

# Modelado CFD del flujo local en el cilindro de un motor maqueta de dos tiempos

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL DISEÑO. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE  
VALENCIA



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**Autor:**

IVÁN BARCELONA MORENO

**Director:**

JOSE MARÍA GARCÍA OLIVER

Trabajo de Fin de Grado en Ingeniería Aeroespacial

VALENCIA, 26 DE JUNIO DE 2018

# Índice

<b>Índice de figuras</b>	<b>3</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>4</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>7</b>
1.1. Antecedentes . . . . .	7
1.2. Objetivo del proyecto . . . . .	8
1.3. Estructura y desarrollo . . . . .	8
<b>2. Conceptos previos</b>	<b>10</b>
2.1. Características del flujo interno en MCIA de dos tiempos . . . . .	10
2.2. Datos experimentales:PIV . . . . .	12
<b>3. Metodología de trabajo</b>	<b>13</b>
3.1. Cálculo del caso en cerrado . . . . .	14
3.2. Cálculo del caso en abierto . . . . .	15
<b>4. Proceso de mallado</b>	<b>16</b>
4.1. Preparación de la geometría . . . . .	16
4.2. Tamaños de celda . . . . .	18
4.3. Estructuración de la malla . . . . .	19
4.3.1. Mallado del caso en cerrado . . . . .	19
4.3.2. Mallado del caso en abierto . . . . .	20
4.4. Consideraciones cerca de la pared . . . . .	21
<b>5. Propiedades y configuración de las simulaciones</b>	<b>24</b>
5.1. Fluido de trabajo . . . . .	24
5.2. Modelo de turbulencia . . . . .	24
5.3. Condiciones de contorno . . . . .	26
5.4. Malla móvil . . . . .	28
5.5. Esquemas de resolución y criterios de convergencia . . . . .	29
5.6. Conclusiones de la configuración . . . . .	31
<b>6. Puesta a punto del modelo en ciclo cerrado</b>	<b>32</b>
6.1. Ley de volúmenes y transmisión de calor . . . . .	32
6.2. Evaluación del movimiento del fluido en el caso de partida . . . . .	36
6.3. Estudio de independencia de malla . . . . .	39
6.4. Conclusiones extraídas de la puesta a punto del ciclo en cerrado . . . . .	47
<b>7. Análisis de resultados del ciclo abierto</b>	<b>48</b>
7.1. Estudio sobre el paso temporal empleado . . . . .	48
7.2. Estudio sobre la influencia de los órdenes de discretización . . . . .	58
<b>8. Conclusiones generales</b>	<b>62</b>
<b>9. Referencias</b>	<b>65</b>
<b>10.Presupuesto</b>	<b>66</b>
10.1. Desglose de costes . . . . .	66
10.2. Cuadro de precios descompuestos . . . . .	67
10.2.1. Alumno del Proyecto . . . . .	67
10.2.2. Director del Proyecto . . . . .	67
10.3. Cuadro de mediciones . . . . .	67
10.4. Resumen del presupuesto . . . . .	67

<b>Anexos</b>	<b>69</b>
<b>A. Anexo I: Contornos de velocidad en ambos planos de estudio para el caso de ciclo cerrado</b>	<b>69</b>
<b>B. Anexo II: Contornos de TKE en ambos planos de estudio para el caso de ciclo cerrado</b>	<b>75</b>
<b>C. Anexo III: Contornos de velocidad en ambos planos de estudio para el caso de ciclo abierto: paso angular 0.5 CAD</b>	<b>81</b>
<b>D. Anexo IV: Contornos de velocidad en ambos planos de estudio para el caso de ciclo abierto: paso angular 0.1 CAD</b>	<b>87</b>
<b>E. Anexo V: Contornos de velocidad y sus desviaciones promediados para el caso de ciclo abierto</b>	<b>93</b>
<b>F. Anexo VI: Contornos de TKE promediados para el caso de ciclo abierto</b>	<b>103</b>
<b>G. Anexo VII: Comparación de velocidades por diferente orden de discretización en el caso de ciclo abierto</b>	<b>109</b>
<b>H. Anexo VIII: Comparación de TKE por diferente orden de discretización en el caso de ciclo abierto</b>	<b>115</b>

## Índice de figuras

2.1. Macroestructuras turbulentas típicas en MCIA [2] . . . . .	11
2.2. Tipos de barrido y geometría de las lumbreras asociadas para motores de 2T. (a) Transversal, (b.1) Uniflujo con pistones opuestos, (b.2) Uniflujo con válvulas de escape en cabeza, (c.1) Por lazo Schnürle, (c.2) Por lazo MAN, (c.3) Por lazo Curtis, (c.4) En gancho con válvulas en cabeza. . . . .	11
2.3. Planos de medida PIV. (CC) Central, (F) Frontal, (B) Trasero, (C) Central, (L) Izquierdo y (R) Derecho . . . . .	12
3.1. Planos de la culata en el <i>Motor Maqueta</i> . . . . .	13
4.1. Dominio de cálculo: (a) Caso <i>cerrado</i> , (b) Caso <i>abierto</i> . . . . .	16
4.2. Visualizador original proporcionado por el <i>Departamento de Máquinas y Motores Térmicos</i> para la sustracción de la cámara de combustión . . . . .	17
4.3. Geometría del cilindro con las entidades para el mallado estructurado . . . . .	17
4.4. Geometría original del <i>MOMAQ</i> en formato <i>STL</i> (izq.) y geometría de puertos sustraídos de la anterior (der.) . . . . .	18
4.5. Mallado de la superficie de contacto con la cabeza del pistón. En el centro, puede apreciarse el pequeño tamaño de celdas del prisma, del que parten el resto de celdas de manera radial. . . . .	19
4.6. Mallado estructurado a lo largo del cilindro en el caso cerrado . . . . .	20
4.7. Mallado final de la cámara vista en diferentes planos . . . . .	20
4.8. Mallado de transfers y ports . . . . .	21
4.9. Leyes de pared de la capa límite [7] . . . . .	22
5.1. Regiones de <i>interface</i> marcadas en amarillo para el estrechamiento de la cámara (izq.) y los regiones de entrada y salida del flujo (der.) . . . . .	28
6.1. Curvas de presión y temperatura medias en el dominio para el <i>caso base</i> . . . . .	32
6.2. Curvas de presión y temperatura adiabáticas en el dominio para el <i>caso base</i> . . . . .	33
6.3. Comparación de ley de volúmenes con ley teórica para cada código. Ajuste absoluto (arriba), diferencia porcentual (abajo) . . . . .	34
6.4. Comparación de ley de volúmenes con ley teórica de forma relativa entre códigos . . . . .	35
6.5. Comparación de la transmisión entre códigos en el <i>caso base</i> . . . . .	36
6.6. Velocidad axial del flujo según la coordenada axial para tres instantes angulares . . . . .	38
6.7. Diferencias porcentuales de presión entre mallas . . . . .	42
6.8. Diferencias porcentuales de temperatura entre mallas . . . . .	42
6.9. Ley de volúmenes frente a ley teórica para las diferentes mallas . . . . .	43
6.10. Contornos de velocidad axial para las diferentes mallas en PMS . . . . .	44
6.11. Contornos de módulo de velocidad para las diferentes mallas en PMS . . . . .	44
6.12. Comparativa del tiempo computacional frente al número de celdas . . . . .	45
6.13. Comparación de variables globales de las mallas de 1mm y 2mm en la cámara de combustión . . . . .	45
6.14. Contornos de velocidad axial para dos discretizaciones de cámara en instantes cercanos a PMS. -5 CAD (izq.) y 5 CAD (der.) . . . . .	46
6.15. Contornos de módulo de velocidad para dos discretizaciones de cámara en instantes cercanos a PMS. -5 CAD (izq.) y 5 CAD (der.) . . . . .	46
7.1. Curvas de presión ciclo a ciclo. Paso angular 0.1 CAD (izq.). Paso angular 0.5 CAD (der.) . . . . .	52
7.2. Presiones alcanzadas en PMS para todos los ciclos con ambos pasos temporales . . . . .	53
7.3. Representación de desviación estándar y coeficiente de variación en cámara para PMS . . . . .	56
7.4. Perfiles de intercambio de masa del dominio a través de las lumbreras (paso angular 0.1 CAD) . . . . .	57
7.5. Perfil de presiones completo de los 5 ciclos (paso angular 0.1 CAD) . . . . .	58

## Índice de tablas

3.1. Tabla de características geométricas del <i>Motor Maqueta</i> . . . . .	13
4.1. Tabla de valores de estimación de $y+$ . . . . .	23
5.1. Tabla de propiedades termodinámicas del fluido de trabajo . . . . .	24
5.2. Tabla de configuraciones del caso <i>cerrado</i> . . . . .	26
5.3. Tabla de configuraciones del caso <i>abierto</i> . . . . .	26
5.4. Tabla de condiciones de contorno en las configuraciones de <i>abierto</i> y <b>cerrado</b> . (*)Opciones únicas del caso abierto . . . . .	27
5.5. Tabla de grupos de <i>interface</i> para ambos casos de estudio . . . . .	28
5.6. Tabla de esquemas de resolución (comunes a ambos casos) . . . . .	30
5.7. Tabla de valores de inicialización para el caso <i>cerrado</i> . . . . .	30
5.8. Tabla de valores de inicialización para el caso <i>abierto</i> . . . . .	30
6.1. Contornos de velocidad para el caso cerrado. Plano CC (arriba), plano C (abajo). . . . .	37
6.2. Contornos de TKE para el caso cerrado (x3). Plano CC (arriba), plano C (abajo). . . . .	39
6.3. Curvas de presión media en el dominio para el estudio de independencia de malla (arriba). Ampliación en torno a PMS (abajo) . . . . .	40
6.4. Curvas de temperatura media en el dominio para el estudio de independencia de malla (arriba). Ampliación en torno a PMS (abajo). . . . .	41
7.1. Contornos de velocidad en <b>plano CC</b> para ciclos en abierto. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo) . . . . .	49
7.2. Contornos de velocidad en <b>plano C</b> para ciclos en abierto. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo) . . . . .	50
7.3. Velocidad axial del flujo según la coordenada axial en tres instantes ciclo a ciclo. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo) . . . . .	51
7.4. Contornos de velocidad para ambos planos en PMS (paso angular 0.1 CAD) . . . . .	54
7.5. Promediados de velocidad en PMS para un paso angular de 0.5 CAD (Plano CC). -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo) . . . . .	55
7.6. Promediados de velocidad en PMS para un paso angular de 0.1 CAD (Plano CC). -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo) . . . . .	56
7.7. Contornos de velocidad en PMS para esquemas de primer y segundo orden. Plano CC (arriba). Plano C (abajo) . . . . .	59
7.8. Velocidad axial del flujo según la coordenada axial en tres instantes para casos de primer orden. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo) . . . . .	60
7.9. Contornos de TKE en PMS para esquemas de primer y segundo orden. Plano CC (arriba). Plano C (abajo) . . . . .	61
10.1. Cálculo del coste total de equipos informáticos y licencias . . . . .	66
10.2. Cálculo del coste total de mano de obra . . . . .	66
10.3. Cálculo de consumos energéticos . . . . .	67
10.4. Coste descompuesto del Alumno del Proyecto . . . . .	67
10.5. Coste descompuesto del Director del Proyecto . . . . .	67
10.6. Cuadro de mediciones del proyecto . . . . .	67
10.7. Resumen del presupuesto . . . . .	68
A.1. Contornos de velocidad en <b>plano CC</b> para -5:5 CAD . . . . .	71
A.2. Contornos de velocidad en <b>plano C</b> para -5:5 CAD . . . . .	74
B.1. Contornos de TKE en <b>plano CC</b> para -5:5 CAD . . . . .	77
B.2. Contornos de TKE en <b>plano C</b> para -5:5 CAD . . . . .	80
C.1. Contornos de velocidad en <b>plano CC</b> para -5:5 CAD . . . . .	83
C.2. Contornos de velocidad en <b>plano C</b> para -5:5 CAD . . . . .	86
D.1. Contornos de velocidad en <b>plano CC</b> para -5:5 CAD . . . . .	89
D.2. Contornos de velocidad en <b>plano C</b> para -5:5 CAD . . . . .	92
E.1. Contornos de velocidad promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.5 CAD para el <b>plano CC</b> . . . . .	95

E.2. Contornos de velocidad promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.1 CAD para el <b>plano CC</b> . . . . .	98
E.3. Contornos de desviación estándar (abajo) y coeficientes de variación (arriba) para -5:5 CAD en el <b>plano CC</b> . . . . .	102
F.1. Contornos de TKE promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.5 CAD para el <b>plano CC</b> . . . . .	105
F.2. Contornos de TKE promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.1 CAD para el <b>plano CC</b> . . . . .	108
G.1. Comparación de velocidades para -5:5 CAD en el <b>plano CC</b> . . . . .	111
G.2. Comparación de velocidades para -5:5 CAD en el <b>plano C</b> . . . . .	114
H.1. Comparación de TKE para -5:5 CAD en el <b>plano CC</b> . . . . .	117
H.2. Comparación de TKE para -5:5 CAD en el <b>plano C</b> . . . . .	120

### Resumen

El objetivo de este trabajo es el de realizar una serie de simulaciones CFD del movimiento del aire en el interior del cilindro de un motor con accesos ópticos. El mismo se encuentra disponible en las instalaciones del **Departamento de Máquinas y Motores Térmicos** de la *Universitat Politècnica de València*, tratándose de un motor de dos tiempos, de manera que pueda verse el impacto del movimiento del pistón y la apertura de lumbreras sobre la evolución del campo fluidodinámico interno. Para lograr este objetivo, se prepararán una serie de casos mediante un código CFD de uso comercial, que serán calculados y procesados mediante rutinas en otro programa adecuado para ello. Como validación, se dispone de una base de datos experimental obtenida mediante el empleo de técnicas ópticas que nos permitan conocer medidas locales de velocidad con las que comparar los resultados.

# 1. Introducción

## 1.1. Antecedentes

La investigación en el campo de la automoción avanza a pasos agigantados desde hace varias décadas, algo que es en parte debido al incremento de las capacidades de los ordenadores para ser usados como precisas herramientas de diseño y estudio.

Sin embargo, la experimentación sigue siendo la pieza clave para confirmar que aquellos resultados computacionales que se obtienen, se corresponden con la realidad. Dentro de este sector, el conocer el comportamiento fluidodinámico que tiene lugar dentro de los cilindros de un motor constituye un paso primordial y necesario para el enfoque a realizar en problemas posteriores como la inyección o la combustión.

El *Departamento de Máquinas y Motores Térmicos* de la *Universitat Politècnica de València* cuenta con una de estas herramientas experimentales, conocida como "*Motor Maqueta*" (*MOMAQ*). Se trata de un motor de dos tiempos, monocilíndrico y de inyección directa, con una culata modificada en forma cilíndrica donde se ubica la cámara de combustión, y que permite incorporar una serie de accesos ópticos a través de cuatro ventanas que incorpora lateralmente. En él se realizan experimentos relacionados con la inyección, combustión y renovación de la carga, en condiciones reales de funcionamiento de un motor.

Como tal, los resultados normalmente obtenidos indican que existe una gran dispersión cíclica en cuanto a ciertos parámetros. Una posible causa para esta dispersión puede venir motivada por el movimiento del aire dentro del cilindro. En este sentido, se llevó a cabo su caracterización experimental en proyectos anteriores por medio de técnicas PIV<sup>1</sup>, cuyo rango temporal se encuentra cercano a PMS<sup>2</sup>, ya que es el espacio de tiempo de interés a nivel de los estudios anteriormente mencionados.

