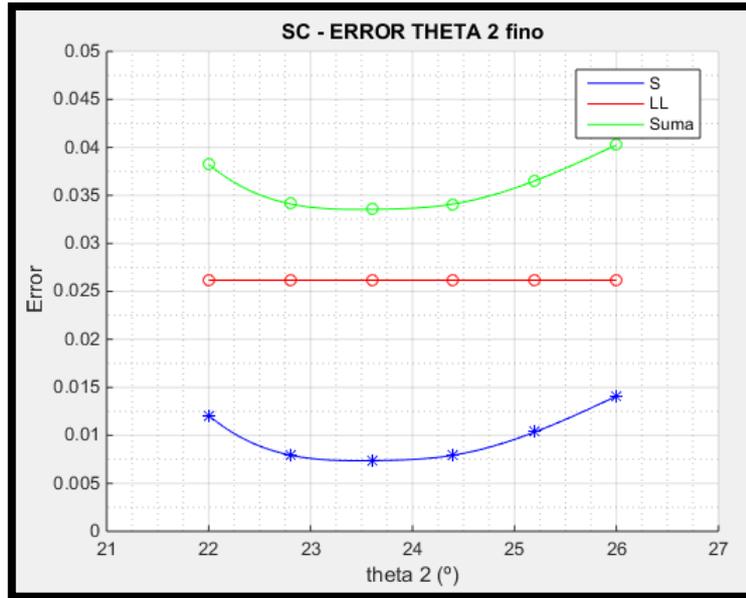


Fig. 22. Error de S, LL y de la suma del barrido preciso de θ_2 .

Observando la figura de arriba podemos notar que el θ_2 óptimo es $23,45^\circ$. Con este nuevo dato, lanzamos otra vez DICOM y obtenemos las siguientes curvas de calibración:

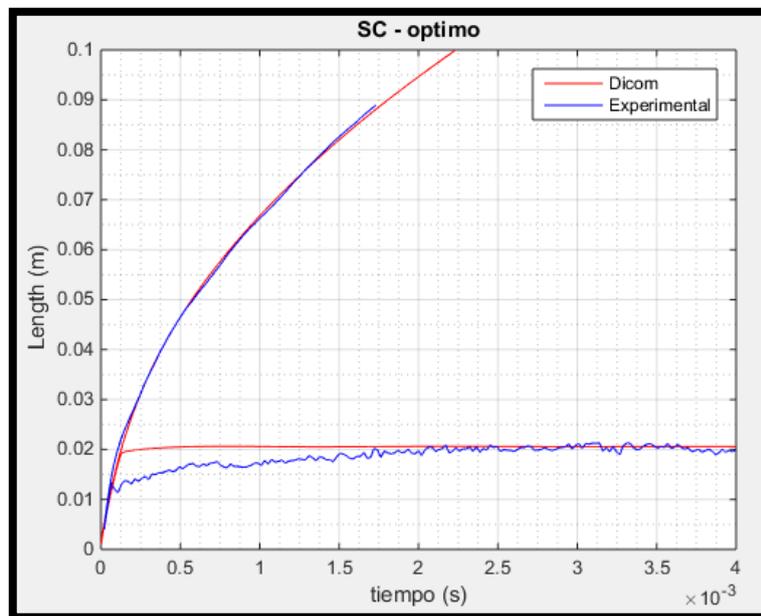


Fig.23. Calibrado con la longitud obtenida del escalado, $\theta_1 = 17,15^\circ$ y $\theta_1 = 23,45^\circ$.

Observamos que hemos calibrado casi a la perfección el final de la curva experimental de la longitud de vapor y hemos dejado intacta la buena calibración de la longitud

líquida en la zona donde está completamente desarrollada. Otra forma de verificar si estos parámetros son los óptimos, recurrimos al gráfico de la evolución de los errores:

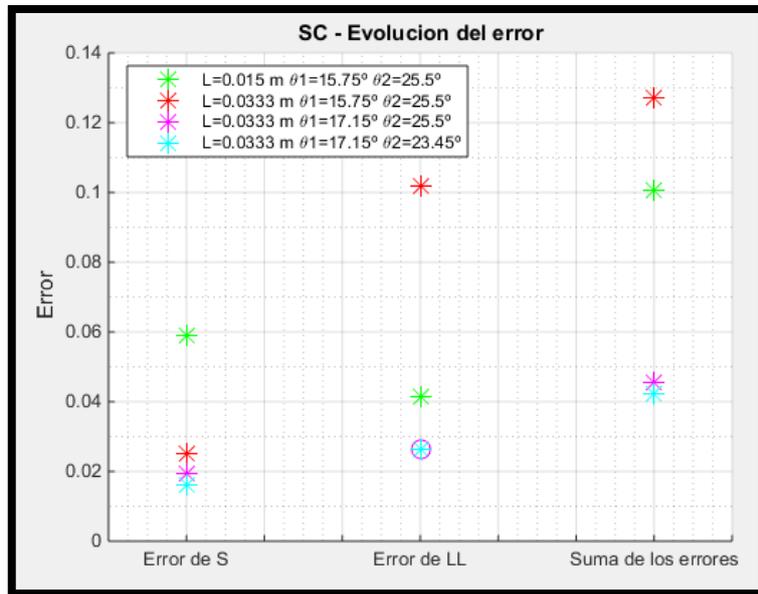


Fig. 24. Evolución del error tras aplicar la longitud de transición escalada, θ_1 y θ_2 óptimos.

Efectivamente, comprobamos que los valores calculados son los óptimos:

$$L = 0.0333\text{m} / \theta_1 = 17,15^\circ / \theta_2 = 23,45^\circ$$

Ahora aplicaremos el mismo método de calibración para el inyector D. Como se ha descrito anteriormente veremos qué ocurre cuando lanzamos DICOM primeramente en condiciones nominales con los parámetros optimizados para el inyector A ($\theta_1=15,75^\circ$ $\theta_2=25,5^\circ$ $L=0,015$ m).

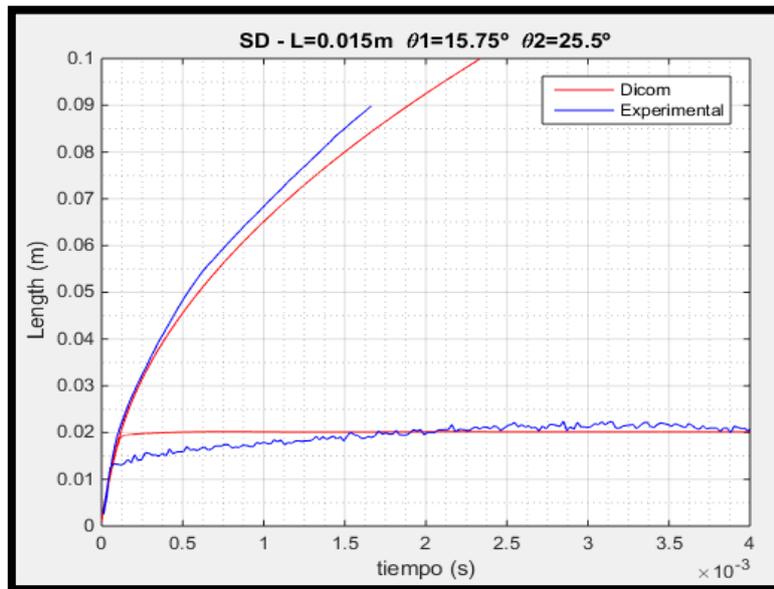


Fig. 25. Calibrado con los parámetros del inyector A.

Observamos claramente que el calibrado se puede mejorar más. Podemos apreciar que el inyector D al poseer un orificio de diámetro mayor (186 micras) que el inyector A (90 micras) hay mayor flujo de cantidad de movimiento y de flujo másico bajo las mismas condiciones nominales y, por tanto, mayor penetración del chorro gaseoso.

A continuación, sería interesante el error obtenido por cada una de las longitudes:

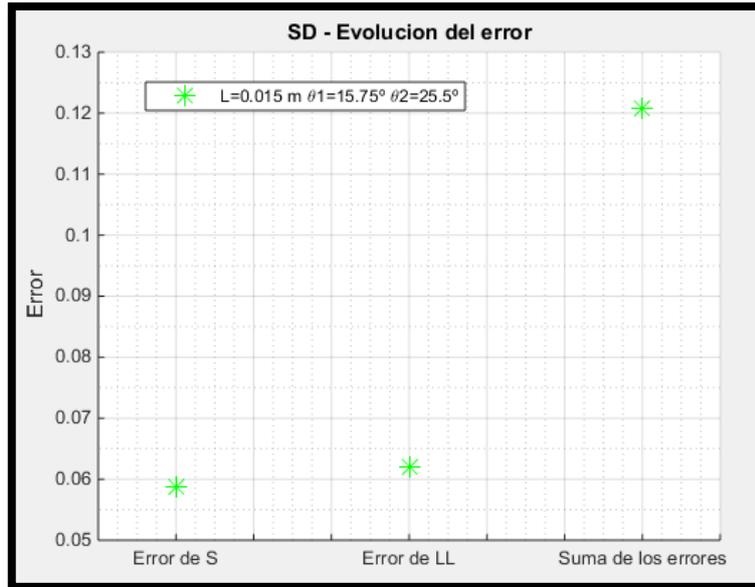


Fig. 26. Error de ambas longitudes del calibrado con los parámetros del inyector A.

Para el cálculo del error de la longitud líquida sólo se ha tenido en cuenta la zona donde el chorro líquido está totalmente desarrollado (0.0025s - 0.004s), ya que si tenemos en cuenta el error desde el origen del tiempo de medida cometeremos grandes errores a la hora de calcular el error y, por tanto, en la elección de los ángulos óptimos.