La técnica PIV es un proceso de visualización por el que se dopa al flujo que se quiere estudiar mediante partículas trazadoras, que son posteriormente iluminadas mediante sendos disparos de láser que forman una lámina en el plano de estudio. De manera sincronizada con los disparos, una cámara de alta velocidad captura las imágenes del flujo con las partículas trazadoras, para ser procesadas mediante un software de correlación del que se obtiene el vector de desplazamiento entre instante e instante en el flujo.

Una vez obtenidas las medidas, se realizó un *Trabajo de Final de Máster* [3] en el que se empleó un programa de *Dinámica de Fluidos Computacional* (CFD) para simular el flujo dentro del cilindro. En adelante denominaremos *Código 1* a dicho programa. Los resultados obtenidos en este proyecto no resultaron para nada concluyentes, y mostraban una enorme dispersión ciclo a ciclo, donde además la solución computacional no era capaz de alcanzar una convergencia pseudo-estacionaria hasta muchos ciclos después de lo habitual en este tipo de problemas, teniendo en cuenta que se empleaba un modelo de turbulencia de tipo RANS (Promediado de Reynolds de las Ecuaciones de Navier Stokes).

A este respecto, parece necesario comprobar la validez de los resultados anteriores mediante cálculos utilizando un segundo programa CFD. De este modo, podrá comprobarse si la dispersión en los resultados es debida a una configuración inexacta del primer código, algún fenómeno físico no modelado correctamente, o en caso de repetirse la tendencia, se explorarán posibles vías que puedan ser las causantes de esta dispersión.

---

<sup>1</sup>*Particle Image Velocimetry*

<sup>2</sup>*Punto Muerto Superior*, posición del pistón al final de la carrera de compresión

## 1.2. Objetivo del proyecto

El objetivo del proyecto es de carácter académico, y busca servir como medio para la obtención del Título de Grado en Ingeniería Aeroespacial de la *Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño* de la *Universitat Politècnica de València*.

La principal meta que se persigue con este proyecto es la de conseguir preparar y simular completamente el movimiento del aire dentro del cilindro mediante un código CFD, y establecer de esta manera una comparación válida con los datos experimentales y el *Código 1*. Con esto se dará paso al siguiente objetivo principal, que es el de evaluar las posibles fuentes de error que lleven a uno u otro tipo de resultados.

## 1.3. Estructura y desarrollo

Para hacer posible el desarrollo de este proyecto, contaremos con una serie de herramientas computacionales necesarias durante todo el proceso de cálculo CFD. El *hardware* empleado para ello consiste en un ordenador de torre con las siguientes características:

- Sistema Operativo: **Microsoft Windows 7 Enterprise**
- Procesador: **Intel Core i7-4790 CPU @ 3.60GHz**
- Memoria RAM: **16 GB**
- Tarjeta gráfica: **NVIDIA GeForce GTX 960**

Adicionalmente, haremos uso de *software* distinto para la preparación del dominio, el cálculo y el post-procesado del mismo. El cálculo será realizado por un código comercial CFD que a partir de ahora llamaremos *Código 2* para distinguirlo del *Código 1* empleado en el estudio anterior. La preparación de la geometría previa al mallado, así como el mismo, serán realizados por dos programas o módulos incluidos en el propio código CFD. Por su parte el post-procesado quedará reservado para una serie de *scripts* hechos en el programa *Matlab*, que harán uso directo de los datos exportados por el código CFD, inicialmente en formato CSV<sup>3</sup>.

Las simulaciones serán lanzadas en un entorno de *doble precisión* numérica, con un procesado en paralelo por medio de 4 núcleos. A este respecto, en este tipo de problemas pueden aparecer problemas de paralelizado, por el distinto orden de nombrado de las celdas que utilice el código con varios procesadores, de manera que introduce una perturbación numérica. Sin embargo, dado que el número de procesadores es relativamente bajo y que como mínimo el esfuerzo computacional de cada uno estará centrado sobre las 100000 celdas en el peor de los casos, puede desestimarse este tipo de error. No se hará uso de todas las capacidades del ordenador de modo que pueda realizarse el post-procesado de los ciclos anteriores de manera simultánea como doctrina de trabajo.

Una vez conocidas las herramientas con las que se va a trabajar, se introduce brevemente el contenido de los capítulos con los que cuenta esta memoria:

1) **Capítulo 2:** desarrollo de los conceptos físicos de comportamiento del flujo en motores de 2T en general, haciendo especial hincapié en los procesos de barrido y renovación de la carga.

2) **Capítulo 3:** descripción de la metodología seguida a la hora de escoger el intervalo de interés para el post-procesado, y las simulaciones necesarias para cumplir con los objetivos del trabajo.

3) **Capítulo 4:** explicación del proceso de mallado seguido, con la preparación previa de la geometría para realizar un mallado estructurado, detallando la necesidad de estructurar la malla, las

---

<sup>3</sup>Comma Separated Value

consideraciones en cuanto al coste computacional y la calidad interna de la misma.

4) **Capítulo 5:** desarrollo de todos los esquemas y configuraciones de fenómenos físicos impuestos en la simulación de cada caso, así como las diferencias manifiestas entre el caso *cerrado* y el caso *abierto*.

5) **Capítulo 6:** en este capítulo se discutirán todos los resultados y análisis extraídos de la solución del caso de flujo en cerrado, es decir, sin renovación de la carga, para el caso con la malla base de 2mm. Adicionalmente, se planteará el estudio de independencia de malla realizado, así como los resultados obtenidos entre las diferentes mallas de estudio.

6) **Capítulo 7:** en este capítulo, se desarrollarán las simulaciones del caso de flujo con renovación de la carga. Las soluciones serán analizadas y presentadas bajo comparación con el *Código 1* del anterior proyecto, así como los datos experimentales.

7) **Capítulo 8:** a modo de conclusión de este proyecto se plantearán los resultados finales más importantes, y se hará una valoración del resultado general del trabajo, así como de los pasos futuros a seguir en esta materia.

## 2. Conceptos previos

Para poder estudiar en profundidad el comportamiento fluidodinámico del motor, deben conocerse de antemano una serie de conceptos que faciliten la comprensión de lo que se pretende alcanzar con el proyecto, y el marco tecnológico en el que nos encontramos.

Se trabajará con un motor de 2 tiempos, que resulta ser uno de los dos grandes tipos de MCIA (*Motores de Combustión Interna Alternativos*) que se usan en la actualidad y en los que continúa habiendo un gran nicho de investigación. Es un motor de tipo Diesel, cuya geometría no concuerda completamente con la de un motor real por su necesidad como veíamos de introducir ciertos accesos ópticos para experimentación.

No debe perderse tampoco de vista que las condiciones de estudio con las que trabajaremos hacen referencia a un flujo inerte, es decir, donde no se llevan a cabo procesos de combustión. Esto condicionará nuestro estudio y nos permitirá centrar la atención en el movimiento del fluido en el interior del motor.

### 2.1. Características del flujo interno en MCIA de dos tiempos

Las principales características de este tipo de flujos son:

- **Flujo turbulento**
- **Flujo tridimensional**
- **Flujo no estacionario**
- **Flujo bifásico, reactivo y a altas temperaturas.** Pero solo en el caso de considerar el proceso completo con inyección de combustible y combustión.

La importancia de la turbulencia es innegable, dado que afecta a la mezcla a nivel molecular de combustible y aire. A este respecto el flujo se ve perturbado por 3 grandes contribuyentes:

- Las grandes estructuras de *swirl*, *squish* y *tumble* generadas por la admisión de flujo y que se estudian de forma individualizada por comodidad. Si bien la realidad es mucho más cercana a un flujo combinado y asimétrico de dichas estructuras.
- Turbulencia generada por el chorro de inyección a elevada presión (varios cientos e incluso miles de bares).
- Movimiento que induce la propia combustión en caso de existir, que altera el campo de densidades y presiones e induce un movimiento al flujo.

Las grandes estructuras turbulentas son las que sobreviven al proceso de compresión, y se ha usado su aparición durante mucho tiempo para ayudar a homogeneizar la mezcla en el caso de la *inyección indirecta* o ayudar en la dispersión del chorro inyectado para la *inyección directa*. Tienen su influencia sobre el flujo medio y la intensidad de la turbulencia en el PMS. En los Diesel de inyección directa sólo *squish* y *swirl* tienen la suficiente importancia para ser considerados, mientras el *tumble* es más propio de *Motores de Encendido Provocado*. Pueden observarse dichas estructuras en la **Figura 2.1**:

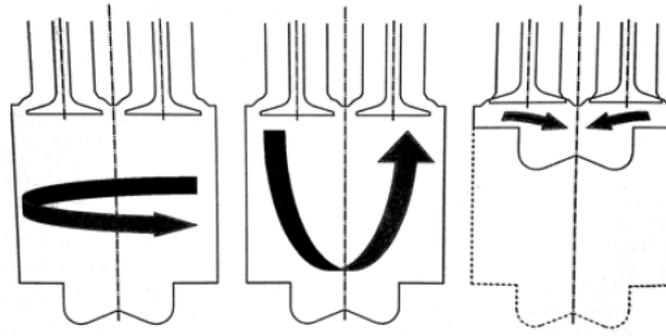


Figura 2.1: Macroestructuras turbulentas típicas en MCIA [2]

El *swirl* se define como el movimiento de rotación del aire alrededor del eje del cilindro. Por la propia geometría de las pipas (en nuestro caso los *transfers* que inyectan el flujo del barrido), el aire entra al cilindro con un cierto momento angular que da lugar a la formación de una estructura que evoluciona hacia un vórtice forzado concéntrico al cilindro.

El *squish* por su parte aparece después del cierre de válvulas (este es mucho más típico de motores de 4T donde la cámara está labrada en el propio pistón), donde existe un vórtice más o menos desarrollado en el cilindro, que se desarrolla durante la compresión bajo la acción de la fricción con las paredes y lo confina en el *bowl*, incrementando su intensidad en la fase final de la compresión.

Pero para terminar de comprender el comportamiento teórico que sigue el flujo en un MCIA de dos tiempos, debemos entrar en detalle con la característica fundamental que los identifica, el proceso de **barrido**. Existen muchos tipos de barrido, cada uno con sus ventajas e inconvenientes que dependen de la aplicación. Los más comunes pueden encontrarse en la **Figura 2.2**:

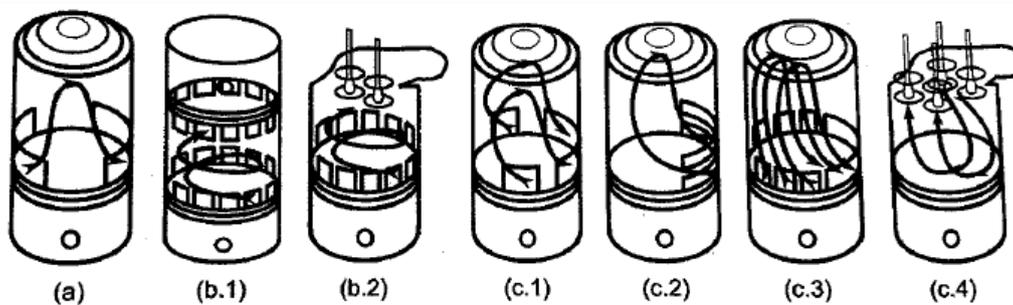


Figura 2.2: Tipos de barrido y geometría de las lumbreras asociadas para motores de 2T. (a) Transversal, (b.1) Uniflujo con pistones opuestos, (b.2) Uniflujo con válvulas de escape en cabeza, (c.1) Por lazo Schnürle, (c.2) Por lazo MAN, (c.3) Por lazo Curtis, (c.4) En gancho con válvulas en cabeza.

Recordemos que normalmente y dado que un motor de 2T realiza la mitad de recorrido que uno de 4T, los procesos de admisión y escape ocurren prácticamente a la vez. A este respecto, a la apertura de la lumbrera de escape sucede lo que se conoce como *escape espontáneo*, donde la propia onda generada por la diferencia de presión al abrir la lumbrera, impulsa al flujo fuera del cilindro. El resto del escape se sucede por el proceso de barrido, donde el flujo fresco impulsa fuera a los productos de la combustión. Es un proceso muy medido, donde se trata de evitar el denominado *cortocircuito*, por el cual parte del flujo fresco es erróneamente liberado en el escape.

A este respecto, nos es de gran interés el *barrido por lazo Curtis*, pues es de alguna manera la familia en que podríamos englobar al **MOMAQ**. Este tipo de barrido es empleado en grandes motores estacionarios y marinos y conduce por lo general a mayores rendimientos que por barrido transversal.

Es, sin embargo, muy sensible tanto a los ángulos de entrada del fluido como a la distribución de velocidades del mismo en sentido axial dentro del cilindro.

## 2.2. Datos experimentales:PIV

Tal y como se mencionó en la introducción, los datos experimentales empleados para validar el CFD se corresponden con un estudio realizado con técnicas PIV [1]. Esta técnica cuenta con una buena resolución espacial, ya que nos permite conocer el campo de velocidades del flujo en todo un plano de interés, pero con una mala resolución temporal. Al no poder realizar continuos disparos de láser, se miden pequeños intervalos en ciclos distintos, por lo que se trabaja en base a mediciones sujetas a cierta dispersión de las que se realiza un promediado para mayor certeza.

No sólo influye la resolución, sino también factores como el tamaño y densidad de las partículas de dopado para que sean capaces de seguir el movimiento del flujo. Para ello se llevó a cabo un estudio de calibración que no es de interés para el presente proyecto.

Para caracterizar al flujo, el intervalo angular medido comprende  $-10:15$  CAD <sup>4</sup>, es decir, un intervalo delimitado como de interés en problemas de inyección y combustión. Adicionalmente, será el que usemos en el post-procesado de los cálculos CFD a fin de sacar resultados.

Sin embargo, el PIV es una técnica de medida en plano, por lo que deben elegirse cuidadosamente aquellos planos de medida que caractericen correctamente a la cámara de combustión. Se eligen dos planos principales: plano CC y plano C. Ambos planos se intersectan a  $90^\circ$  y cortan a la cámara de combustión por la mitad, formando una cruz, de esta manera podrá estudiarse la simetría del flujo. Todos los planos que han sido definidos hasta el momento se recogen en la **Figura 2.3**:

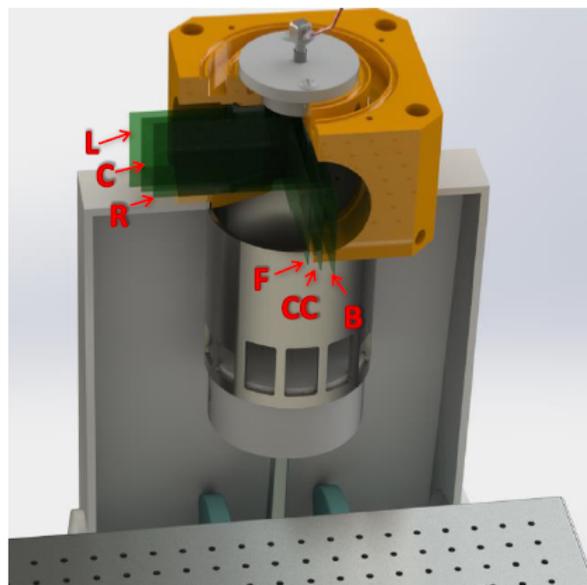


Figura 2.3: Planos de medida PIV. (CC) Central, (F) Frontal, (B) Trasero, (C) Central, (L) Izquierdo y (R) Derecho

Aunque existen otra serie de planos de los que se poseen datos como se muestra en la anterior figura, se consideraron estos dos como los únicos relevantes para el presente estudio, y son los que se trabajarán de ahora en adelante.