Ya que podemos mejorar nuestra calibración, el siguiente método de la calibración es el escalado de la longitud de transición del inyector D. Para ello, recordemos el diámetro del orificio del inyector D ($d_{0D} = 186 \mu m$).

$$L_a \propto d_{eqa} ; L_d \propto d_{eqd}$$

Entonces:

$$\frac{L_a}{L_d} \propto \frac{d_{eqa}}{d_{eqd}} = \frac{d_{0a} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}}{d_{0d} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}} = \frac{d_{0a}}{d_{0d}} = \frac{90}{186} = 0.483 \rightarrow L_d = 0.031 m$$

Ahora manteniendo el θ_1 y θ_2 constantes y con la nueva longitud de transición calculada a partir del escalado lanzamos de nuevo DICOM y, posteriormente, comparamos con los resultados experimentales.

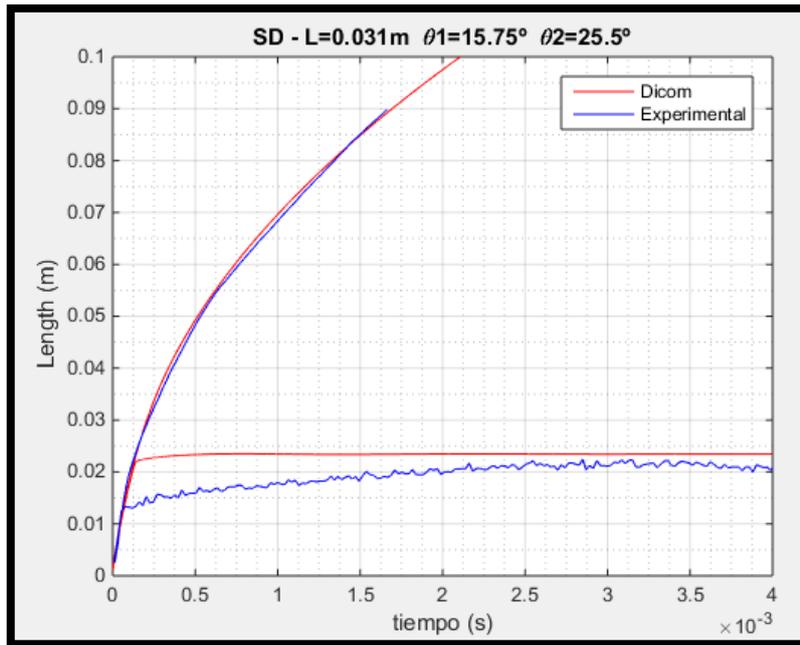


Fig. 27. Calibrado con la longitud obtenida del escalado.

Observamos cómo después del escalado de la longitud de transición, la longitud de penetración de vapor se ha calibrado bastante bien, aunque nos da una longitud líquida algo superior de la experimental.

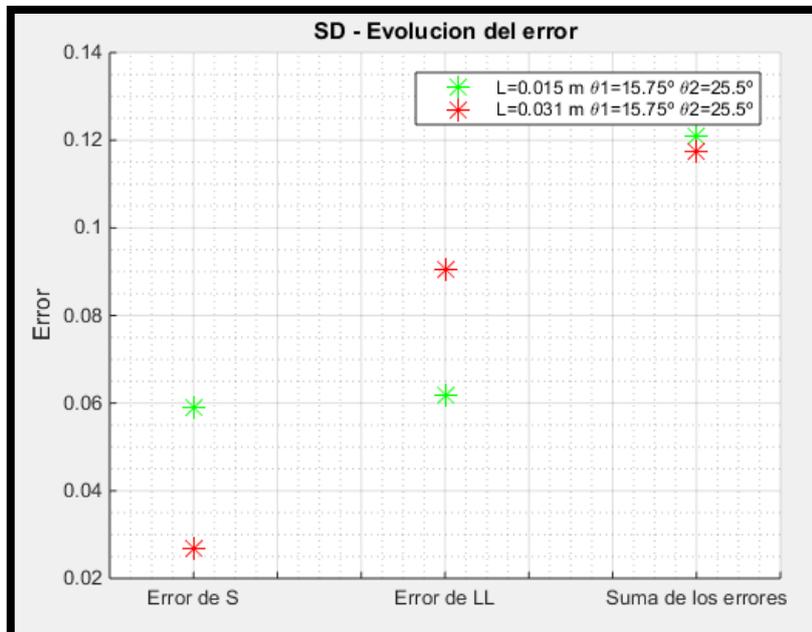


Fig.28. Evolución del error tras aplicar la longitud de transición escalada.

Vemos que el error de la penetración de vapor ha bajado considerablemente después del escalado. No ocurre lo mismo con el error de la longitud líquida que ha bajado ligeramente la suma total de los errores.

Como la apertura del primer ángulo θ_1 afecta tanto a la longitud de penetración del vapor como a la longitud líquida del chorro, mediante un barrido de θ_1 encontraremos un ángulo óptimo del primer ángulo tal que el error sea mínimo y podamos mejorar la calibración de ambas longitudes.

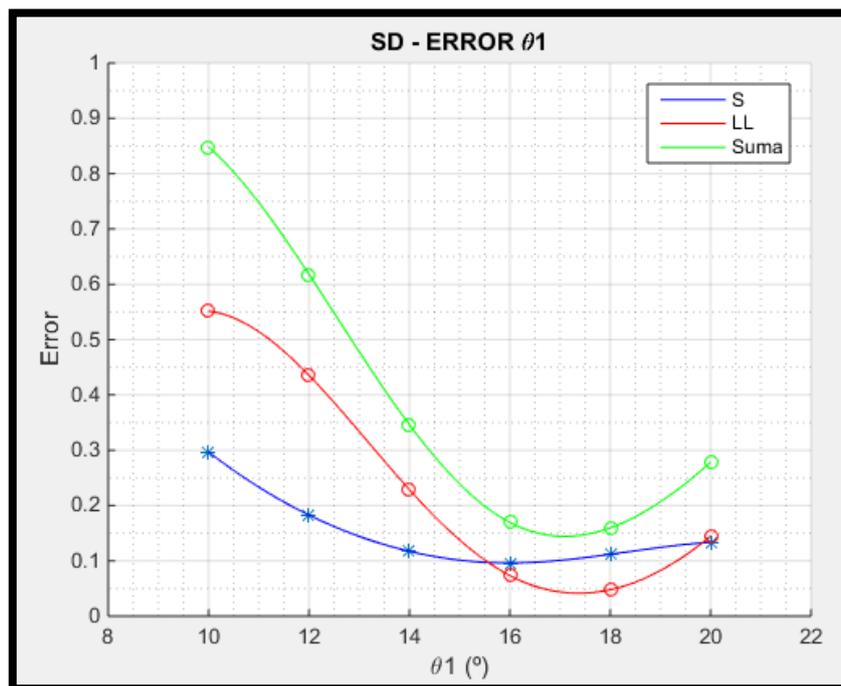


Fig. 29. Error de S, LL y de la suma del barrido de θ_1 .

El gráfico (fig. 29.) nos enseña que entre el ángulo 14° y 19° tenemos un mínimo en los errores de la longitud líquida y de la longitud de vapor. Por ello, realizamos una interpolación más precisa en ese rango de ángulos y obtenemos el siguiente gráfico:

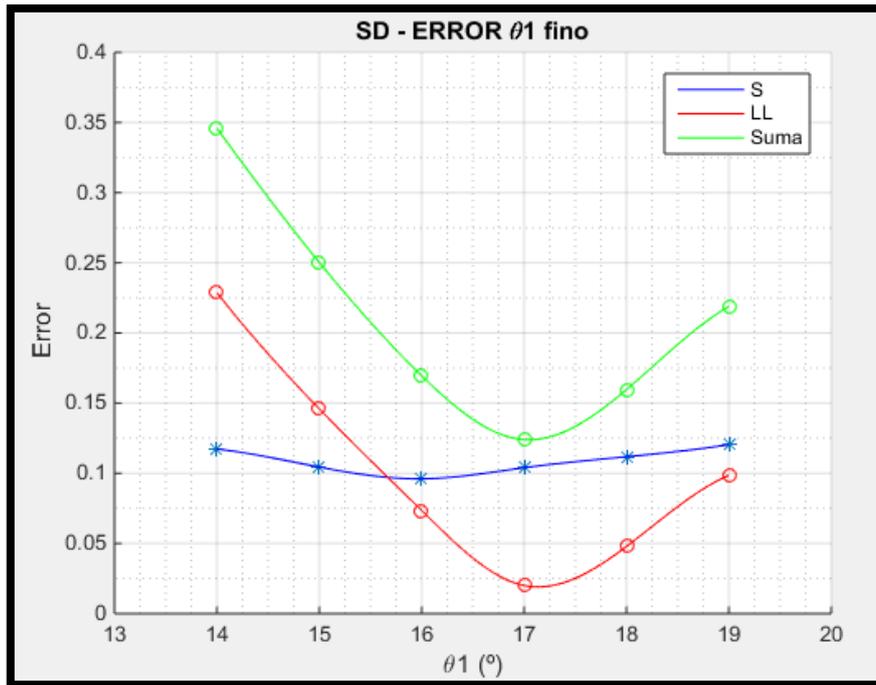


Fig.30. Error de S, LL y de la suma del barrido preciso de θ_1 .

Observando el gráfico del error (fig. 30.) tras un barrido más detallado de θ_1 entre el ángulo 14° y 19° , podemos concluir que el θ_1 óptimo para el cual obtenemos un error mínimo de forma global es $17,05^\circ$. El error mínimo global se averigua observando la curva de la suma de los errores.

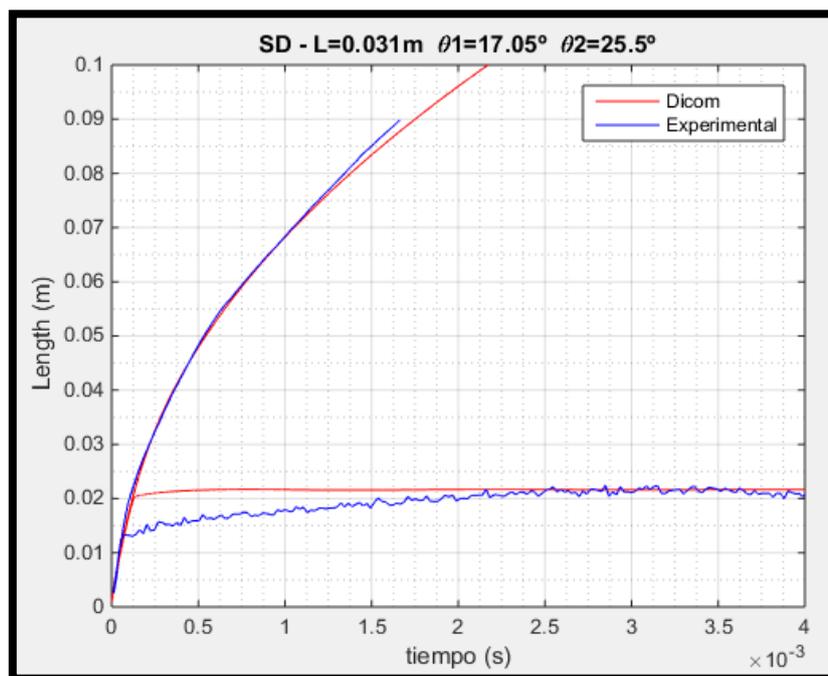


Fig. 31. Calibrado con la longitud obtenida del escalado y el $\theta_1 = 17,05^\circ$.

En efecto, comprobamos que tras ejecutar DICOM con el $\theta_1 = 17,05^\circ$ observamos una mejora importante en la calibración de ambas longitudes. Vemos que la longitud de vapor está casi perfectamente calibrada menos al final de la curva experimental y respecto a la longitud líquida observamos una muy buena calibración en la zona donde se ha desarrollado por completo la longitud líquida.

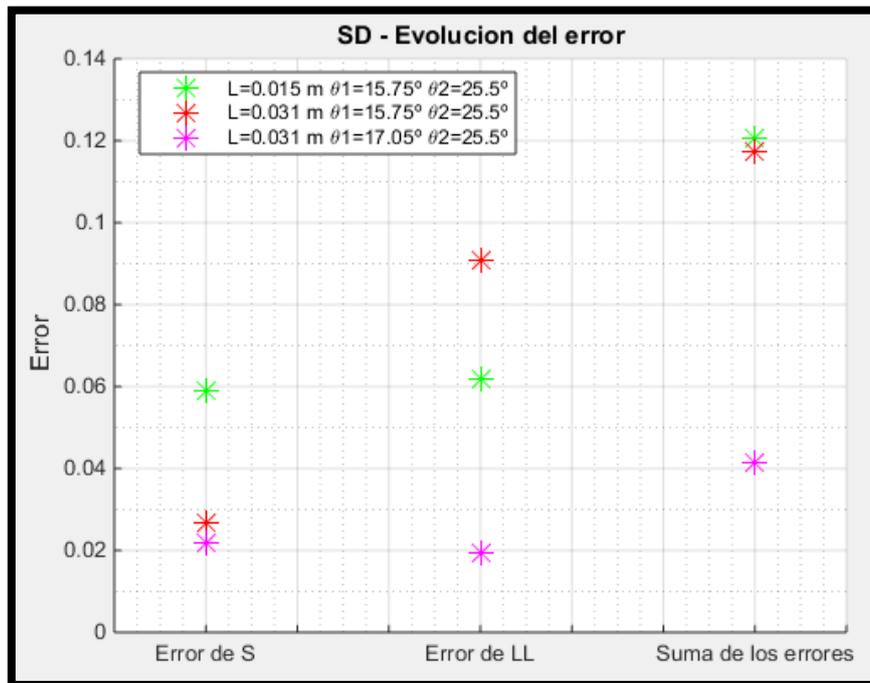


Fig.32. Evolución del error tras aplicar la longitud de transición escalada y θ_1 óptimo.

Tras la modificación de la longitud de transición y el θ_1 por el óptimo, observamos que el error que se obtiene entre la medida experimental y la calibrada alcanza su mínimo tanto en la longitud líquida como de vapor y, por tanto, la suma de los errores será la mínima comparado con los casos anteriores. Pero aún nos queda mejorar nuestra calibración realizando un barrido de θ_2 para intentar calibrar mejor el final de la curva experimental de la longitud de vapor. La ventaja de variar el θ_2 es que no afectará a la longitud líquida, ya que el factor que afecta al θ_2 es la turbulencia local y no las condiciones de inyección del combustible, por ello, la longitud líquida no se verá modificada.

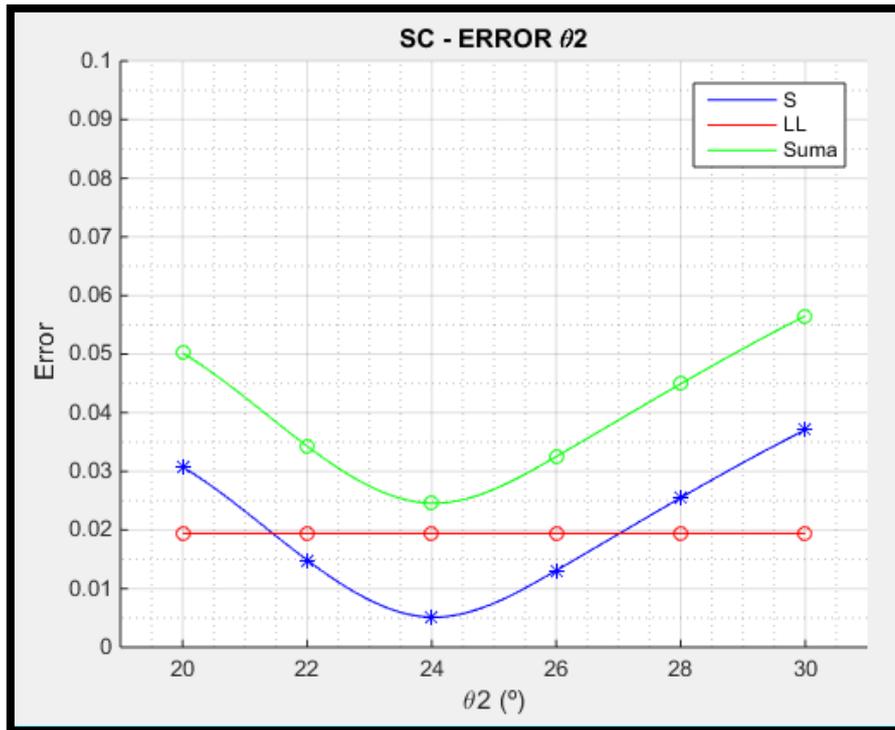


Fig. 33. Error de S, LL y de la suma del barrido de θ_2 .

Se observa que la explicación dada anteriormente es válida, ya que observando la figura (Fig. 33.) vemos que el error de la longitud líquida se mantiene intacta con la variación de θ_2 .

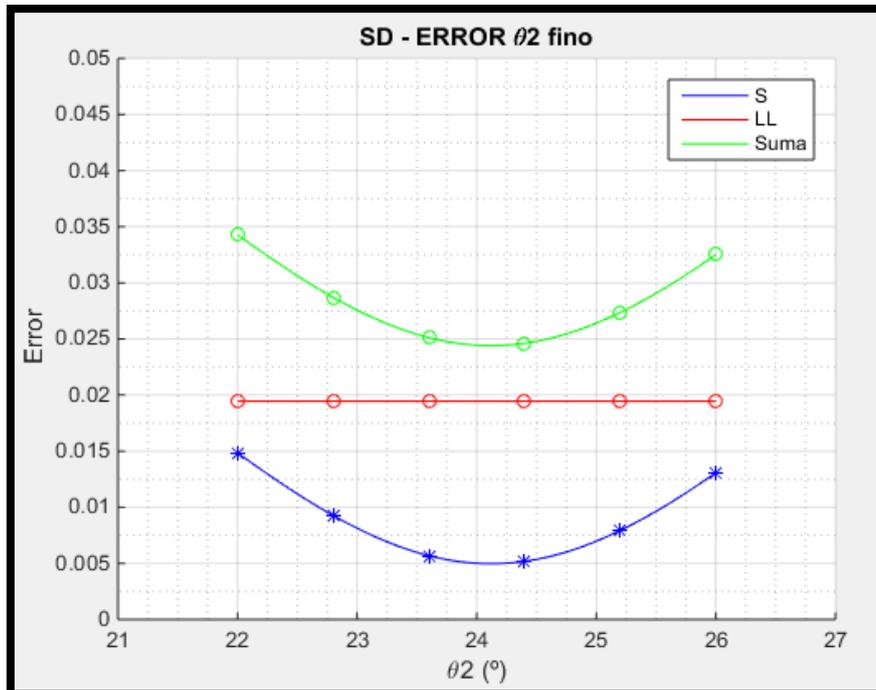


Fig. 34. Error de S, LL y de la suma del barrido preciso de θ_2 .