---

<sup>4</sup> *Cranck Angle Degree*

### 3. Metodología de trabajo

Para poder llevar a cabo el estudio previamente enunciado y cumplir con los objetivos del proyecto, se desarrollará una línea de trabajo metódica a la hora de realizar las simulaciones, a fin de obtener una información clara de los resultados.

Para llevar a cabo todo ello, debemos tener presentes las particularidades en el funcionamiento del *MOMAQ* en las pruebas de laboratorio. Esta instalación está compuesta por un motor térmico y los equipos auxiliares necesarios, entre los que se cuenta con un motor eléctrico acoplado como apoyo. Esto es debido a que dado que el motor es empleado en condiciones de experimentación, en ocasiones extremas, o con atmósfera inerte como es el caso presente, puede no desarrollar trabajo positivo entre ciclos y requerir de una ayuda externa para mantenerse en funcionamiento. Los planos de su culata aparecen en la **Figura 3.1** :

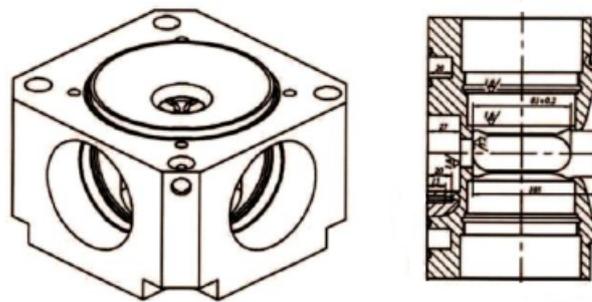


Figura 3.1: Planos de la culata en el *Motor Maqueta*

Se completa esta descripción del motor experimental con una serie de datos de sus características geométricas que puedan ayudar a la comprensión del mismo o su comparación con otros motores *Diesel*:

Parámetro	Valor (mm)
Díámetro del pistón	150
Carrera	170
Carrera efectiva	108
Cilindrada	3000
Relación de compresión	15.8:1
Dimensión de las ventanas	30x81x28
Díámetro de la cámara de combustión	50
Altura de la cámara de combustión	81
Díámetro de la garganta	39

Tabla 3.1: Tabla de características geométricas del *Motor Maqueta*

A estos datos habría que incluir otro parámetro que ha sido necesario calibrar entre cálculos, y que se denomina *squish*<sup>5</sup>. Hace referencia al espacio que queda entre la cabeza del pistón en PMS y la parte superior del cilindro. Es un parámetro importante, ya que como se verá, durante el movimiento de la malla computacional que emula al pistón, las celdas son recortadas y combinadas paso a paso, por lo que de ser este espacio nulo, el código no podría continuar el cálculo al darse una intersección entre

<sup>5</sup>Debe diferenciarse este concepto del de la macroestructura de flujo turbulento que aparecerá al hablar de las características del flujo en motores

celdas.

Por último, el fluido con que trabaja en las condiciones inertes de funcionamiento es el nitrógeno, que también emplearemos al configurar las simulaciones. Un compresor *Roots* y unos sistemas de acondicionamiento controlan la presión y temperatura de admisión del mismo.

Como peculiaridad común a ambos casos, se ha trabajado la cámara de combustión (es decir, desde la parte superior del estrechamiento) de forma independiente al resto del dominio en cuanto a operaciones de mallado se refiere. Esta metodología viene motivada por el hecho de que se trata de una geometría muy complicada, cuyo mallado utilizando el *Código 2* CFD escogido para este trabajo no devolvía la calidad requerida para el estudio. Como tal, su mallado fue realizado de forma automática por la herramienta de mallado de un tercer código CFD, *Código 3*. De esta manera se evita alterar la geometría de la misma, y se recoge al detalle el comportamiento del flujo. No entraremos en más detalle respecto a esta metodología por no resultar relevante para este proyecto.

### 3.1. Cálculo del caso en cerrado

En primer lugar, se desarrollará un caso que denominamos *cerrado*, donde no tendremos en cuenta la renovación de la carga a través de los *transfers* del cilindro. Como tal, la pared que simula la cabeza del pistón, se moverá únicamente por encima de estas aberturas, sin llegar a descubrirlas en ningún momento. De esta manera, el volumen que se modela dentro de la cámara de combustión está cerrado durante toda la evolución.

Más concretamente y si tomamos la referencia de 0 CAD en PMS, la carrera del pistón en *cerrado* comprenderá de -100:15 CAD. A la hora del post-procesado, sin embargo sólo nos interesarán los valores de -10:15 CAD, ya que como se comentaba en el capítulo introductorio, es este rango de valores el que habitualmente nos interesará conocer de cara a problemas de inyección y combustión con flujo reactivo. En los **Anexos I** y **II** se encuentran algunos de los resultados de velocidad y TKE obtenidos para este caso, y más concretamente en un intervalo aún más acotado en torno a PMS, de -5:5 CAD.

La razón de realizar un cálculo desde mucho antes de PMS, teniendo en cuenta el coste computacional que tiene, es que partimos de un flujo que se encuentra parado e inicializado desde unas condiciones termodinámicas fijas. Este necesitará un tiempo determinado que le estamos otorgando para estabilizar los resultados y que estos sean empleables a nivel de investigación.

En capítulos posteriores entraremos en detalle acerca de las configuraciones propias de esta simulación. Respecto de este cálculo en *cerrado*, no realizaremos un único caso, sino que partiremos de un caso base con una malla de aproximadamente 2mm de resolución para obtener una primera solución, y posteriormente realizaremos un estudio de independencia de malla con varias soluciones a partir de mallas refinadas.

Cabe destacar el hecho de que en el anterior proyecto ya fue realizado este estudio, por lo que la elección de la malla de 2mm no es algo fortuito. Se consideró sin embargo necesario repetir el estudio al estar trabajando con un código CFD diferente y con las expectativas de que existiesen cambios en la malla vinculados a la dependencia de los resultados con la misma, pues el programa de mallado es radicalmente distinto, y no está concebido específicamente para problemas de flujo interno en motores de combustión.

Al margen del estudio de independencia de malla que veremos con detalle en su capítulo correspondiente, la principal meta de este caso es la de realizar una comparación de la ley de volúmenes seguida por el mismo respecto al *Código 1* y una ley teórica que se introducirá posteriormente. Consiguiendo que estos coincidan, se podrá comprobar la misma relación para presión y temperatura, que tendrá lógicamente una fuerte influencia sobre los patrones de flujo obtenidos en el interior del cilindro.

### 3.2. Cálculo del caso en abierto

En segundo lugar, se desarrollará el caso denominado como *abierto*, donde ya estamos teniendo en cuenta la geometría completa del motor con las entradas y salidas de flujo.

El intervalo angular de estudio en estos casos comprenderá los 360 CAD del ciclo completo. Al igual que en el caso anterior, haremos uso del intervalo de interés -10:15 CAD para la obtención de los resultados. En este caso debemos tener en cuenta que el ciclo debe completarse aunque el flujo esté ya inicializado y estabilizado para extraer resultados, pues el final del presente cálculo constituirá el punto de partida para el ciclo siguiente.

El primero de estos ciclos, que llamaremos *ciclo INI* no se empleará para la comparación, sino que lo descartaremos y empezaremos la comparación a partir del segundo ciclo. Esto obedece a motivos similares al caso anterior, donde este primero ciclo jugará el papel de ciclo de inicialización al problema, pues el fluido entrará y saldrá del dominio por primera vez, y el pistón comenzará su movimiento desde un punto nada realista estando parado. En el **Anexo III** y posteriores se recogen los principales resultados de los subapartados que componen este estudio, más extenso que el anterior, tanto aquellos obtenidos con dos pasos temporales distintos, como con diferentes órdenes de discretización.

Esta parte del proyecto es precisamente la que se presta a comparación con los proyectos anteriores. Uno de sus principales intereses es el de poder comprobar si la dispersión en los valores de velocidad local en la cámara se prolonga ciclo a ciclo, si llega a algún tipo de pseudo-estacionario y cuándo se produce este cambio de comportamiento.

Para ello se llevará a cabo de forma paralela, un proceso de eliminación de incertidumbre, donde se cambiarán ciertas configuraciones que pudieran tener alguna influencia sobre el comportamiento del flujo dentro del cilindro. Principalmente, se hará referencia al orden temporal de cálculo en los esquemas de resolución, y al paso temporal de la simulación, es decir, el intervalo temporal existente entre iteración e iteración en el código.

Otros factores como el punto de inicio del cálculo, es decir, la posición en que empieza el pistón, o el *squish* dejado en la malla también se tendrán en consideración para conseguir una configuración idéntica a anteriores proyectos. La gestión de los archivos de salida, se hace guardándolos en formato *.csv*, que se almacenan según el instante temporal de los mismos. De esta manera, la navegación a través de los datos y la identificación de variables resulta mucho más sencilla e intuitiva y abre la puerta a su manejo por parte de una persona que no esté tan experimentada en el proyecto, y que pudiera continuarlo.

## 4. Proceso de mallado

### 4.1. Preparación de la geometría

La geometría de partida para el proyecto consiste en dos archivos tipo CAD de la geometría modelada del *Motor Maqueta*. Haciendo uso de la misma mediante uno de los módulos del código CFD en uso, es posible dividir su dominio en una serie de regiones que nos ayudarán a organizar su posterior mallado.

No debe perderse de vista que esta geometría es en verdad diferente a la de otros motores de características similares, por estar preparada para realizar experimentación mediante accesos ópticos. Como tal, se hace una mención directa a los componentes de la misma y su nomenclatura, que coincidirán con la forma en que son nombrados dentro del código CFD. La **Figura 4.1** recoge un renderizado del dominio en estudio para los casos cerrado y abierto:

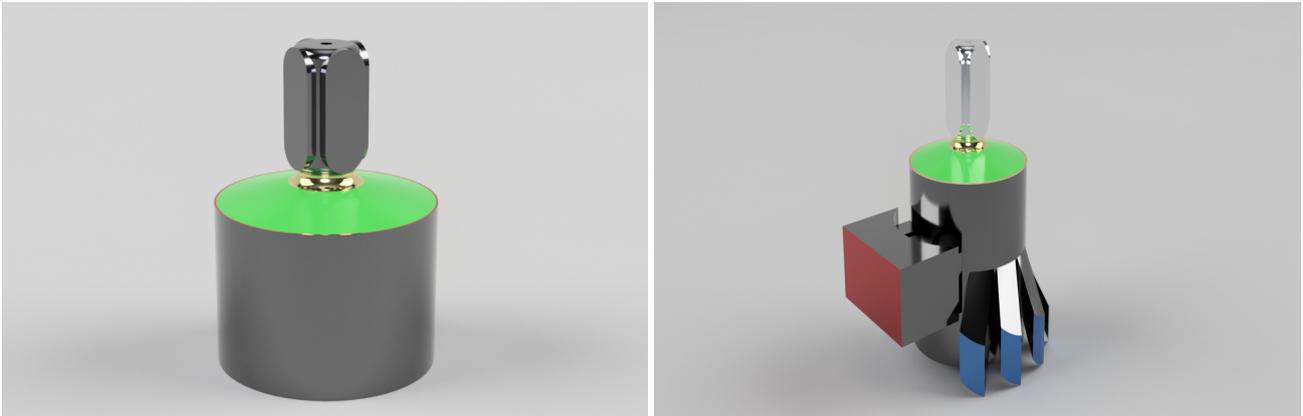


Figura 4.1: Dominio de cálculo: (a)Caso *cerrado*, (b)Caso *abierto*.

A fin de realizar este proceso, se divide la geometría completa del motor (**Figura 4.1**) en 11 regiones de interés:

- Ocho *transfers*
- Un puerto de escape
- Cilindro
- Cámara de combustión

Como se explicó con anterioridad, esta última es trabajada a parte mediante un tercer código, por lo que la única operación a realizar es la de sustraerla del dominio principal justo a la entrada del estrechamiento o garganta. Se muestran vistas de la misma en la **Figura 4.2**:

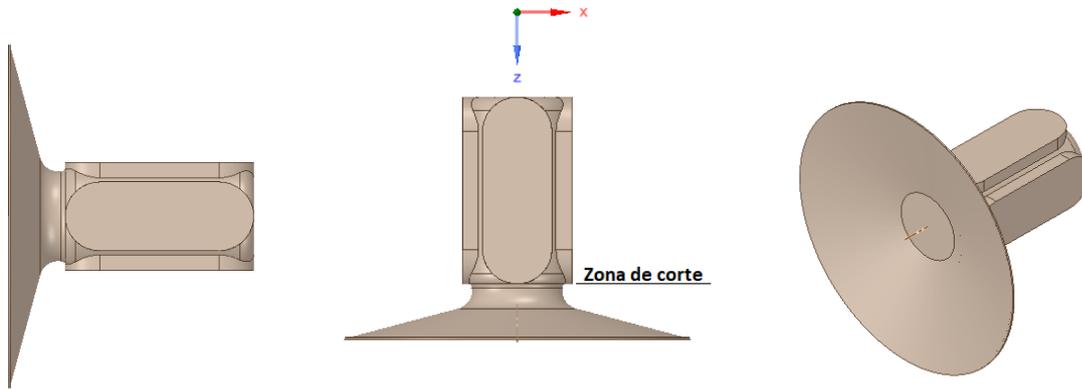


Figura 4.2: Visualizador original proporcionado por el *Departamento de Máquinas y Motores Térmicos* para la sustracción de la cámara de combustión

La propia garganta es un elemento de vital importancia. Con un diámetro de 39mm frente a los 150mm del pistón, condicionará la forma en que el flujo entre y salga de la cámara de combustión. En nuestro caso, aprovecharemos la división geométrica en el cilindro para dividir la garganta en secciones y emplear el mismo mallado estructurado.

Por su parte, el resto de elementos serán mallados por otro de los módulos del *Código 2* empleado en este proyecto. Es por ello que nos interesará emplear una estrategia de mallado que por un lado reduzca al máximo posible el número de celdas para que el cálculo resulte más ligero, así como que recoja los detalles geométricos con una buena resolución y mantenga unos valores de *skewness* lo más bajos posible. Este último parámetro es una cuantificación de cómo de cerca se encuentra la forma de una celda computacional respecto de su ideal y puede tener serios efectos sobre la convergencia del cálculo si su valor es muy elevado (típicamente  $>0.96$ ).

Comenzando por el cilindro, nos encontramos que se trata de una geometría relativamente sencilla. El mallado estructurado parece muy adecuado, por lo que se divide utilizando una metodología de *cuadrado y círculo*. Esta consiste en proyectar dichas figuras geométricas sobre la cara superior e intersectarla con el resto del cuerpo de modo que se creen sucesivos subdominios que combinados formen una entidad topológica única. De este modo se dispone de un cuerpo único pero con distintas porciones que son fácilmente mallables de forma hexaédrica. Estas se muestran en la **Figura 4.3**:

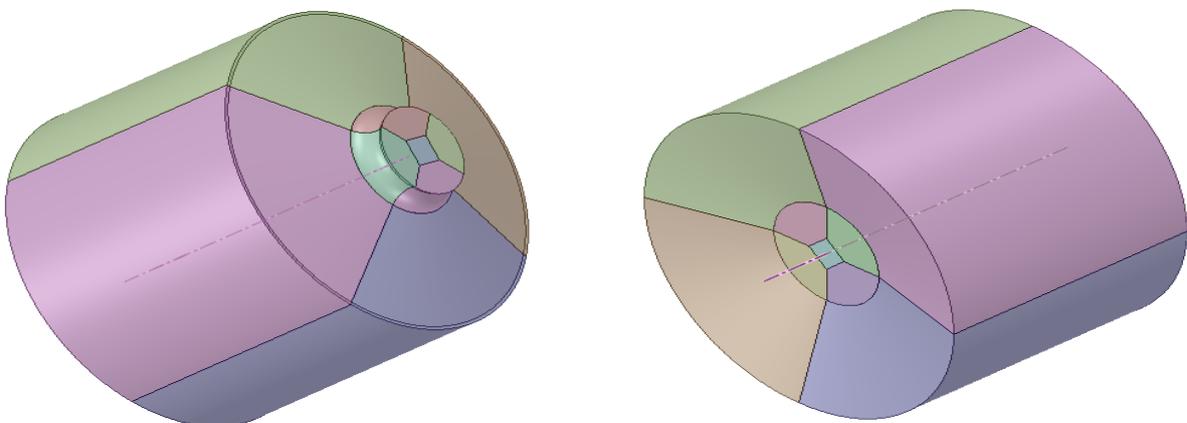


Figura 4.3: Geometría del cilindro con las entidades para el mallado estructurado

La geometría en el caso abierto, incluye adicionalmente la presencia de *inlets* y *outlets* para la renovación del flujo. Estos son obtenidos copiando por elementos la geometría del segundo archivo CAD proporcionado por el *Departamento de Máquinas y Motores Térmicos* en formato de triángulos STL. De este modo cada elemento por separado está ya preparado para ser mallado individualmente y formar posteriormente parte del dominio, añadidos como *appends*. Se muestran en la **Figura 4.4**:

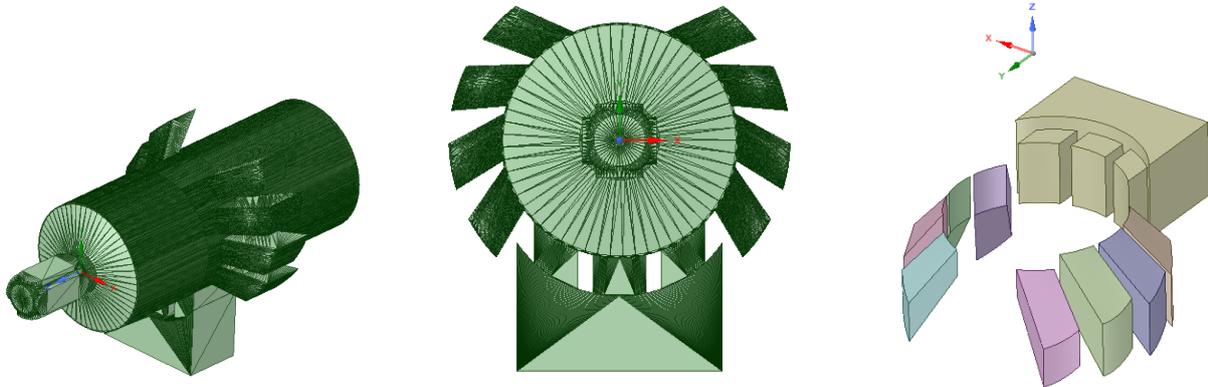


Figura 4.4: Geometría original del *MOMAQ* en formato *STL* (izq.) y geometría de puertos sustraídos de la anterior (der.)

Como puede observarse en imágenes anteriores, se ha configurado un sistema de coordenadas donde progresamos hacia  $Z+$  conforme nos alejamos de PMS. Los ejes  $X$  e  $Y$  serán las coordenadas radiales, con lo que los planos de trabajo  $CC$  y  $C$  coincidirán con los planos  $X-Z$  e  $Y-Z$  en la cámara de combustión. Es de destacar que existe un offset del sistema de coordenadas sobre dicho eje  $Z$  de  $0.12914\text{m}$ , el cual es corregido durante el post-procesado, que tiene su origen en cómo estaban definidos en la geometría original.

## 4.2. Tamaños de celda

El tamaño estándar de la celda con la que se trabaja en el caso base es de  $2\text{mm}$ . Posteriormente veremos que este tamaño de celda puede ser alterado para realizar el estudio de independencia de malla, pero dado que fue el tamaño inicial escogido en estudios previos, supone un buen punto de partida.

El tamaño mínimo por su parte será de  $0.5\text{mm}$  debido a que las celdas que ocupan el prisma central que veíamos en nuestra geometría, deben ser lo suficientemente pequeñas para permitir el tamaño deseado en el resto del dominio. Este punto resulta clave, ya que la metodología de mallado estructurado seguida implica de alguna manera que la forma de mallado se propagará de una cara a otra de la geometría, ya que la misma malla debe ser coherente y conectar cada celda con las que tiene alrededor. El incremento en coste computacional alcanzado por el refinado de esta región central es ínfimo comparado con la reducción gracias al mallado estructurado.

La principal dificultad de este módulo de mallado del *Código 2*, radica en que las operaciones de mallado deben imponerse manualmente a la geometría, por lo que deben realizarse varias operaciones concatenadas hasta llegar al resultado deseado. No obstante, gracias al proceso previo de adaptación de la geometría, los procesos de mallado resultan relativamente sencillos, y todas las entidades son reconocidas. Este crecimiento progresivo de las celdas se observa claramente en la **Figura 4.5**:

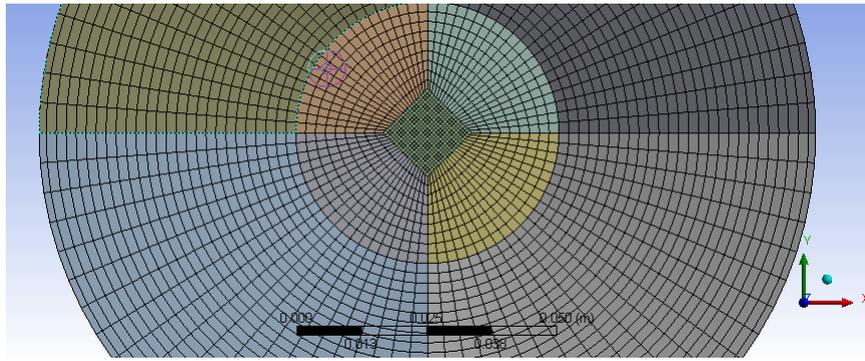


Figura 4.5: Mallado de la superficie de contacto con la cabeza del pistón. En el centro, puede apreciarse el pequeño tamaño de celdas del prisma, del que parten el resto de celdas de manera radial.

### 4.3. Estructuración de la malla

El mallado estructurado, como su propio nombre indica, implica un cierto orden en la disposición de la malla en una o varias direcciones. Realizarlo normalmente tiene la ventaja de limitar enormemente el valor de *skewness* alcanzado, así como reducir el número de celdas de manera considerable.

Gracias a la preparación implementada en la geometría, se hace posible un mallado de este tipo. El mallado de superficie en la cara del *pistón*, es proyectado hasta la garganta, maximizando la ocupación de volumen por parte de cada celda. Cabe destacar que en los inicios del proyecto, también se intentó realizar un mallado no estructurado del dominio mediante tetraedros.

Pese a que el mallado era posible, e incluía la cámara de combustión, evitando así el tener que sustraerla para mallarla con otro código, los valores en *skewness* eran prohibitivos. Así como el número de celdas que rondaba los doce millones, hicieron replantearse la estrategia de mallado hasta la usada finalmente.

#### 4.3.1. Mallado del caso en cerrado

En nuestro caso, el mallado de cada subdominio ha sido estructurado, tanto en la dirección radial del cilindro, como en la dirección axial. Esta última resulta clave, pues el objetivo del proyecto es simular de manera transitoria el funcionamiento del motor, esto implica que el pistón se desplazará y cortará la malla capa a capa. De producirse la progresión del pistón sin una malla organizada capa a capa, surgirían problemas de volumen negativo por el pequeño tamaño de algunas de las celdas intersectadas.

En el cálculo inicial en cerrado, esta será la única condición a tener en cuenta, pues el movimiento del pistón constituye el único evento que afecta al comportamiento del flujo. esta disposición de la malla, puede observarse con claridad en la **Figura 4.6**:

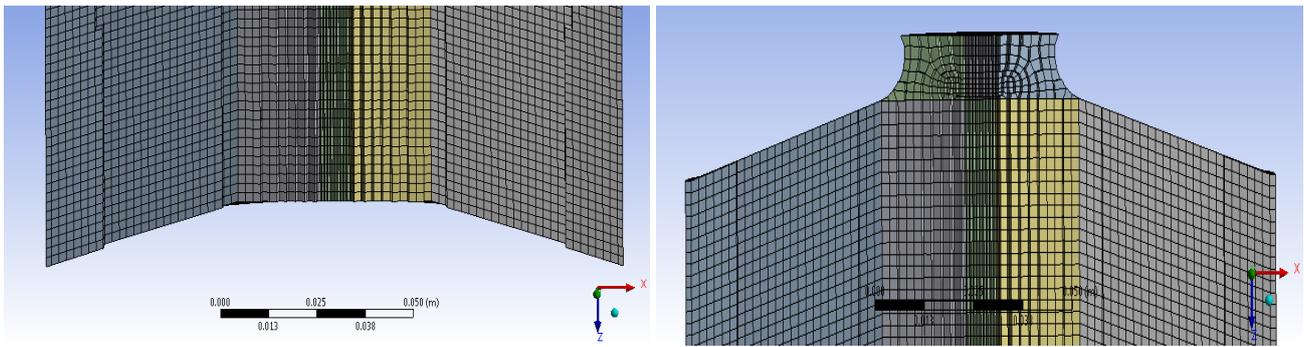


Figura 4.6: Mallado estructurado a lo largo del cilindro en el caso cerrado

Por otro lado, podemos comprobar cómo ha resultado el mallado de la cámara de combustión mediante otro programa de cálculo paralelo a este proyecto, una vez es importada en nuestro *Código 2*, el resultado se muestra en la **Figura 4.7**:

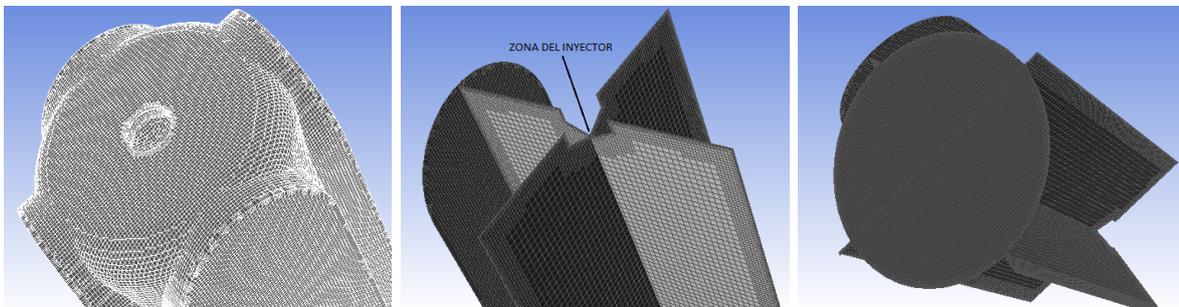


Figura 4.7: Mallado final de la cámara vista en diferentes planos

Podemos comprobar cómo existe un mayor refinado de la cámara al acercarnos a las paredes. Este factor es fundamental en la cámara (veremos que no de la misma manera para el cilindro), pues el flujo entrante a elevada velocidad sufrirá el efecto de la misma, generando estructuras turbulentas específicas que deberán ser modeladas de forma más precisa en esta región.

#### 4.3.2. Mallado del caso en abierto

Al mallar el caso en abierto, la malla correspondiente al cilindro es esencialmente la misma, si bien la carrera recorrida durante la simulación será completa. Ocurre lo mismo con la cámara de combustión, de la que disponemos de dos mallas: 2mm y 1mm.

Los nuevos elementos que se incorporan, son las regiones de entrada y salida para el flujo, cuyo mallado se realizará por el mismo procedimiento manual del módulo de mallado. Se trata también de una malla estructurada para todos los elementos, aprovechando su definición en la etapa de geometría como elementos separados del cilindro pero como entidad topológica única.

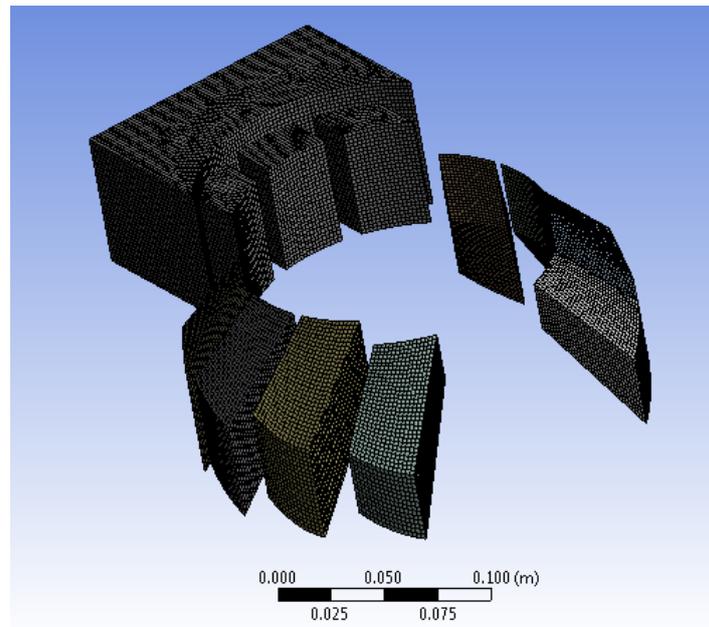


Figura 4.8: Mallado de transfers y ports

Llegados a este punto, resulta recomendable realizar un nombrado de las distintas entidades (superficies) que componen la malla, es lo que se conoce como *Named Selections*. La ventaja de esto, es que el código las identificará posteriormente y aplicará una condición de contorno sobre ellas que ahorra parte de la preparación durante el *setup*.

Por la experiencia recavada a lo largo del trabajo, puede sugerirse que este es uno de los puntos más críticos y de más difícil percepción que pueden encontrarse durante la puesta a punto del modelo. Dicho error no es identificado por el código hasta que durante la simulación, realiza la operación de desplazamiento de la malla y se produce la intersección, que devuelve el conocido error de *volumen negativo*.

#### 4.4. Consideraciones cerca de la pared

Como en todo problema de CFD, debemos tener en mente el tipo de tratamiento con que resolveremos la zona cercana a la pared, de modo que realicemos un tipo de refinamiento u otro a la malla. De esta forma, como se verá en el apartado siguiente, para ambos casos usaremos un modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$  *Standard Wall Functions*. Según la bibliografía asociada al código, para el buen funcionamiento de este modelo debemos mantener un valor de  $30 < y+ < 300$ .

El  $y+$  es un parámetro que se conoce como *distancia de pared adimensional*. Es una forma de cuantificar la distancia a la pared que deben tener las celdas próximas a la misma, es decir, lo fina que debe ser la malla cerca de la pared, con el fin de modelar el tensor de esfuerzos de *Reynolds* en base al modelo de turbulencia escogido.