Observando la figura de arriba podemos notar que el θ_2 óptimo es $24,10^\circ$. Con este nuevo dato, lanzamos otra vez DICOM y obtenemos las siguientes curvas de calibración:

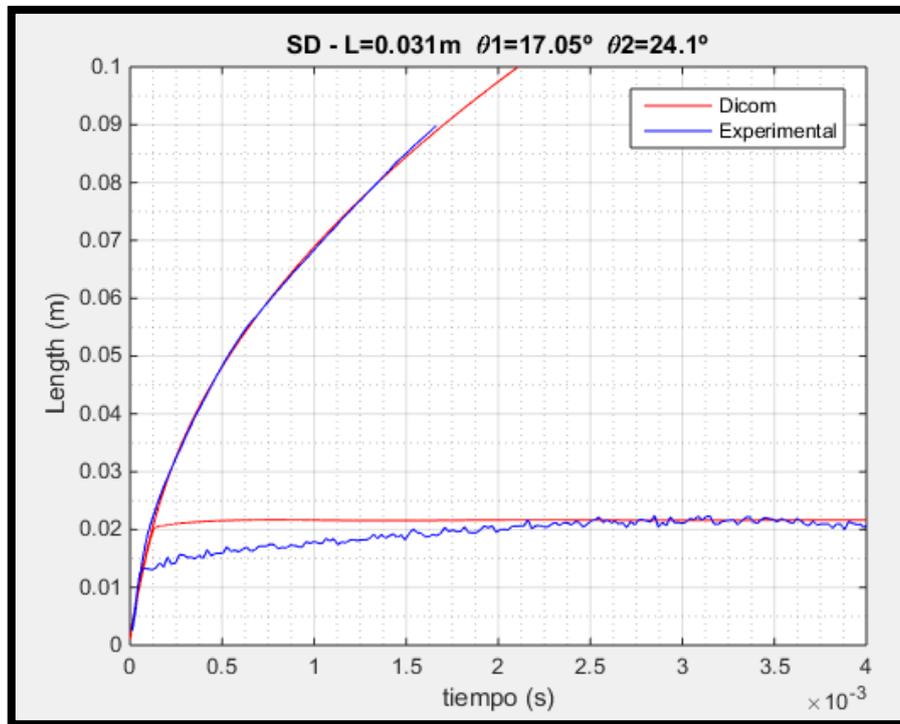


Fig. 35. Calibrado con la longitud obtenida del escalado, $\theta_1 = 17,05^\circ$ y $\theta_2 = 24,10^\circ$.

Observamos que hemos calibrado casi a la perfección el final de la curva experimental de la longitud de vapor y hemos dejado intacta la buena calibración de la longitud líquida en la zona donde está completamente desarrollada. Otra forma de verificar si estos parámetros son los óptimos, recurrimos al gráfico de la evolución de los errores:

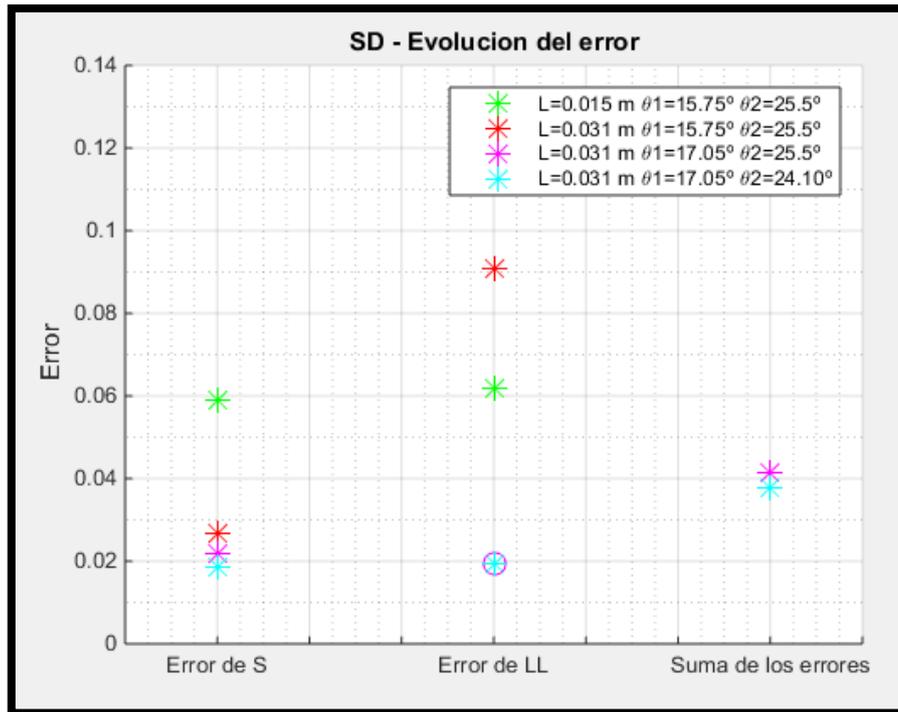


Fig. 36: Evolución del error tras aplicar la longitud de transición escalada, θ_1 y θ_2 óptimos.

Efectivamente, comprobamos que los valores calculados son los óptimos:

$$L = 0.031\text{m} / \theta_1 = 17,05^\circ / \theta_2 = 24,10^\circ$$

Como cuadro resumen de los parámetros optimizados de los inyectores C y D, tenemos:

	L	θ_1	θ_2
SC	0.0333m	17.15°	23.45°
SD	0.031 m	17.05°	24.10°

4.4.3. Aplicación de calibración en caso inerte para la densidad de la cámara de 35 kg/m³.

Por otro lado, se ha llevado a cabo la calibración, para el caso inerte, de los inyectores C y D. Todas las condiciones de entrada son nominales excepto la densidad de la cámara, por tanto, la presión de la cámara variará de acuerdo con la ecuación del gas perfecto manteniendo la temperatura del gas de la cámara a 900K. Si con el uso de los

parámetros optimizados, la calibración no fuera buena debemos realizar una pequeña corrección a los ángulos de apertura del chorro:

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \left(\frac{\rho_a}{\rho_f}\right)^{0.2}$$

Para el caso del inyector C se han obtenido las siguientes gráficas:

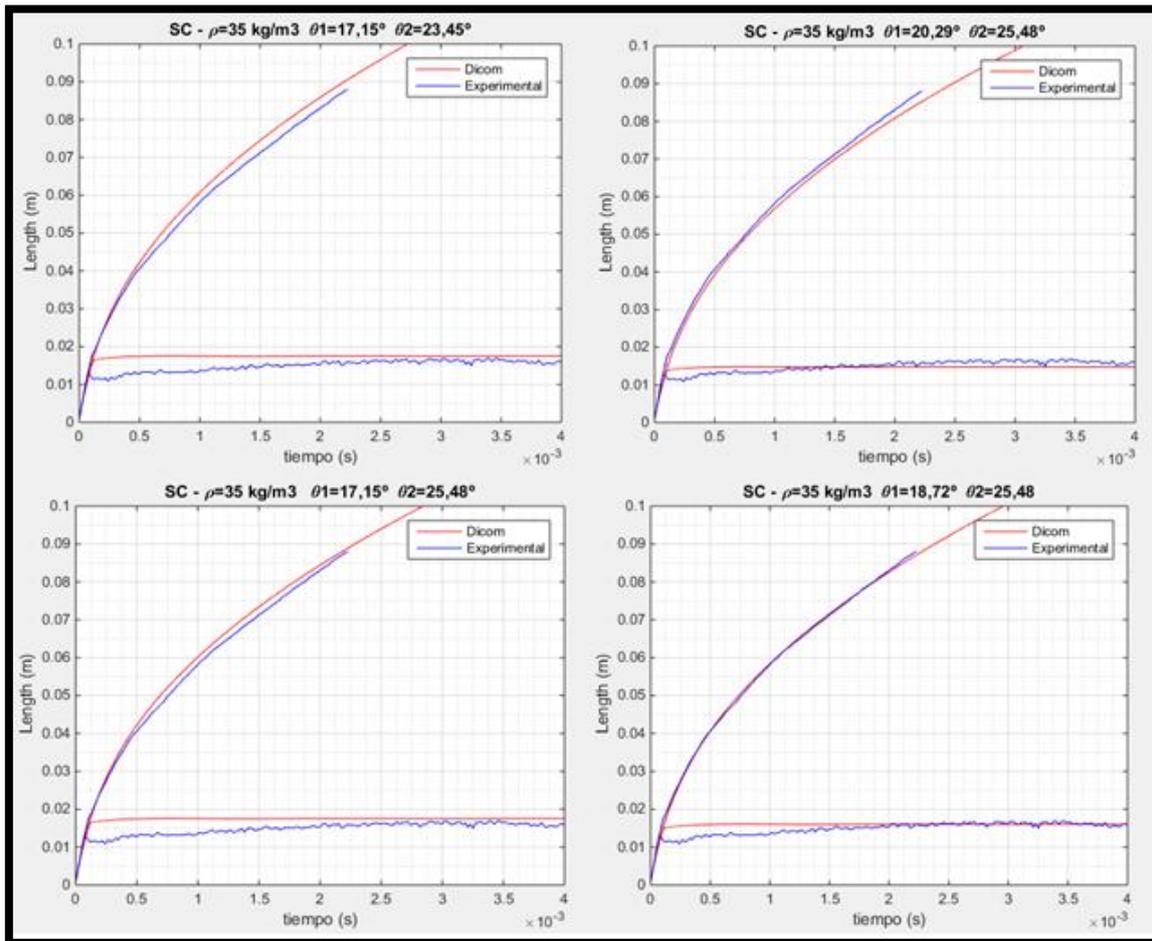


Fig.37. Calibración del inyector C a densidad de la cámara = 35 kg/m3.