De forma precisa, el verdadero valor de  $y+$  sólo puede ser conocido después del cálculo CFD. Si tenemos en mente la capa límite sobre una superficie, deben distinguirse las diferentes zonas que la componen, y estas estarán referidas a esta distancia de pared adimensional:

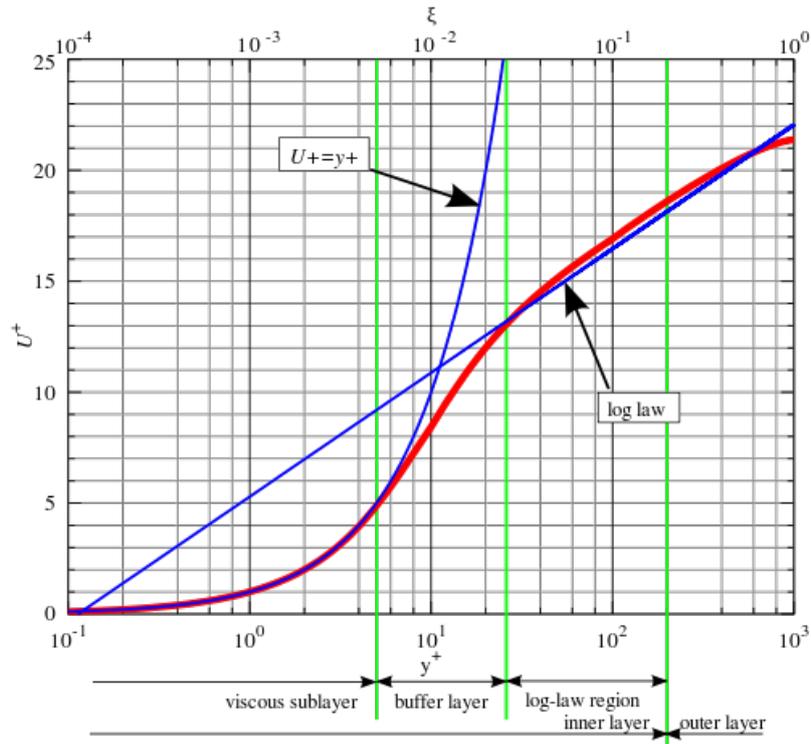


Figura 4.9: Leyes de pared de la capa límite [7]

En primer lugar, tenemos una *subcapa laminar* ( $y^+ < 5$ ), donde las fuerzas inerciales son poco dominantes y el flujo exhibe características laminares. A continuación, la región de *leyes de pared*, donde las fuerzas de inercia son ahora las que dominan sobre las viscosas y tenemos una elevada presencia de tensores turbulentos. Entre ambas zonas, existe una región *buffer* donde los modelos de las dos capas anteriores no son viables, y se encuentra una solución intermedia. Es por ello, que por lo general suele evitarse trabajar en esta región de la capa límite salvo que quiera modelarse algún fenómeno específico que se dé en la misma.

La distancia adimensional,  $y^*$ , debe ser mayor que 11.225 para poder emplear la ley logarítmica de la velocidad, con el fin de resolver la ecuación del momento en estas condiciones cercanas a la pared. Efectivamente, en los casos que atañen a este proyecto, su valor será bastante superior, de modo que entraremos dentro del marco que indica la bibliografía. El límite superior de  $y^* = 300$  es sin embargo un tanto elevado, y en la realidad, rara vez se aplican valores superiores a 100 en problemas de aplicación en la industria.

Debe entenderse que  $y^+$  e  $y^*$  no son la misma variable, y que es esta segunda la que el *Código 2* emplea a nivel de cálculo, sin embargo, son prácticamente iguales al hablar de equilibrio en capas límite turbulentas. Así pues, las expresiones que hacen posible su cálculo son:

$$U^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*)$$

$$U^* = \frac{U_P C_\mu^{\frac{1}{4}} \kappa_P^{\frac{1}{2}}}{\tau_\omega / \rho} \quad (4.1)$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{\frac{1}{4}} k_P^{\frac{1}{2}} y_P}{\mu} \quad (4.2)$$

donde E es una constante empírica y  $\kappa$  es la constante de *von Karman*. Por su parte, las variables con el subíndice P, son la velocidad, la distancia y la TKE, referidas a un punto P cercano a la propia

pared, mientras  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido de trabajo. Puede verse la comparación de esta última expresión, con la del  $y+$  que venimos comentando desde principios de este apartado:

$$y+ = \frac{\rho u_{\tau} y}{\mu} \quad (4.3)$$

Finalmente, en la siguiente tabla se recoge la estimación realizada de  $y+$  para el caso de la malla creada en este proyecto para el *MOMAQ*:

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>
<i>Velocidad flujo libre</i>	10-15 m/s
<i>Densidad</i>	1.165 kg/m <sup>3</sup>
<i>Viscosidad dinámica</i>	2.86e-5 kg/ms
<i>Longitud característica</i>	0.108 m
<i>Distancia de pared estimada</i>	2e-3m
<i>y+</i>	48-70

Tabla 4.1: Tabla de valores de estimación de  $y+$

Al tratarse de una estimación, se han realizado una serie de suposiciones. De este modo, las propiedades del fluido, son las asociadas a condiciones a 300 K, cercanas a las de inicialización en el problema. La longitud característica es la de la carrera efectiva, pues en este tramo se considera que las paredes del cilindro no sufrirán la interferencia provocada por la entrada y salida del fluido, y este se moverá verticalmente de forma paralela a la pared. Además, se toma un entorno de velocidades característico de 10-15 m/s, ya que en este rango se encontrarán las principales velocidades en el cilindro en un problema de estas características.

Como el modelo de pared que se ha elegido no resuelve la capa límite al más pequeño detalle, sino que modela los efectos de pared, debe tenerse presente que la distancia de 2mm estimada coincide con el tamaño de malla que se implementa para todo el cilindro, y se espera que dé buenos resultados. Sin embargo, como se verá en apartados posteriores, será la resolución en la cámara lo primordial a tener en cuenta por ser la región de interés. En la misma, el flujo se deslizará y recirculará por las paredes, por lo que la forma en que se modele puede afectar al resto del campo fluido.

## 5. Propiedades y configuración de las simulaciones

El proceso de configuración antes de lanzar el cálculo CFD resulta un proceso tedioso cuya buena preparación elimina posibles errores humanos que se traduzcan en resultados incongruentes. En este proyecto debemos diferenciar el proceso de configuración para el caso cerrado del caso abierto, pues difieren en aspectos importantes como el movimiento dinámico de malla. Otros, sin embargo, son compartidos por ambos.

A lo largo de este capítulo se exploran dichas configuraciones y la forma en que están definidas.

### 5.1. Fluido de trabajo

Tal y como se planteaba en la introducción, el estudio realizado modela el proceso de renovación de la carga en un ambiente inerte. El fluido que se usará es el **nitrógeno** molecular. Este gas y sus propiedades vienen ya definidas en una base de datos interna al código CFD, sin embargo, para ajustar mejor su respuesta al entorno de resultados que se prevee obtener y eliminar parcialmente esta fuente de incertidumbre, asignaremos parte de las mismas como función de la temperatura.

El nitrógeno es forzado a comportarse como gas ideal en este estudio, pero algunas de sus propiedades serán interpoladas a partir de un mapa de puntos proporcionado al programa. Dichos valores son recogidos en la siguiente tabla:

Punto	T [K]	Cp [J/kg.K]	k [W/m.K]	Viscosidad [kg/m.s]
1	300	1037.91	0.0103	1.12E-5
2	400	1046.62	0.0162	1.49E-5
3	500	1057.91	0.0215	1.84E-5
4	600	1074.00	0.0260	2.16E-5
5	700	1095.34	0.0290	2.46E-5
6	800	1120.68	0.0320	2.74E-5

Tabla 5.1: Tabla de propiedades termodinámicas del fluido de trabajo

En base a simulaciones anteriores, se ha podido comprobar que la temperatura alcanzada en cualquier punto del dominio no excede los 800K. Como tal, parece lógico ajustar el mapa de puntos de interpolación para las propiedades entre los 300K, muy cercano a las condiciones de inicialización, y estos 800K a los que se acerca el pico de temperatura. De esta manera, y dado que el cambio en las propiedades no es muy acusado, se consideró que con 6 puntos (1 cada 100K) sería suficiente, teniendo también en cuenta que deberían de introducirse manualmente al programa. La opción por defecto establecía un único valor constante con la temperatura.

### 5.2. Modelo de turbulencia

Este punto resulta de vital importancia, pues el modelo de turbulencia marcará cómo son resueltas las ecuaciones del flujo que modelan los fenómenos turbulentos. Dentro de dichos modelos, podríamos considerar principalmente dos, como medio para el cálculo.

Por un lado, podríamos emplear un modelo *LES*<sup>6</sup>, el cual ignora las pequeñas escalas de la turbulencia que consumen la mayor parte de los recursos computacionales, modelándolas, y resuelve las escalas grandes, para lo cual aplica filtros sobre las ecuaciones de *Navier-Stokes*. Este esquema es típico de problemas de combustión o acústica por su elevada precisión, y aunque su coste computacional es mucho menor que un esquema DNS donde todas las escalas turbulentas son resueltas, sigue siendo

<sup>6</sup>Large Eddy Simulation

enorme en comparación con otros esquemas habituales en la industria.

Por otro lado, podemos hablar de los esquemas *RANS*<sup>7</sup>. Estos modelos trabajan en base al *tensor de esfuerzos de Reynolds*, el cual tratan de computar para cerrar el problema de resolución del flujo. De cara a este proyecto, este será el esquema que utilizemos. Habitualmente, las simulaciones que emplean *RANS*, se ven beneficiadas por su superior estabilidad numérica, auspiciada por una viscosidad turbulenta relativamente grande.

El interés de utilizar resultados promediados, radica como se verá en apartados posteriores en disponer de una condiciones medias de movimiento del flujo en la cámara con las que poder calibrar las condiciones de inyección del combustible en condiciones de funcionamiento real. Como veremos, existe a este respecto un marcado problema de dispersión cíclica que hace que dichas condiciones cambien ciclo a ciclo. De igual manera, al utilizar *RANS*, estamos reduciendo el coste computacional del proceso, que para las simulaciones en *abierto* ya se encuentran en el orden de días.

Debe dejarse claro, que aunque originalmente se espere que el cálculo de varios ciclos consecutivos nos lleve con seguridad a una solución cíclica estacionaria, recientes estudios han demostrado que el hecho de emplear un esquema *RANS* no implica esto necesariamente. Cada nuevo ciclo se verá naturalmente perturbado con el final del ciclo anterior, que puede interpretarse como la inicialización de dicho ciclo. Si todas las escalas fluctuantes son lo suficientemente pequeñas como para ser filtradas por la viscosidad turbulenta, entonces los resultados tendrán un carácter de promedio.

Actualmente, se encuentra muy estandarizado en problemas de CFD el utilizar un modelo *RANS* de *dos ecuaciones*. Estos tienen la peculiaridad de incluir dos ecuaciones de transporte extra a las clásicas ecuaciones de la mecánica de fluidos: continuidad, cantidad de movimiento y energía. La primera de estas ecuaciones incluye casi siempre la **energía cinética turbulenta ( $k$ )** como variable de transporte:

$$k = \frac{1}{2}(\overline{(u')^2} + \overline{(v')^2} + \overline{(w')^2}) \quad (5.1)$$

dicha energía se define como la energía cinética media por unidad de masa, asociada a las fluctuaciones turbulentas de las componentes de la velocidad. La otra variable de transporte dependerá del submodelo que se emplee, el cual dependerá del caso que queramos resolver.

Los submodelos más habituales son  $k-\omega$  y  $k-\varepsilon$ . El primero se comporta bastante bien en problemas de flujo externo, donde puedan aparecer gradientes de presión adversos y desprendimientos, por lo que es habitual que se estudie en problemas de aerodinámica externa. La variable  $\omega$  hace referencia al *ratio específico de disipación turbulenta*, el cual comprende el ratio por el cual la energía cinética turbulenta se convierte en energía térmica por unidad de volumen y tiempo:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (5.2)$$

El modelo  $k-\varepsilon$  resulta más adecuado cuando trabajamos con problemas de flujo interno, por lo que no se comporta bien frente a grandes gradientes adversos de presión. Será este último el escogido para el resto del proyecto, ya que la compresión y expansión en el cilindro se realizarán de manera progresiva e inerte, y los cambios de presión y velocidad que puedan producirse en las zonas más críticas, nos hacen pensar que será un flujo que pueda ser tratado claramente como incompresible. La variable  $\varepsilon$  por su parte se define como ratio de disipación turbulenta y se define de igual manera que  $\omega$ , aunque de forma no específica:

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} \quad (5.3)$$

---

<sup>7</sup>Reynolds Averaged Navier Stokes

Ahora bien, sabiendo las condiciones en que se encontrará el flujo, y el modelo turbulento que usaremos en el desarrollo del proyecto, parece lógico que el *solver* esté basado en presión. Esta configuración es lo primero que nos pide el *Código 2* y hace referencia al orden en que se resolverán los diferentes campos escalares de propiedades del flujo.

El *solver basado en presión* está orientado a flujos incompresibles de baja velocidad, donde el campo de velocidades se obtiene de las ecuaciones de cantidad de movimiento, y el campo de presiones es extraído de una ecuación adicional de presión obtenida de manipular las ecuaciones de continuidad y momento. Este método será el que usemos para las simulaciones del *MOMAQ*, ya que se ajusta perfectamente a sus condiciones, donde la presión será una de las principales variables de estudio que empleemos en el posterior post-procesado.

Por otro lado, existe otro esquema que es empleado para flujos compresibles de alta velocidad, conocido como *solver basado en densidad*, para el cual no entraremos en detalle por alejarse del objetivo del proyecto.

En resumen, en las siguiente tablas se detallan todas las configuraciones que se han dado al código CFD como input según el caso de estudio:

Configuración	Variable del modelo	Valor
k- $\varepsilon$ Standard	Cmu	0.09
	C1- $\varepsilon$	1.55
	C2- $\varepsilon$	1.92
	TKE Prandtl Number	1
	TDR Prandtl Number	1.3
	Solver type	pressure-based

Tabla 5.2: Tabla de configuraciones del caso *cerrado*

Configuración	Variable del modelo	Valor
k- $\varepsilon$ Standard	Cmu	0.09
	C1- $\varepsilon$	1.55
	C2- $\varepsilon$	1.92
	TKE Prandtl Number	1
	TDR Prandtl Number	1.3
	Solver type	pressure-based

Tabla 5.3: Tabla de configuraciones del caso *abierto*

### 5.3. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno son aplicadas de manera individual en cada región. En este apartado entra en juego el nombrado de selecciones que hicimos previamente al realizar el mallado del dominio. Dichas selecciones son guardadas por el código, de modo que se identifican como *boundary conditions*.

Estamos realizando una simulación fluidodinámica del funcionamiento de una instalación de laboratorio. Como tal, disponemos de información acerca de las propiedades de las zonas de contorno de la geometría, que daremos al programa para que las imponga. La mayoría de las regiones se comportan como paredes inmóviles donde tendremos un valor de temperatura específico a esa región que se mantendrá constante durante toda la simulación.

El único elemento móvil, veremos en el siguiente subapartado que es el pistón, el cual además se mantendrá a isotemperatura durante todo el proceso. Además de esto, unas nuevas condiciones deben imponerse en las zonas de unión entre los diferentes elementos de la malla.

En la siguiente tabla, se recogen las diferentes condiciones y sus valores, impuestas en cada región:

Región	Tipo de condición de contorno	Variable	Valor
Piston	<i>wall-moving</i>	Temperature	355.9 K
Head	<i>wall-stationary</i>	Temperature	352.3 K
Narrowing	<i>wall-stationary</i>	Temperature	352.3 K
Chamber	<i>wall-stationary</i>	Temperature	352.3 K
Liner	<i>wall-stationary</i>	Temperature	341.9 K
Intake port*	<i>wall-stationary</i>	Temperature	328.3 K
Exhaust port*	<i>wall-stationary</i>	Temperature	311.1 K
Inflow*	<i>inflow</i>	Temperature	328.3 K
		Pressure	<i>pec</i> profile
		TKE	0.02
		$\varepsilon$	0.003
Outflow*	<i>outflow</i>	Temperature- <i>backflow</i>	311.1 K
		Pressure	<i>psc</i> profile
		TKE	0.02
		$\varepsilon$	0.003

Tabla 5.4: Tabla de condiciones de contorno en las configuraciones de *abierto* y **cerrado**. (\*)Opciones únicas del caso abierto

Haciendo referencia a los casos de simulación en *abierto*, las condiciones de contorno deben reflejar la entrada y salida del flujo durante el proceso de renovación de la carga. Esta información es dada al programa por medio de las regiones coloreadas en azul (*inlet*) y rojo (*outlet*) en la **Figura 4.1**. Cuentan con un perfil de presiones asociado a cada una en función del instante temporal (el cual está ligado directamente con el instante angular de la posición del cigueñal), que se activa dando un valor a las celdas de dichas superficies (*pec.csv* y *psc.csv*). De esta manera se emula la entrada y salida del cilindro hacia los conductos que están conectados con el mismo. Dicha presión viene dada de manera relativa frente a la atmosférica, por lo que debe tenerse especial cuidado en los valores con que se inicialice al flujo. En apartados posteriores, se entrará en detalle acerca del gasto másico trasegado por cada región y los balances que se cumplen en el motor.

En el apartado de mallado, se introdujo que la malla correspondiente a la cámara de combustión había sido realizada por un programa externo, y que sería importada al módulo de cálculo junto al resto del dominio. Este proceso es sencillo, sin embargo, justo después de la importación, ambas mallas se encuentran inconexas, y aunque el fluido de trabajo sea el mismo, este no trasegará del dominio de una malla al de la otra.

Para solucionarlo, se introduce una condición de *interface* en los contornos de ambas mallas que deberían unirse a la altura del estrechamiento. El *Código 2* nos permite seleccionar manualmente dichos límites y establecerlos como zona de unión, de modo que disponemos de un único dominio con mallas distintas capaces de comunicarse aunque la unión no se realice celda a celda, es lo que se conoce como una *non-conformal mesh*.

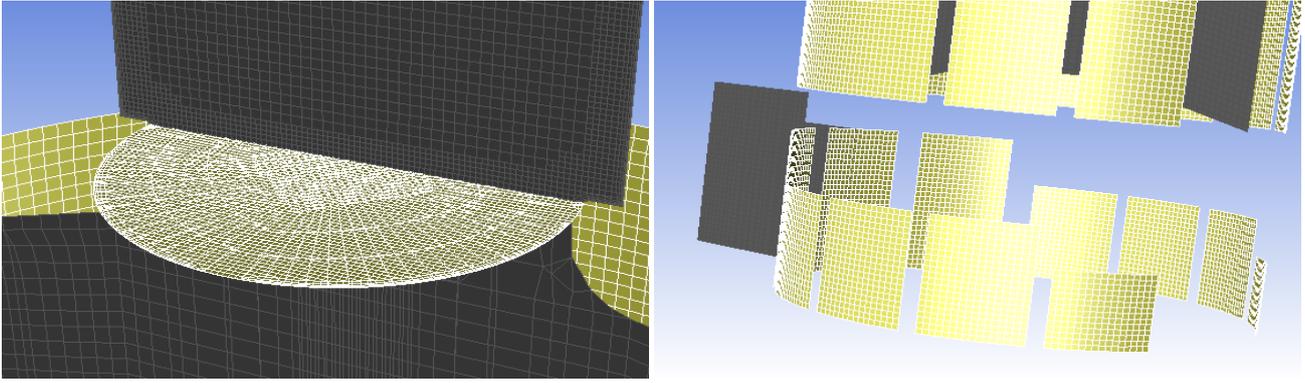


Figura 5.1: Regiones de *interface* marcadas en amarillo para el estrechamiento de la cámara (izq.) y los regiones de entrada y salida del flujo (der.)

Lo anterior es válido para ambos casos de estudio, *cerrado* y *abierto*. Sin embargo, en el caso en **abierto** se deben establecer otras 5 zonas de transferencia que se correspondan con las regiones de entrada y salida del flujo del cilindro. Para facilitar su comprensión, en la siguiente tabla aparecen nombradas las zonas de *interface*, así como las superficies que pertenecen a cada transferencia:

Mesh interface	Zone group 1	Zone group 2
<i>inter.cc – cilindro</i>	<i>cc2.surface;nterface</i>	<i>corte-momaq-opened</i>
<i>inter.escape – cilindro*</i>	<i>inter-escape</i>	<i>sup-esc</i>
<i>inter.t15 – cilindro*</i>	<i>sup-trans4</i>	<i>transfers-transfer1 &amp; transfer5</i>
<i>inter.t26 – cilindro*</i>	<i>sup-trans3</i>	<i>transfers-transfer2 &amp; transfer6</i>
<i>inter.t37 – cilindro*</i>	<i>sup-trans2</i>	<i>transfers-transfer3 &amp; transfer7</i>
<i>inter.t48 – cilindro*</i>	<i>sup-trans1</i>	<i>transfers-transfer4 &amp; transfer8</i>

Tabla 5.5: Tabla de grupos de *interface* para ambos casos de estudio

#### 5.4. Malla móvil

Tal y como se ha comentado en apartados anteriores, esta es una simulación transitoria, y por tanto, variable en el tiempo. Innegablemente, se trata de un problema angular donde debe de existir una unívoca relación entre el paso temporal y el paso angular. Así pues, la parte del dominio correspondiente al pistón del motor, se desplazará de acuerdo a los datos físicos del motor que especifiquemos en el código.

El *MOMAQ* es por sus características un motor *Diesel* lento, con una velocidad de revolución de 500rpm. A partir de este dato, la carrera efectiva, y otros parámetros conocidos como la longitud de la biela o el descentrado del eje, el código es capaz de asignar un cierto desplazamiento al pistón en cada instante temporal para moverse de acuerdo a estos parámetros.

Sin embargo, primero debe de ajustarse la malla, cuya longitud en el cilindro es equivalente a la carrera total. Aquí podemos hablar de un *punto de inicialización*, que será diferente según se plantee una simulación con el ciclo en cerrado o abierto. Para ello, es posible iniciar una primera simulación de movimiento, sin ningún tipo de cálculo fluidodinámico, y detenerla en el punto de inicialización requerido.

La malla será borrada capa a capa mediante un algoritmo de combinación *basado en altura*. De esta manera, especificando la longitud característica estándar de cada celda computacional (2mm en el *caso base*), el propio código la combinará con la celda adyacente de la siguiente capa. Este método permite evitar pasos temporales donde el *skewness* de la capa de celdas vigente en la dirección de desplazamiento pueda poner en riesgo la convergencia del problema.

Una vez alcanzado el punto de -100 CAD para el caso *cerrado* o -90 CAD para el caso *abierto*, la malla ya se encuentra en condiciones de iniciar el cálculo. De igual modo que esta es borrada progresivamente durante la etapa de compresión, es reconstruída durante la expansión, y la calidad alcanzada se verá muy favorecida si se ha creado una malla estructurada de forma cuidadosa.

Para realizar el cálculo, se consideró como óptimo un paso de 1 CAD para la configuración en *cerrado* tras diversas pruebas que arrojaron resultados muy similares. En el caso *abierto*, el paso utilizado parece tener una relevancia mucho mayor, por lo que pese a que originalmente se planteó emplear un paso de 0.5 CAD para agilizar el proceso de cálculo, este ha sido bajado posteriormente a 0.1 CAD al observar enormes diferencias entre ciclos. Dichas diferencias y sus posibles causas se tratarán más extensamente en las conclusiones.

## 5.5. Esquemas de resolución y criterios de convergencia

Los esquemas de resolución juegan un papel fundamental a la hora de conseguir una cierta resolución o precisión en los resultados. Mayoritariamente, podemos hablar de: acoplamiento presión-velocidad, discretización espacial y formulación transitoria.

El acoplamiento presión-velocidad, es una opción específica del *solver basado en presión* que estamos empleando en este código CFD. Marca el algoritmo matemático empleado para hallar el campo de presiones a partir del de velocidades, tal y como veíamos en el apartado sobre *Modelo de turbulencia*. Algo muy adecuado para flujos transitorios, donde además vamos a utilizar un paso temporal relativamente alto, es el algoritmo *PISO*. Se trata de un algoritmo predictor-corrector que sigue un orden específico de trabajo:

1. Discretizar la ecuación del momento para hallar un campo de velocidades intermedio.
2. Computar flujos másico en las caras de celda.
3. Resolver la ecuación de la presión.
4. Corregir flujos másicos.
5. Corregir velocidades con las nuevas presiones.
6. Actualizar las condiciones de contorno, el *time-step* y repetir el proceso.

Con lo cual está siguiendo un proceso iterativo que obedece a la siguiente expresión para la presión y las componentes de la velocidad:

$$\begin{aligned} p' &= p^{**} - p^* \\ u' &= u^{**} - u^* \\ v' &= v^{**} - v^* \end{aligned}$$

donde  $p'$ ,  $u'$  y  $v'$  son factores de corrección,  $p^*$  la presión inicial estimada por el predictor, y  $p^{**}$  la presión resuelta con la que obtenemos el resto de variables.

Adicionalmente, los parámetros que comprende la discretización espacial (presión, momento, TKE,  $\varepsilon$ ...) se establecerán en *segundo orden*, lo que incrementa el coste computacional, pero debe converger a una solución más precisa del flujo. Que los resultados posean esa precisión es un punto de interés, pues una de las principales motivaciones de este proyecto es comprobar el comportamiento del fluido en una región muy pequeña como es la cámara de combustión.

De igual modo ocurre con la formulación transitoria, originalmente se establece como de *segundo orden*. Posteriormente se analizará la influencia real de estas configuraciones, frente a una simulación

donde se establecen todos los parámetros en el *primer orden*.

Tipo de discretización	Variable objetivo	Método
Acoplamiento presión-velocidad	-	<i>PISO</i>
Discretización espacial	Presión	<i>2º orden</i>
	Densidad	<i>2º orden</i>
	Momento	<i>2º orden</i>
	TKE	<i>2º orden</i>
	$\varepsilon$	<i>2º orden</i>
	Energía	<i>2º orden</i>
Formulación transitoria	Implícito	<i>2º orden</i>

Tabla 5.6: Tabla de esquemas de resolución (comunes a ambos casos)

Antes de calcular el primero de los ciclos, debemos imponer unas condiciones o valores de inicialización de los que parte el flujo al empezar a calcular. Cuanto más cercanos sean estos valores a los finales, a priori desconocidos, más sencilla será la convergencia, y tomará menos tiempo en alcanzarla. Para los cálculos que realizamos, las condiciones en la inicialización son las siguientes:

Región de inicialización	Variable de inicialización	Valor
Cilindro	<i>Velocidades [u,v,w]</i>	[0,0,0]
	<i>Temperatura</i>	337.3 K
	<i>Presión</i>	49675 Pa
	<i>TKE</i>	62.02 $m^2/s^2$
	$\varepsilon$	17183.4 $m^2/s^3$

Tabla 5.7: Tabla de valores de inicialización para el caso *cerrado*

Región de inicialización	Variable de inicialización	Valor
Cilindro	<i>Velocidades [u,v,w]</i>	[0,0,0]
	<i>Temperatura</i>	304.7 K
	<i>Presión</i>	47802 Pa
	<i>TKE</i>	1 $m^2/s^2$
	$\varepsilon$	100 $m^2/s^3$
Intake	<i>Velocidades [u,v,w]</i>	[0,0,0]
	<i>Temperatura</i>	328.3 K
	<i>Presión</i>	38675 Pa
	<i>TKE</i>	1 $m^2/s^2$
	$\varepsilon$	100 $m^2/s^3$
Exhaust	<i>Velocidades [u,v,w]</i>	[0,0,0]
	<i>Temperatura</i>	311.1 K
	<i>Presión</i>	35275 Pa
	<i>TKE</i>	1 $m^2/s^2$
	$\varepsilon$	100 $m^2/s^3$

Tabla 5.8: Tabla de valores de inicialización para el caso *abierto*

Un último punto que puede tener bastante relevancia en el caso, trata sobre los criterios de convergencia. Estos consideran la simulación convergida en cada *time-step* después de un cierto número de

iteraciones en que son evaluadas las ecuaciones de conservación del problema. Normalmente, y así se hará en todos los casos, se trabaja en base a residuales de dichas ecuaciones que por defecto están situados en un orden de 0.001. Para asegurar que la convergencia es completa y se reproduce bien el comportamiento del flujo, ha sido bajado hasta 0.0001, un orden de magnitud menor.

Dicho criterio es bastante sólido para una simulación con estas características, sin incrementar demasiado el tiempo computacional. También es algo que no se alterará en ningún caso, pues está comprobado que existe alguna clase de vinculación de las perturbaciones numéricas con este criterio, que puede llegar a introducir un error del mismo orden que el causado por el paralelizado.

## 5.6. Conclusiones de la configuración

Anteriormente se han enunciado todas las posibilidades que envuelven la configuración de cada uno de los casos de estudio, así como las decisiones tomadas para preparar el cálculo CFD. En esencia, las mismas atienden a la necesidad de reproducir lo mejor posible el comportamiento fluidodinámico interno del sistema que se observa experimentalmente.

Lo más relevante en cuanto a configuración pasa por elegir el modelo de turbulencia adecuado, siendo el  $k-\varepsilon$  el que mejor se ajusta al caso, donde estamos estudiando flujo interno. Más concretamente, el problema se trabajará con *Standard*, la variante básica del modelo  $k-\varepsilon$  y que cuenta con la mayor robustez de cálculo. Otros submodelos algo distintos y que incluyen términos adicionales en la ecuación de transporte de  $\varepsilon$  con el fin de incrementar la precisión del cálculo, son: *RNG* y *Realizable*. Se plantea la posibilidad, llegados a este punto, de comparar en **trabajos futuros** si existen diferencias apreciables en el comportamiento del flujo empleando uno u otro submodelo.

Por otro lado, el tipo de *solver* ha sido definido como basado en presión, algo muy normal en problemas de estas características, donde las velocidades del flujo son relativamente bajas. También se ha puesto de manifiesto la importancia de definir apropiadamente las zonas de *interfaz*, que conectarán tanto la cámara al cilindro, como los *transfers* al mismo. Todas estas regiones contarán a su vez con sus condiciones de contorno, generalmente de tipo *wall* estacionario, y con una temperatura mantenida fija como ocurría en las condiciones de experimentación [1]. Sin embargo, la región inferior definida como *piston* (cabeza del pistón), poseerá un movimiento de *malla móvil* calculado a partir de los parámetros geométricos del motor.

Finalmente, los esquemas de resolución y sobretodo el orden de discretización espacial y temporal que se emplee, tendrán una gran importancia como se verá reflejado en los siguientes apartados, donde se describirá el efecto que tiene sobre la simulación el alterarlos. Los datos de inicialización por su parte, son constantes y pretenden ahorrar el máximo tiempo computacional posible haciendo comenzar el cálculo en unas condiciones parecidas a las de convergencia.