En la gráfica situada en la izquierda superior, observamos la calibración que se obtiene con los parámetros optimizados del inyector C. Vemos que la calibración no es buena para ambas longitudes. Por ello, se aplicará el escalado presentado anteriormente y lo aplicamos al segundo ángulo de apertura ($\theta_2 = 25,48^\circ$) y observamos (izquierda inferior) que la calibración ha afectado solamente el final de la curva de la longitud de vapor aproximándose a la curva experimental. Por consiguiente, se decide aplicar el escalado

también al primer ángulo de apertura, lo cual se sabe que afectará a ambas longitudes. Tras aplicar el escalado a ambos ángulos, DICOM ha calibrado inferiormente las dos curvas (derecha superior). Sin embargo, nos damos cuenta de que un ángulo de θ_1 entre $17, 15^\circ$ y $20,29^\circ$ calibraría bastante bien las curvas experimentales. Por ello, se ha escogido un ángulo intermedio $18,72^\circ$ para analizar la calibración (derecha inferior). Efectivamente, en este caso, los parámetros optimizados son: $\theta_1=18,72^\circ / \theta_2= 25,48^\circ$.

Otra forma de comprobar de si éstos son los valores optimizados solo basta observar la gráfica que presenta la evolución de los errores:

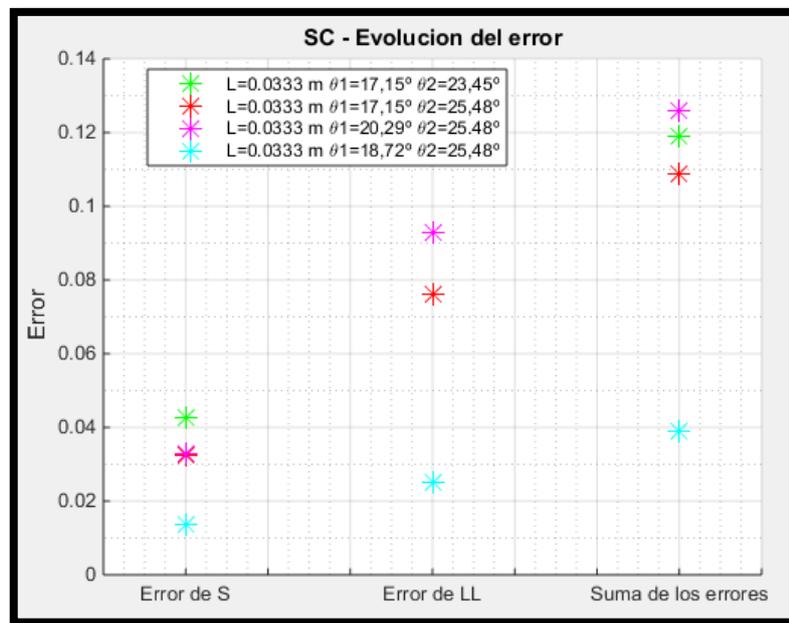


Fig.38. Evolución del error del inyector C.

El mismo procedimiento se ha seguido para el inyector D y los valores optimizados son:

$$\theta_1=18,54^\circ / \theta_2= 26,183^\circ.$$

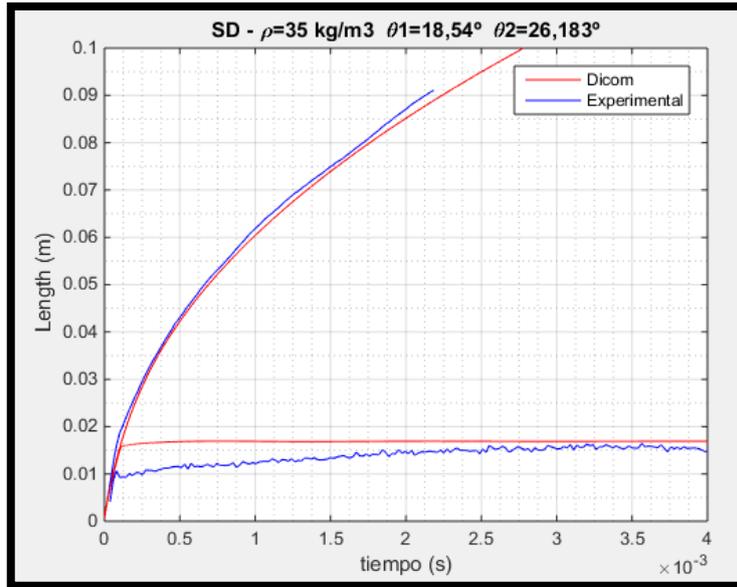


Fig.39. Calibración del inyector D a densidad de la cámara = 35 kg/m³.

4.5. Conclusión:

En este apartado se han presentado los resultados del proceso de calibración y del estudio paramétrico realizado en distintas condiciones de operación del chorro.

Para ello se ha partido de la condición de referencia, la cual será la misma para el spray A, C y D, y utilizamos los ángulos y la longitud de transición optimizados del spray A como punto de partida de nuestra estrategia de calibración. Por otro lado, utilizamos la herramienta matemática de los mínimos cuadrados para observar la mejora que se produce con el error global del proceso de calibración. Primero, ajustamos la longitud de transición mediante un escalado adecuado y vimos si el error global ha mejorado. Segundo, calibramos el θ_1 mediante un barrido apropiado de ángulos y vimos para qué ángulo obtenemos el error global mínimo. A continuación, una vez fijados la longitud de transición y el θ_1 , realizamos un barrido de θ_2 para ver cuál es el θ_2 óptimo viendo su error global mínimo. Por último, comparamos las curvas experimentales con las obtenidas por DICOM.

Capitulo 5: Resultados. Estudio paramétrico.

5. Resultados. Estudio paramétrico.

5.1. Condiciones inertes:

5.1.1. Efecto de la presión de inyección en condiciones inertes..... pág. 63

5.1.2. Efecto de la densidad en condiciones inertes.....pág. 64

5.2. Condiciones reactivas:

5.2.1. Efecto de la presencia de oxígeno en condiciones reactivas..... pág. 67

5.2.2. Efecto de la presión de inyección en condiciones reactivas..... pág. 70

5.3. Conclusión.....pág. 71

5. Resultados. Estudio paramétrico.

5.1. Condiciones inertes.

5.1.1. Efecto de la presión de inyección en condiciones inertes.

En el inyector D, se ha llevado a cabo el estudio acerca del efecto de la presión de inyección en condiciones inertes: 500 / 1000 bar, obteniendo los siguientes resultados:

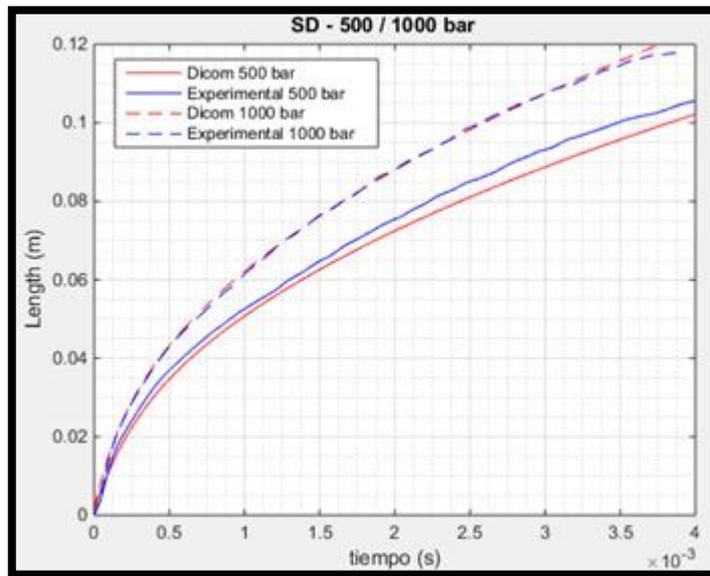


Fig. 40. Efecto de la presión sobre la longitud de penetración de vapor.

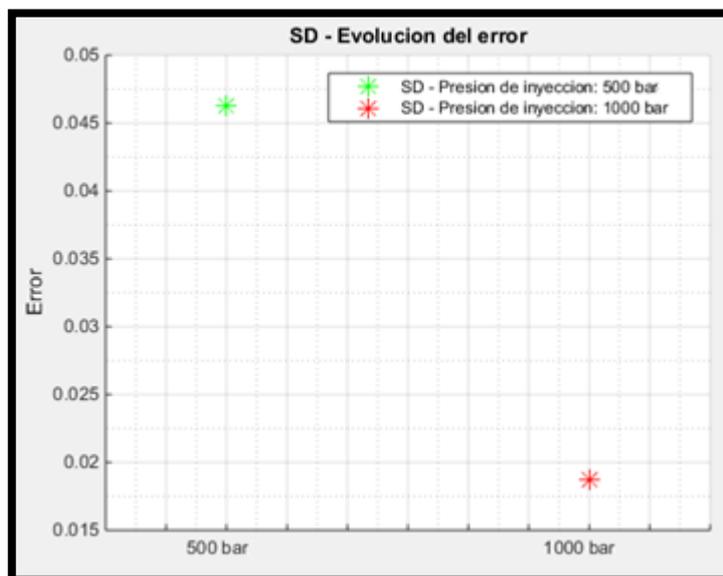


Fig. 41. Evolución del error.

Observando las curvas de las longitudes y la gráfica de los errores podemos suponer que la predicción se realiza de forma correcta a altas presiones de inyección, pero a bajas presiones la predicción empieza a fallar. Por otro lado, cuanto mayor sea la presión de inyección observamos que hay una mayor longitud de penetración de la longitud de vapor, debido a un aumento del flujo másico y de la cantidad de movimiento

5.1.2. Efecto de la densidad en condiciones inertes:

Por otro lado, en los inyectores C y D se han llevado a cabo el estudio acerca del efecto de la densidad en condiciones inertes: 35 kg/ m³ y 22.8 kg/m³, obteniendo los siguientes resultados:

- Inyector C:

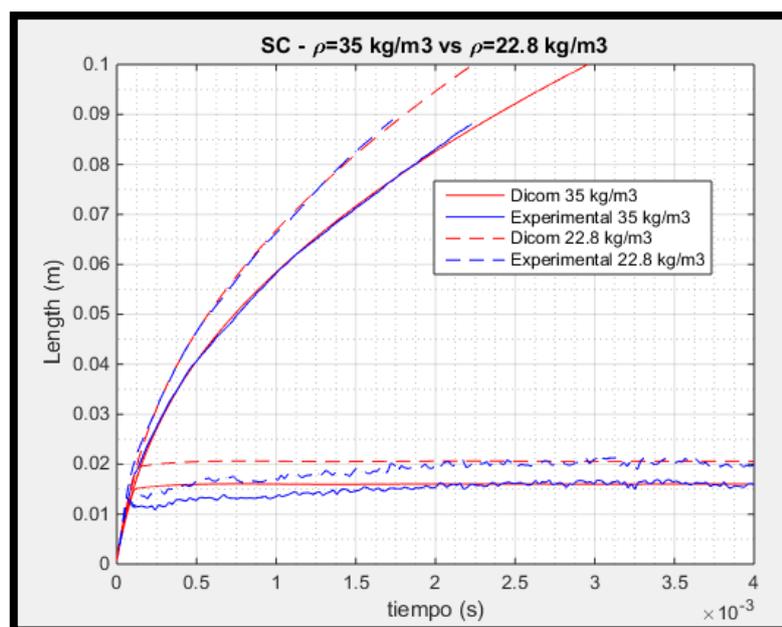


Fig. 42. Influencia de la densidad en el SC.

- Inyector D:

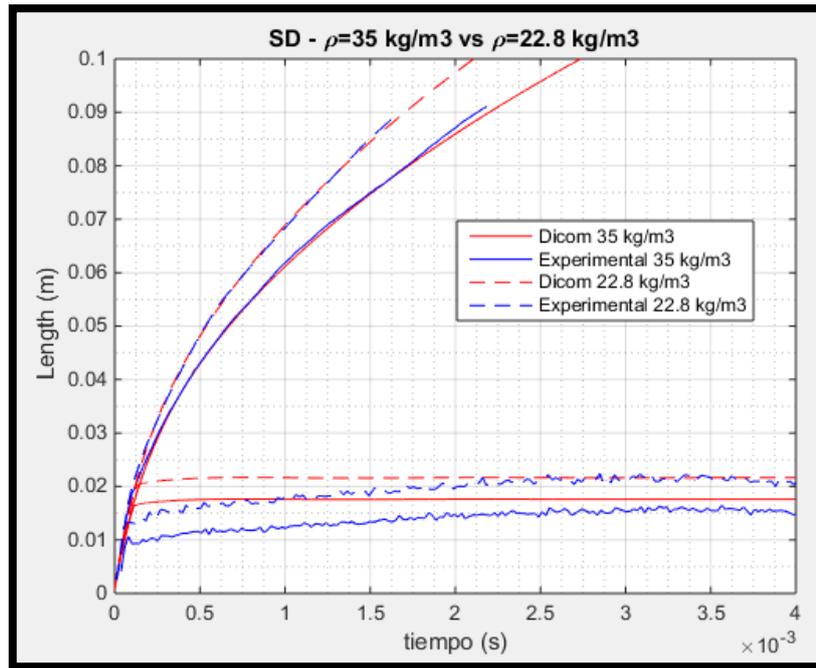


Fig. 43. Influencia de la densidad en el SD.

Observando las gráficas de las curvas de las longitudes podemos observar que conforme aumentamos la densidad de la cámara la penetración de ambas longitudes baja significativamente debido a una mayor resistencia que ofrece el aire de la cámara para una misma presión de inyección. Este efecto se puede observar en ambos inyectores.

5.2. Condiciones reactivas:

Para el caso reactivo, se ha tenido en cuenta algunas entradas adicionales en el programa de cálculo DICOM que se describirá a continuación:

- Las entradas relacionadas con el flujo másico y el flujo de la cantidad de movimiento variarán cuando estudiemos la influencia de la presión de inyección.
- La fracción molar del oxígeno en el caso reactivo será del 15 %.
- Por tanto, la fracción másica del oxígeno y del nitrógeno son entradas que variarán en DICOM cuando realicemos un estudio de la influencia del oxígeno.
- Al variar la presencia de oxígeno en la cámara también variará ligeramente la presión de la cámara.
- Para ambos inyectores, habrá que introducir datos relacionados al dosado de LOL (Lift-off length) y el tiempo de comienzo de la combustión (SoC). El LOL es la distancia definida por un equilibrio entre la velocidad de convección aguas abajo generada por el proceso de inyección y la velocidad del frente de llama de combustión premezclada turbulenta que se dirige aguas arriba. El dosado de esta distancia se averigua para tiempos elevados (estacionario) en el caso inerte.
- Por último, el tiempo de comienzo de la combustión (SoC) y LOL se han conseguido experimentalmente y se consiguen para el caso inerte.
- A continuación, se muestra un cuadro resumen del SoC, LOL y fLOL de ambos inyectores:

SC:

	SoC (μs)	LOL (mm)	fLOL
T = 900 K Pi = 1500 bares %O2 = 0%	533.27	26.2765	0.291

SD:

	SoC (μ s)	LOL (mm)	fLOL
T = 900 K Pi = 1500 bares %O2 = 0%	553.2	29.1956	0.28
T = 900 K Pi = 500 bares %O2 = 0%	692	23.2	0.33
T = 900 K Pi = 1000 bares %O2 = 0%	590	26.4	0.302

5.2.1. Efecto de la presencia de oxígeno en condiciones reactivas.

- Inyector C:

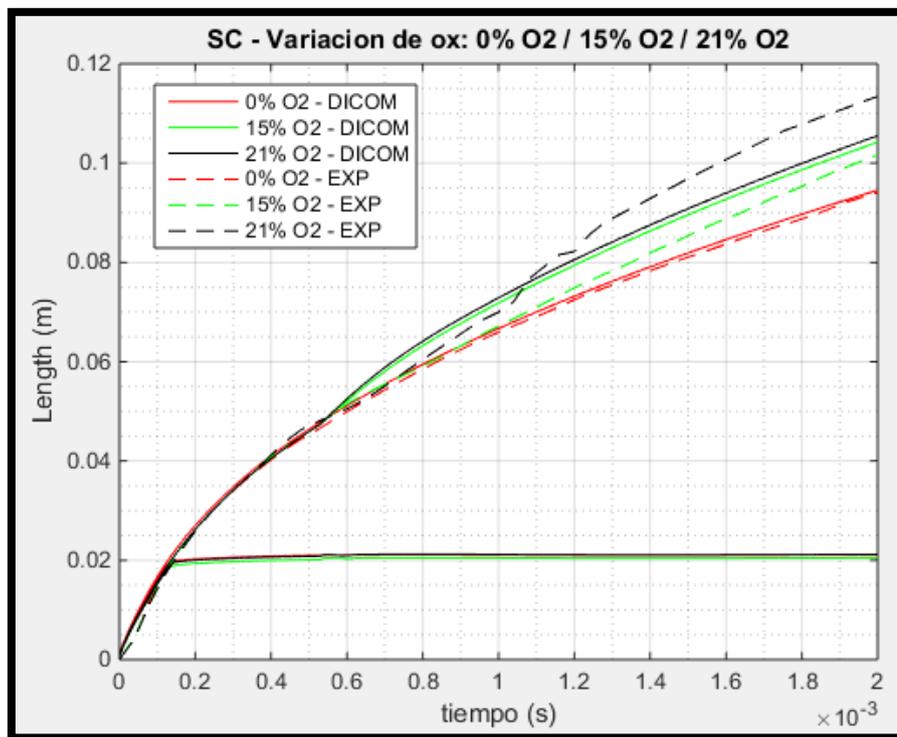


Fig. 44. Efecto del oxígeno en el inyector C.

En la figura de arriba observamos que DICOM predice correctamente en el caso inerte. Sin embargo, cuanto más cantidad de oxígeno disponga el gas ambiental de la cámara

peor será la predicción, ya que no calcula correctamente los casos reactivos. A continuación se puede observar que cometemos más error de la predicción cuanto más oxígeno contenga la cámara. Por otro lado, una mayor cantidad de oxígeno en la cámara favorecerá una mayor penetración del chorro debido a la combustión.

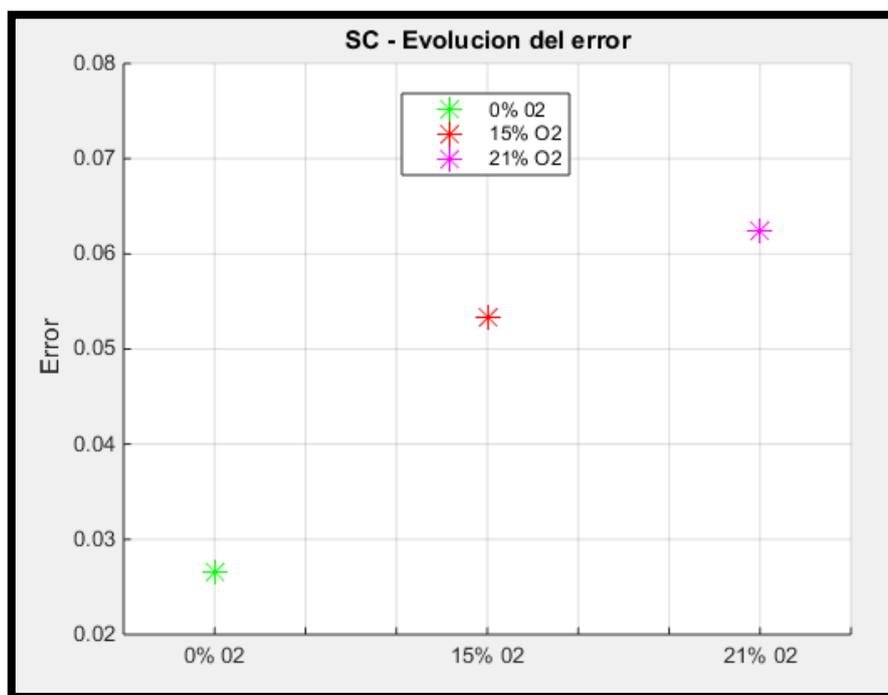


Fig. 45. Evolución del error según el efecto del oxígeno en el inyector C.