## 6. Puesta a punto del modelo en ciclo cerrado

Desde el apartado introductorio a este proyecto, se ha puesto de manifiesto la importancia del primero de los cálculos CFD previstos a realizar. El cálculo del caso *cerrado* comprende un intervalo angular que va desde el cierre hasta la apertura nuevamente de las lumbreras, pasando por PMS. Como su propio nombre indica, no existe entrada o salida del fluido de trabajo hacia o desde el dominio. En el presente capítulo se analizarán los resultados de este primer caso, centrandose en comparar y comprobar dos ámbitos principales: la ley de volúmenes seguida durante el desplazamiento del pistón, y la influencia del modelo de transmisión de calor (TC), por defecto en el *Código 2*.

Recordamos que para este caso, la malla empleada es aquella llamada *malla base*, con un tamaño de celda de 2mm. Sin entrar en detalle en cuanto a la malla, algunos de los próximos resultados, harán plantearse la necesidad de llevar a cabo un estudio de independencia de malla, que se verá en el próximo capítulo.

### 6.1. Ley de volúmenes y transmisión de calor

La primera comparación realizada involucra a dos de las principales variables de interés global para el problema: presión y temperatura. Para ello se representan de forma conjunta en la **Figura 6.1**, las curvas de presión y temperatura en los 115 CAD de simulación, frente a los mismos datos extraídos de la experimentación con PIV, y mediante el *Código 1*.

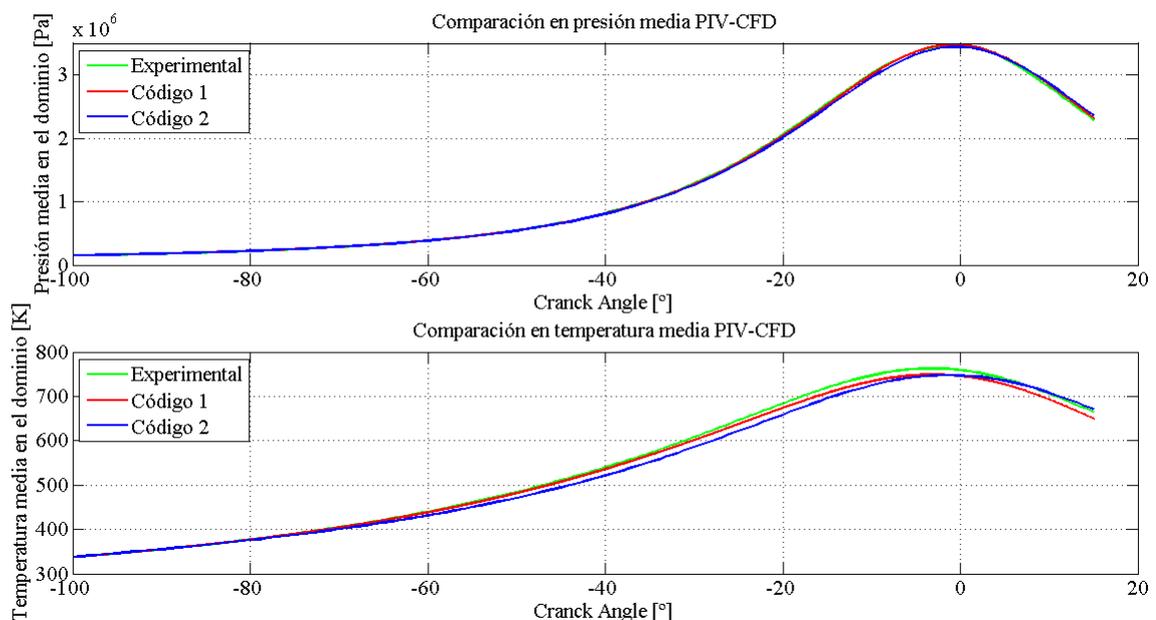


Figura 6.1: Curvas de presión y temperatura medias en el dominio para el *caso base*

Atendiendo a la primera gráfica, las tres curvas siguen prácticamente el mismo perfil, con una diferencia en pascales que cuantificada no alcanza los 40000 Pa en PMS, siendo este un punto de interés. Pese a este resultado, podemos extraer una serie de conclusiones, como que además de existir un *offset* entre gráficas, que se traduce en valores distintos para puntos concretos, las curvas se cortan entre sí. Debe existir, por tanto, un cambio de comportamiento en el cálculo, que haga que estas no sigan el mismo patrón.

Dicha diferencia se evidencia mucho más si nos fijamos en el perfil de temperaturas medias en el dominio. Antes de PMS, la curva del *Código 2* mantiene un valor inferior al experimental y al *Código 1*, mientras que durante el proceso de expansión, sus temperaturas son mayores a los dos anteriores. Esto evidencia que debe existir alguna diferencia entre los modelos de transmisión de calor de ambos

códigos, como hemos comentado antes. Aunque el *Código 1* no coincide completamente con los datos experimentales, sigue su misma tendencia, y hablamos de una diferencia de temperaturas en PMS del orden de 10K frente a los 500K de calentamiento del fluido por el proceso de compresión.

A fin de tener un poco más claro el origen de estas diferencias, se plantea el cálculo de las mismas variables de presión y temperatura en condiciones adiabáticas, es decir, de forma teórica a partir de las condiciones de inicialización al problema. Para ello hacemos uso de la siguiente expresión en un proceso iterativo para calcular grado a grado:

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma$$

Las condiciones en 1 son las de inicialización, mientras que el volumen en 2 es conocido a partir de la ley de volúmenes, algo que es necesario comprobar que sea igual para todos los códigos. Así pues, una vez implementado con ámbos códigos podemos comprobar que existen diferencias, a partir de la **Figura 6.2**:

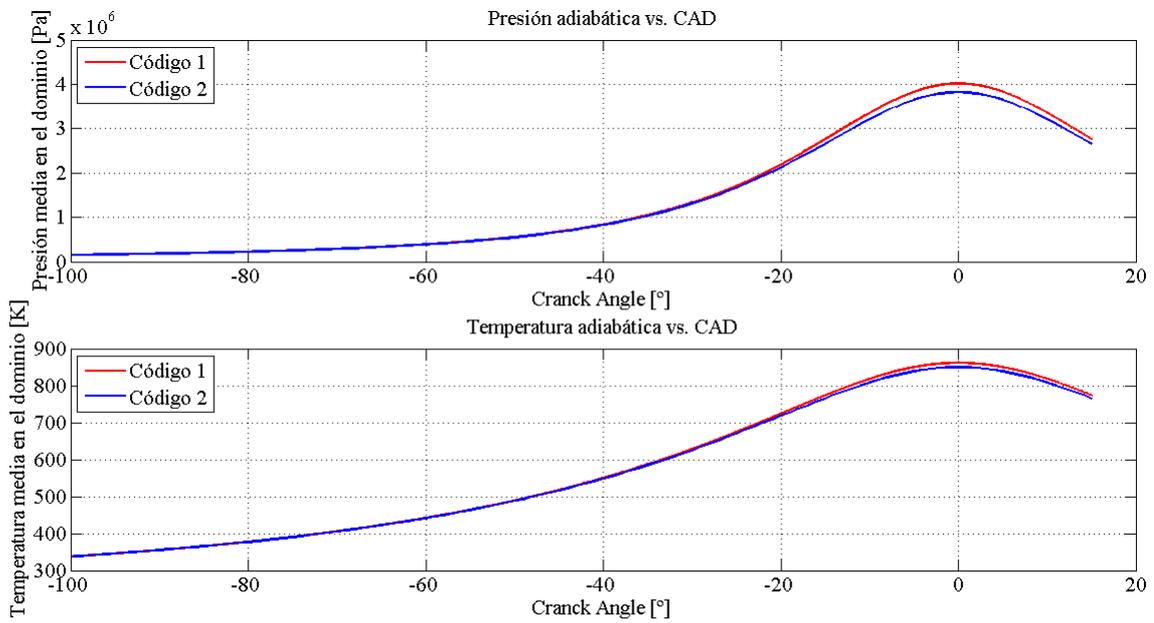


Figura 6.2: Curvas de presión y temperatura adiabáticas en el dominio para el *caso base*

donde se ha cogido  $\gamma=1.4$  (aproximadamente la del  $N_2$  en condiciones estándar).

Al haber realizado este cálculo como un proceso adiabático, es lógico pensar que estamos desterrando la incertidumbre asociada al modelo de TC. Luego la diferencia fundamental, aunque no la única, debe hallarse en la ley de volúmenes. Para poder ver esta diferencia, es calculada una ley teórica de volúmenes en base a las características geométricas del motor, el desarrollo es el siguiente:

$$V_\alpha = V_{cc} + \frac{\pi D^2}{4} [L_{m\acute{a}x} - L_\alpha]$$

$$L_{m\acute{a}x} = R \sqrt{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)^2 - e^2}$$

donde las magnitudes con el símbolo  $\alpha$  son dependientes del ángulo,  $V_{cc}$  es el volumen de la cámara de combustión (dato conocido al importar el modelo geométrico),  $L$  es la altura del pistón y  $D$  su diámetro. En la anterior ecuación,  $e$  nos relaciona el descentramiento-radio, pero como el pistón no está descentrado respecto del cigüeñal, este valdrá 0. Finalmente, se llega a una expresión que depende

de la posición angular:

$$V_{\alpha} = V_{cc} + \frac{\pi D^2 R}{4} \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \alpha - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - (\sin \alpha)^2} \right] \quad (6.1)$$

Más concretamente, dicha ley teórica (**Ecuación 6.1**) es aplicada dos veces, para el *Código 1* y el *Código 2*, ya que en intentos anteriores se comprobó que existía un pequeño *offset* en el volumen inicial reflejado por ambos códigos al comienzo del cálculo. Puede comprobarse en la **Figura 6.3** que el modelo teórico y el calculado han sido ajustados con una diferencia nula en PMS, de este modo puede verse cuánto se desvía respecto del primero en los procesos de compresión y expansión.

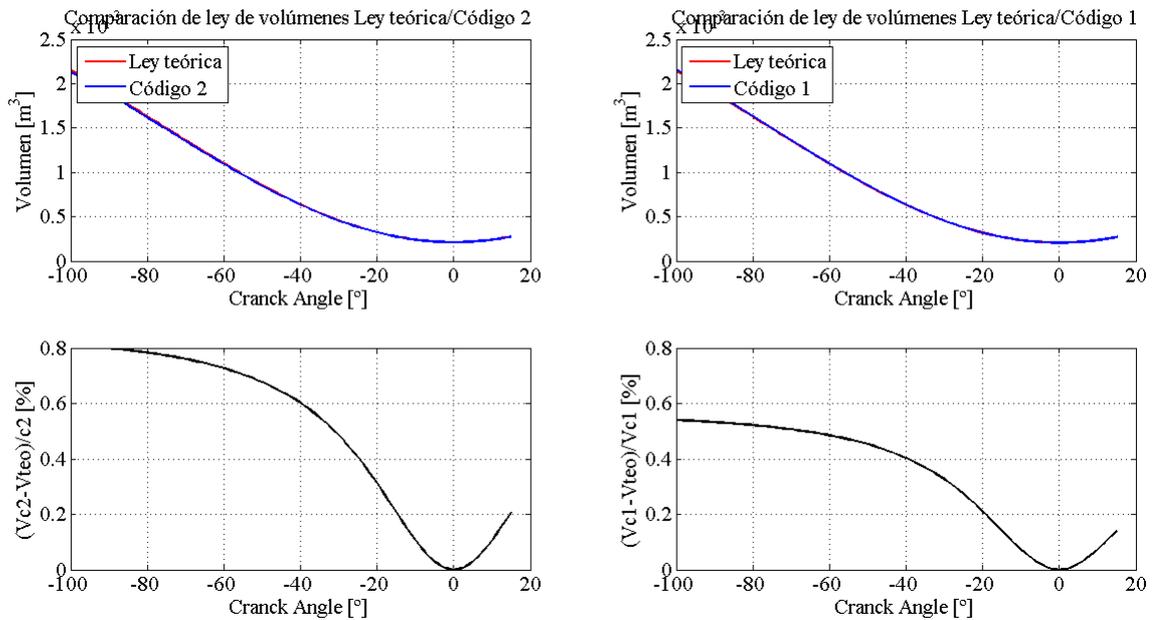


Figura 6.3: Comparación de ley de volúmenes con ley teórica para cada código. Ajuste absoluto (arriba), diferencia porcentual (abajo)

Si comparamos la misma diferencia porcentual en volumen relativo entre ambos códigos (**Figura 6.4**), vemos que esta se mantiene siempre en torno al  $\pm 2\%$ , y en cualquier caso se trata de una diferencia de volumen variable con la posición angular:

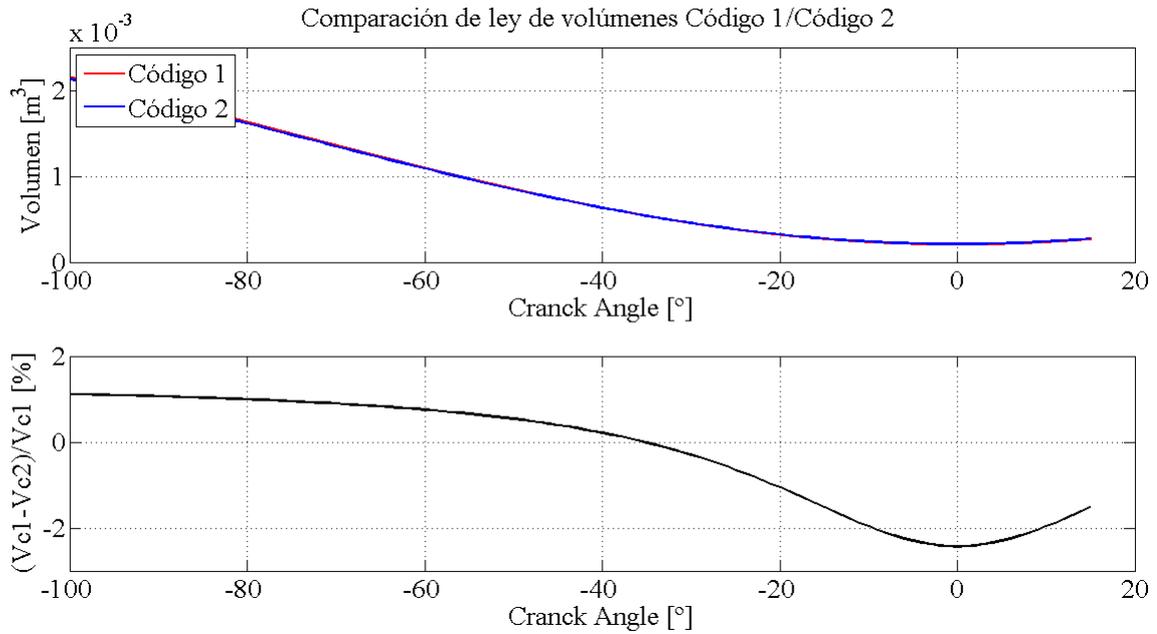


Figura 6.4: Comparación de ley de volúmenes con ley teórica de forma relativa entre códigos

Es importante destacar que esta comparación frente a una ley teórica no se realizó inicialmente, pero se hizo necesario al observar diferencias, anteriormente comentadas, en las curvas de presión de ambos códigos. En realidad lo que ocurre es que aunque ambos códigos trabajen con un modelo de TC que posea algunas diferencias, cualquier variación en el *squish* que se utilice en uno u otro caso induce cambios notables, del orden de varios bares hasta el quinto o sexto decimal. Varias pruebas previas fueron simuladas, hasta finalmente extraer la distancia empleada con el *Código 1* para introducirla en el *Código 2*, con lo que se consideró eliminada esta fuente de error por culpa del *squish*.