- Inyector D:

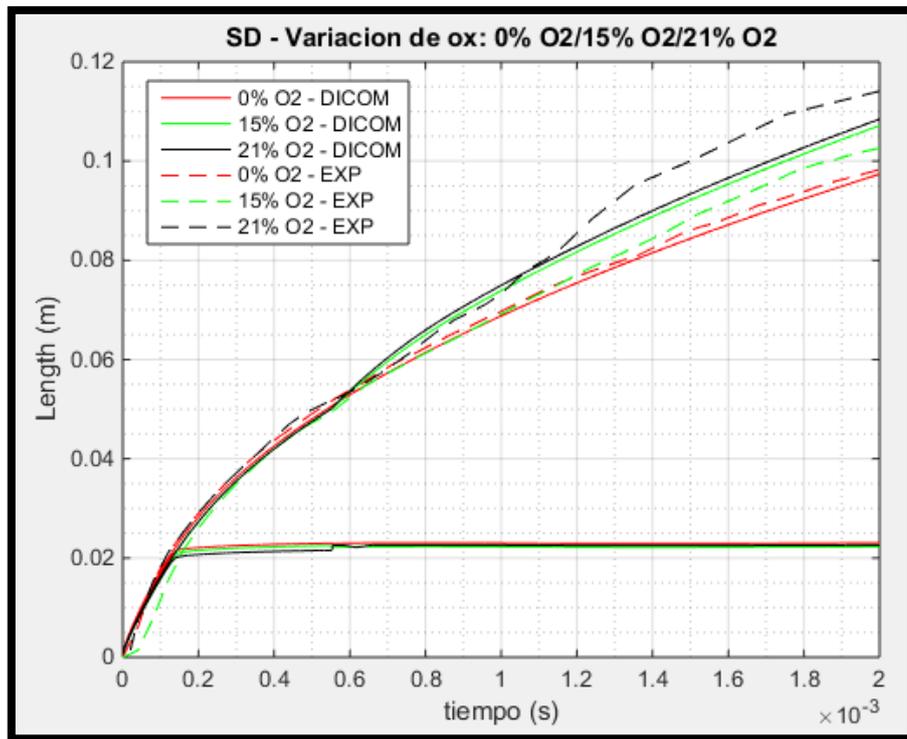


Fig. 46. Efecto del oxígeno en el inyector D.

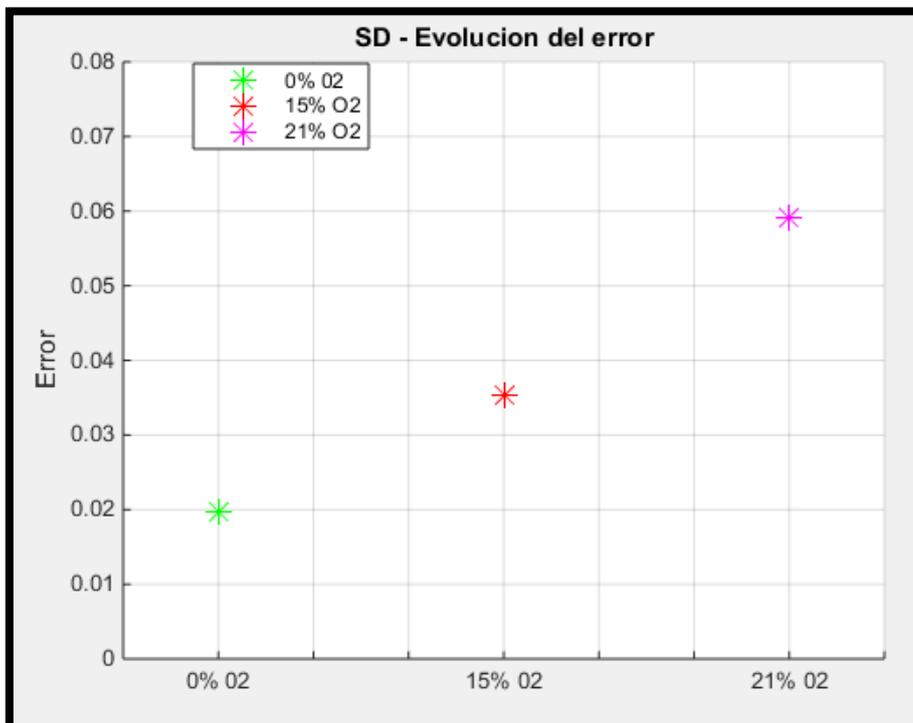


Fig. 47. Evolución del error según el efecto del oxígeno en el inyector D.

En el caso del inyector D, ocurre lo mismo que en el caso del inyector C. Por un lado, una mayor cantidad de oxígeno en la cámara favorecerá una mayor penetración del chorro debido a la combustión. Por otro lado, cuanto más cantidad de oxígeno disponga el gas ambiental de la cámara peor será la predicción, debido a las simplificaciones que tiene el modelo en cuanto a la reacción química

5.2.2. Efecto de la presión de inyección en condiciones reactivas.

- Inyector D:

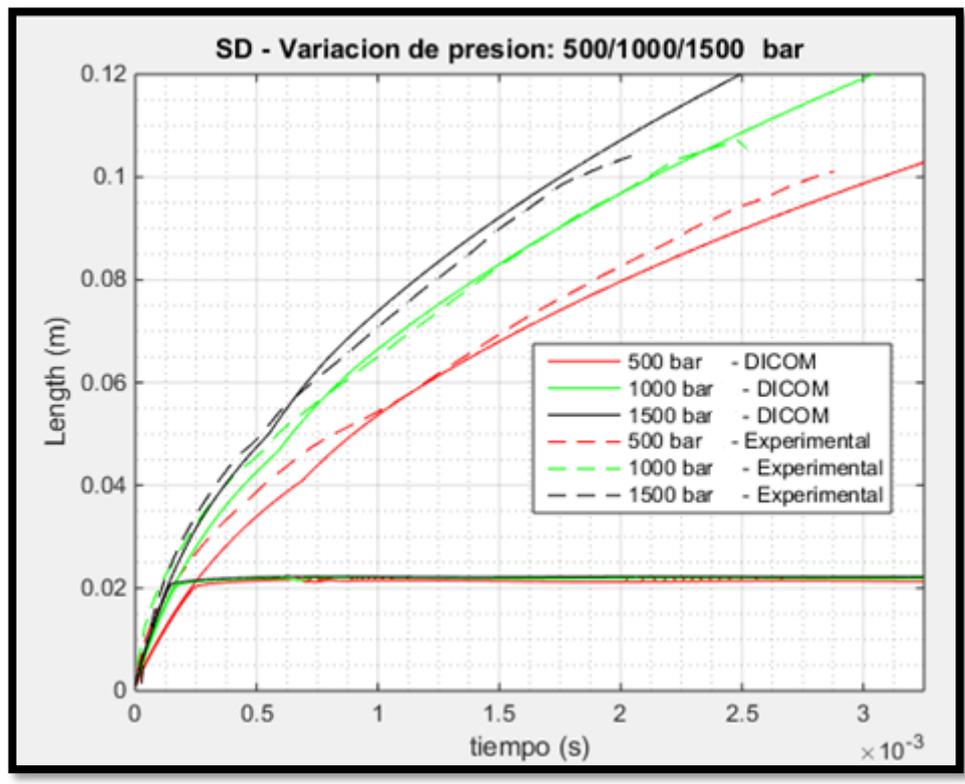


Fig. 48. Efecto del oxígeno en el inyector D.

En cuanto a la influencia de la presión de inyección en condiciones reactivas, DICOM predice de forma bastante mala para todos las presiones de inyección excepto la primera parte (antes de que se produzca la combustión) de la curva en condición nominal. Por otro lado, se puede observar que se produce un aumento de la longitud de vapor cuanto más presión de inyección haya en el caso reactivo.

5.3. Conclusión:

A modo de conclusión, en este apartado se ha realizado un estudio paramétrico para el caso inerte y para el caso reactivo.

Para el caso inerte, se ha estudiado la influencia de la densidad de la cámara en ambos inyectores y se ha llegado a la misma conclusión en ambos casos: cuanto mayor sea la densidad de la cámara, mayor resistencia ofrecerá al chorro y la curva de penetración bajará.

Para el caso reactivo, se ha explicado previamente las modificaciones que se tenía que llevar a cabo para una correcta configuración de las entradas que son las siguientes: SoC, fLOL, LOL, los datos del flujo másico y de la cantidad de movimiento en el estudio de la influencia de la presión y el cambio de la fracción másica del oxígeno y del nitrógeno en DICOM en el estudio de la influencia de la presencia del oxígeno . Para ambos inyectores se ha estudiado la influencia de la presencia del oxígeno en la cámara y se ha visto que cuanto más oxígeno la velocidad con la que crece la penetración aumenta debido a que la combustión se hace más rápida. Para este caso, DICOM no modelaba bien en el caso de que hubiera combustión, fundamentalmente por lo transitorio del proceso, y las simplificaciones que tiene el modelo en cuanto a reacción química. Por último, se ha estudiado la influencia de la presión de inyección del inyector D y se ha visto que cuanto más presión de inyección había mejor era la penetración del chorro..

Capitulo 6: Conclusiones.

6. Conclusiones. pág. 74

6. Conclusiones.

A modo de conclusión, recopilaremos y sacaremos algunas conclusiones importantes de los resultados que hemos obtenido durante la calibración y el estudio paramétrico de los inyectores C y D.

Cabe recordar que distintos investigadores del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV han realizado aportaciones sobre los chorros Diesel durante años y, finalmente, ha sido posible el desarrollo de un programa de cálculo unidimensional del chorro que prediga chorros gaseosos turbulentos bajo distintas situaciones: chorro líquido/gaseoso en condiciones inertes o reactivas. Gracias al uso de este programa ha sido posible el desarrollo de un método de calibración del cual consiste es Trabajo Final de Grado y los cálculos necesarios para la calibración han sido relativamente rápidos si los comparamos con otros métodos de cálculo como el CFD.

La primera conclusión que llegamos durante el proceso de calibración es que el uso de dos ángulos de apertura para modelar el chorro ha sido una decisión correcta y acertada, ya que si hubiéramos modelado con una simple apertura del chorro no hubiéramos calibrado correctamente las curvas de penetración y, por consiguiente, los resultados derivados de ello habrían sido inservibles. Por otro lado, gracias al uso del error de mínimos cuadrados como herramienta de cálculo de la calibración, ha sido posible el calibrado de las curvas de las longitudes.

El método de calibración que se ha presentado ha permitido establecer una forma sistemática de cómo calibrar cualquier tipo de inyector una utilizando como herramienta el programa de cálculo DICOM. El método de calibración consiste, primero, en ajustar la longitud de transición del chorro utilizando un escalado adecuado (proporcionalidad de la longitud de transición con el diámetro equivalente del orificio), segundo, en realizar un barrido del primer ángulo de apertura del chorro y elegir el ángulo óptimo basándonos en el gráfico de la evolución del error y, por último, realizar el mismo procedimiento para buscar el ángulo óptimo con el segundo ángulo. En cada etapa de la calibración, se ha representado las curvas de calibración para comprobar que las curvas del modelado se aproximaban a las curvas experimentales. De esta forma, hemos calibrado los inyectores C y D obteniendo los siguientes parámetros optimizados: $L = 0.0333 \text{ m} / \theta_1 = 17.15^\circ / \theta_2 = 23.45^\circ$ para el inyector C y $L = 0.031 \text{ m} / \theta_1 = 17.05^\circ / \theta_2 = 24.10^\circ$ para el inyector D.

Por otro lado, también se ha realizado un estudio paramétrico con los ángulos y la longitud optimizados. Para el caso inerte, se ha estudiado la influencia de la presión de inyección para el inyector D. Se ha observado que con el aumento de la presión de inyección la curva de penetración de vapor aumentaba debido al aumento de los flujos másico y de la cantidad de movimiento. Por otro lado, se ha visto que DICOM predice mal para presiones de inyección bajas como 500 bares. Esto probablemente es debido a que el proceso de atomización de gotas no es tan eficiente a esa presión de inyección, con lo que la hipótesis del modelo de control por mezcla es menos cierta.

Para el caso reactivo, se ha estudiado la influencia de la presencia de oxígeno en el gas ambiental de la cámara para el inyector C y D. En ambos casos se ha observado que cuanto más oxígeno había en el proceso de combustión se conseguía una mayor distancia de penetración de vapor. Por otro lado, se ha visto que DICOM no realizaba una predicción adecuada para el caso reactivo del chorro (cuando se produce la combustión). Por último, en la influencia de la presión de inyección para el caso reactivo del inyector D, se ha observado al igual que en el caso inerte una mayor penetración de la longitud de vapor con el aumento de la presión de inyección.

Como idea de mejora se puede proponer un cálculo más preciso en los casos reactivos. Como se ha visto en el apartado de estudios paramétricos, DICOM no calculaba correctamente la zona donde se producía la combustión. Ello es debido a que considera una reacción de una sola etapa, es decir, todos los reactivos se convierten en productos en un instante. Si modeláramos la zona de combustión mediante una reacción con más etapas, esto es, un modelo que presente una evolución temporal de la reacción y se aproxime más a una reacción real química de los reactivos y productos, obtendríamos un resultado más preciso. Asimismo, esto nos permitiría conocer en cada etapa de la reacción la cantidad de formación o desaparición de los reactivos y productos.

En conclusión, a lo largo de este trabajo se ha estudiado cómo calibrar un inyector y cómo se comporta cambiando las distintas condiciones de operación. Todo este proceso constituye una parte vital en el proceso de diseño de un sistema de inyección para lograr unos requisitos que cumplan la normativa de reducción de emisiones contaminantes sin poner en peligro el rendimiento del motor.

Referencias bibliográficas.

Referencias bibliográficas..... pág. 78

Referencias bibliográficas.

- [1] **Correas D.** “Estudio teórico-experimental del chorro libre Diesel isoterma”. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia 1998.
- [2] **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.
- [3] **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.
- [5] **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
- [6] **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.
- [7] **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

Capitulo 7: Presupuesto.

7. Presupuesto pág. 82

7. Presupuesto.

En cuanto al presupuesto, calcularemos todos los costes implicados, tanto de las instalaciones como de las manos de obra, para llevar a cabo este proyecto. Ya que el proyecto no consiste en la fabricación o ensayos físicos, sino de la simulación y cálculos que se han realizado a partir de medidas ya tomadas con anterioridad en los bancos de ensayo, nos limitaremos en calcular el coste relacionado a esas simulaciones y cálculos, y del coste de la mano de obra del tutor del trabajo, del ingeniero asistente y del alumno desarrollador del TFG.

➤ Cálculo de rendimientos:

En el siguiente cuadro se detalla coste de mano de obra de un ingeniero titulado:

SALARIO BRUTO MENSUAL	2600.00 €
Salario (12 pagas)	31200.00 €
Salario (2 pagas extra)	5200.00 €
Seguridad Social (23.6%)	7363.20 €
Desempleo (7.6%)	2371.20 €
Formación profesional (0.9%)	280.8 €
Fondo de garantía salarial (0.2%)	62.40 €
Coste total para la empresa	46477.60 €

A continuación se detalla **el coste por hora de trabajo** del ingeniero tutor, ingeniero asistente y alumno desarrollador del trabajo considerando un calendario laboral de 12 meses, 22 días laborales al mes con 8 horas de jornada laboral. El porcentaje del coste de mano de obra de referencia que se le asigna al ingeniero tutor es el 100 %, al ingeniero asistente es el 60% y al alumno desarrollador del trabajo es el 30 %.

$$\text{Coste de mano de obra de referencia} = \frac{46477.60}{12 \cdot 22 \cdot 8} = 22 \text{ €/h}$$

	Coste de referencia (€/h)	Porcentaje (%)	Coste (€/h)
Ingeniero tutor	22	100	22
Ingeniero asistente	22	60	13.2
Alumno desarrollador	22	30	6.6

Por otro lado, hay que calcular los costes de ordenador, climatización e iluminación por hora de cada uno:

- *Coste de ordenador por hora:*

Alumno desarrollador:

Potencia (kW)	Horas (h/h)	Rendimiento
0.15	1	0.15

Ingeniero tutor e ingeniero asistente:

Potencia (kW)	Horas (h/h)	Rendimiento
0.65	1	0.65

- *Coste de los equipos de climatización por hora:*

Potencia (kW)	Horas (h/h)	Rendimiento
60	0.3	18

- *Coste de los equipos de iluminación por hora:*

Potencia (kW)	Horas (h/h)	Rendimiento
25	0.85	21.25

Por tanto, la mano de obra total por persona y por hora quedará en:

Alumno desarrollador:

Concepto	Unidad	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
Mano de obra	h	1	6.6	6.6
Climatización	kWh	18	0.16	2.88
Iluminación	kWh	21.25	0.16	3.4
Ordenador	kWh	0.15	0.16	0.024
Coste total				12.9

Ingeniero asistente:

Concepto	Unidad	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
Mano de obra	h	1	13.2	13.2
Climatización	kWh	18	0.16	2.88
Iluminación	kWh	21.25	0.16	3.4
Ordenador	kWh	0.65	0.16	0.104
Coste total				19.58

Ingeniero tutor:

Concepto	Unidad	Rendimiento	Precio (€)	Importe (€)
Mano de obra	h	1	22	22
Climatización	kWh	18	0.16	2.88
Iluminación	kWh	21.25	0.16	3.4
Ordenador	kWh	0.65	0.16	0.104
Coste total				28.38

➤ **Licencias de software:**

Debido a que el programa DICOM realizado en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos es libre, solo tendremos en cuenta los programas cuya licencia es de pago anualmente:

- Paquete de Microsoft Office 2017: 49€

- Licencia Matlab R2014b Standard: 2200 €

El coste total sería 2249 €.

Ahora teniendo en cuenta las horas dedicadas por cada persona (horas dedicadas por el ingeniero tutor y asistente al alumno, y las horas del alumno), tenemos los siguientes costes:

Concepto	Precio por hora (€/h)	Horas (h)	Importe (€)
Alumno	12.9	300	3870
Ingeniero asistente	19.58	180	3524.4
Ingeniero tutor	28.38	80	2270.4
Licencias	2200 (€)	---	2200
Presupuesto total			11664.8

➤ **Resumen del presupuesto:**

Presupuesto de Ejecución Material	11664.8 €
Beneficio industrial (6%)	700.068 €
Presupuesto de inversión	14459.11 €
IVA (21%)	3036.41 €
Presupuesto Base de Licitación	15401.278 €