Tras calibrar el *squish* se continuaba observando una cierta diferencia de volúmenes entre ambos códigos. La razón que explica esta diferencia es la forma de las celdas que componen la malla cerca de los contornos del cilindro. Las caras de las celdas son rectas, mientras que deben componer un contorno cilíndrico, por lo que existe un error de aproximación. A esta conclusión se llegó al realizar el estudio de independencia, ya que al reducir el tamaño de las celdas, la aproximación a la circunferencia se obtenía de forma más precisa. Sin embargo, se terminó considerando que este efecto no tiene una influencia significativa sobre los resultados observados, pues el ajuste de las curvas de presión es el mejor observado hasta el momento.

Llegados a este punto, debe considerarse la otra fuente de incertidumbre sobre los resultados, es decir, la transmisión de calor. Aunque se asume que los modelos de transmisión de calor empleados por ambos códigos serán ciertamente diferentes, es posible cuantificar o aproximar cuán diferentes son, y si esto podría tener serias connotaciones cuando se realice el caso *abierto*. Así pues, se trabaja en base a la expresión de presión para un proceso politrópico:

$$\begin{aligned}
 P_1 V_1^k &= P_2 V_2^k \\
 \frac{P_1}{P_2} &= \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k \\
 \log\left(\frac{P_1}{P_2}\right) &= \log\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k
 \end{aligned} \tag{6.2}$$

La anterior **Ecuación 6.2** nos permite realizar una representación de la desviación entre ambos códigos (**Figura 6.5**), que atiende a las diferencias en el *coeficiente politrópico*,  $k$ .

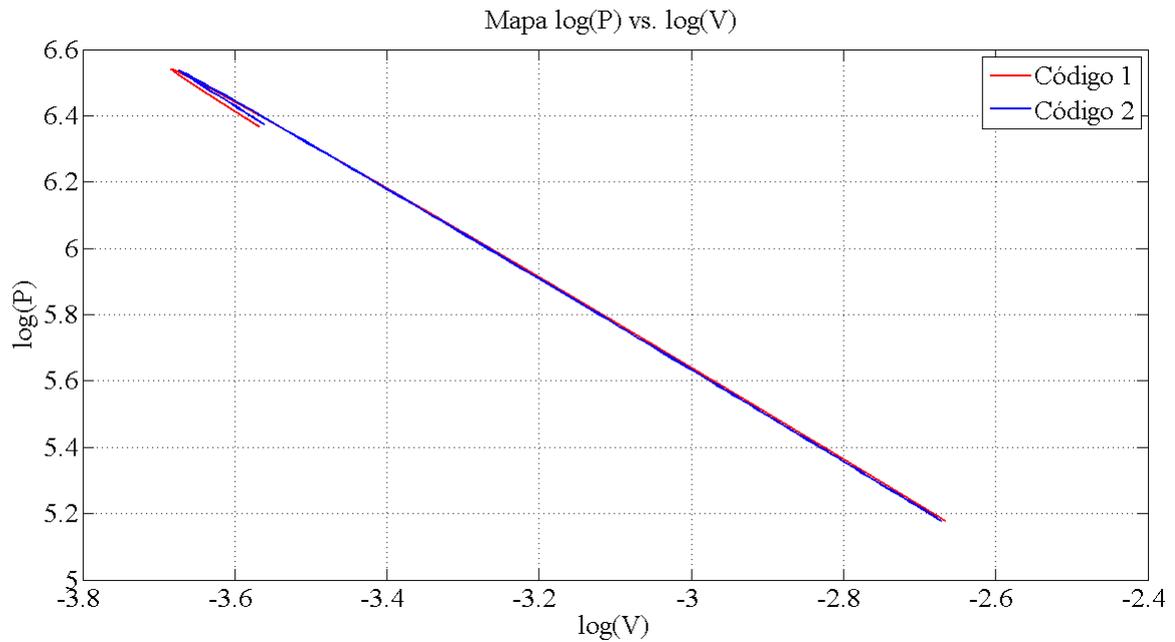


Figura 6.5: Comparación de la transmisión entre códigos en el *caso base*

Ambas curvas no son totalmente coincidentes, lo que confirma que existen diferencias en cuanto a la transmisión de calor, si bien esta no es excesivamente grande como ya indicaban resultados anteriores. En el PMS, el *coeficiente politrópico* se aproxima de forma asintótica al valor del *coeficiente adiabático* para el nitrógeno en dichas condiciones, pues la formulación empleada considera que sólo los procesos de compresión y expansión pueden ser considerados como procesos politrópicos.

## 6.2. Evaluación del movimiento del fluido en el caso de partida

Una vez con el caso ya calibrado, se pueden comenzar a obtener resultados del campo de velocidades local a la cámara. Existe una base de datos con los resultados de la experimentación también en cerrado (PIV [1]), y de un cálculo similar realizado mediante el *Código 1* [3]. Así pues, una comparación entre los 3 casos podría despejar ciertas dudas en el supuesto de que el comportamiento del flujo fuese similar.

Todas las comparaciones realizadas para este caso se encuentran recogidas en los **Anexos I y II**. Así pues, se escoge la representación para PMS, a fin de comentar el parecido del flujo entre códigos. Lo primero que puede apreciarse entre ambas imágenes es que corresponden a ambos planos situados a  $90^\circ$  el uno del otro, pero la estructura ascendente del flujo con dos grandes vórtices laterales es prácticamente idéntica para ambos códigos en sus respectivos planos.

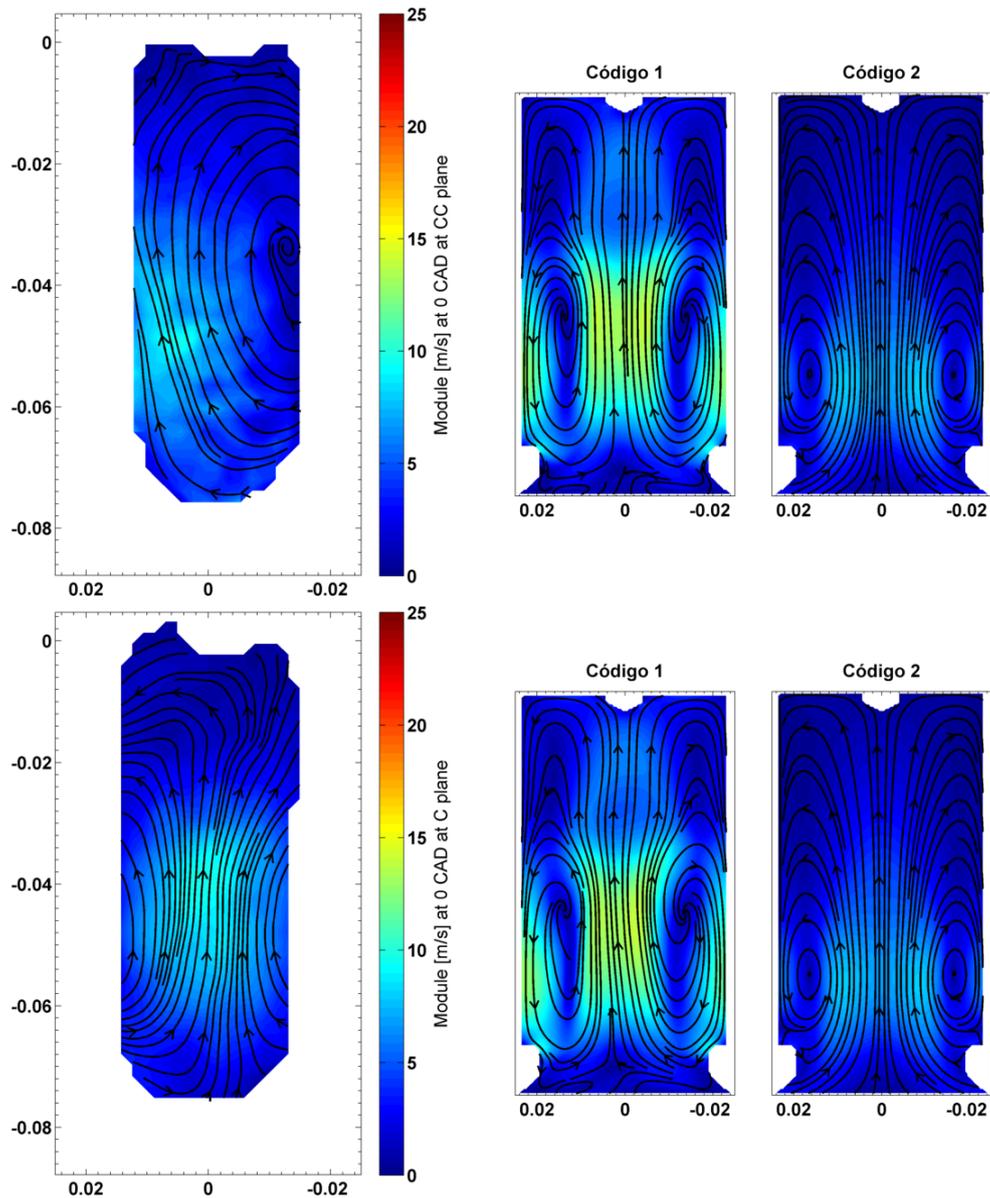


Tabla 6.1: Contornos de velocidad para el caso cerrado. Plano CC (arriba), plano C (abajo).

Esta similitud entre planos distantes, confirma que debe existir una cierta simetría en el flujo que circula en la cámara, y que ambos códigos reproducen ese comportamiento de forma muy parecida si nos fijamos en las *streamlines*. Por el contrario, los contornos del *Código 2* muestran que el flujo circula a mucha menor velocidad que en el *Código 1*, algo que no debería ocurrir dado que las condiciones entre ambos códigos son idénticas. Tomando como referencia los resultados experimentales del *PIV*, lo cierto es que ambos códigos presentan ventajas y carencias. El *Código 1* representa bastante bien, en lo que se refiere a valor de velocidad, el tramo de compresión antes de llegar a PMS, sin embargo, en el tramo de expansión continúa siendo excesivamente elevado cuando debería de haberse frenado de forma más acusada. El *Código 2* por otra parte muestra un comportamiento contrario, unas velocidades muy livianas en la compresión, que pueden significar un lento llenado de la cámara, y valores aún menores en la expansión, que en este caso sí son más parecidos a los datos experimentales.

Las imágenes anteriores nos muestran las velocidades únicamente en dos planos, por ello, resulta conveniente atender a cuál es la velocidad axial en el propio eje de la cámara de combustión. Esta representación, incluida en la **Figura 6.6**, debería darnos una buena idea de la velocidad con que la cámara se llena o vacía en conjunto:

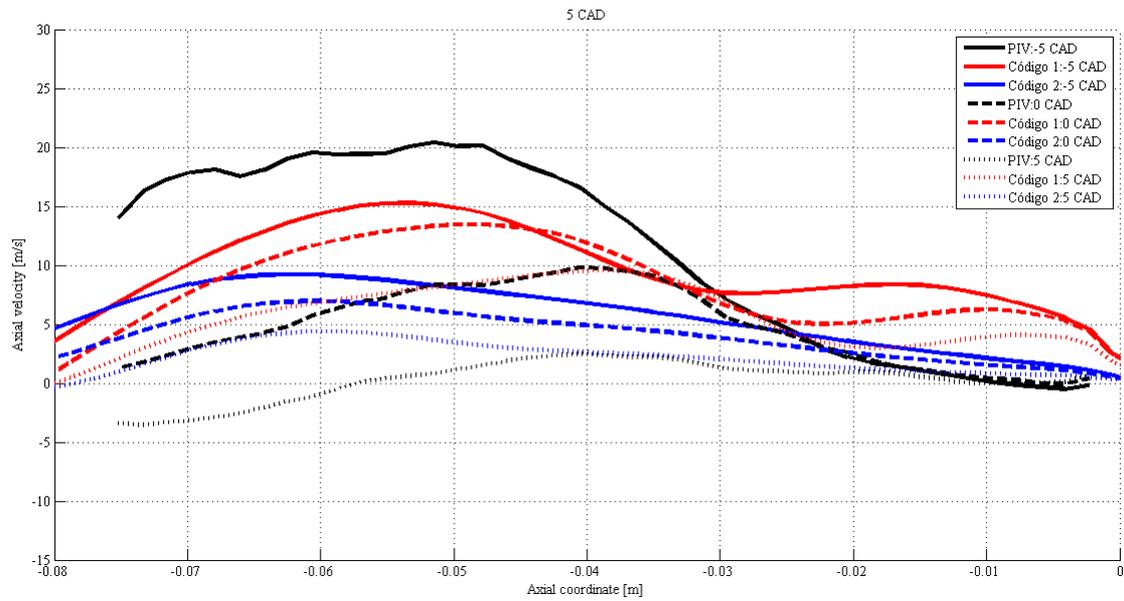
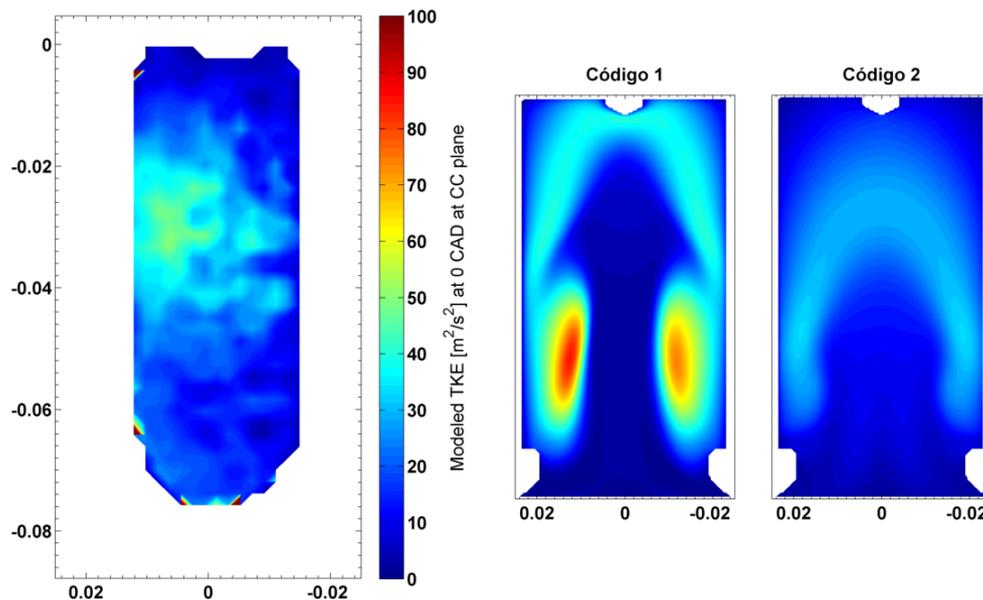


Figura 6.6: Velocidad axial del flujo según la coordenada axial para tres instantes angulares

Efectivamente, la velocidad axial del flujo sobre el eje, confirma lo anterior. Instantes antes de PMS, el *Código 1* presenta unos valores de velocidad más próximos a los datos experimentales, y a partir de ese momento se produce un cambio de tendencia en la expansión, que es capturado de mejor manera por el *Código 2*.

Otra forma de explicar la diferencia que se observa entre ambos códigos, pasa por representar la TKE<sup>8</sup>. Se trata de la energía cinética media por unidad de masa asociada con los torbellinos de un flujo turbulento, es decir, la cantidad de energía cinética extraída al flujo medio necesaria para mantener los torbellinos generados.



<sup>8</sup> *Energía cinética turbulenta*

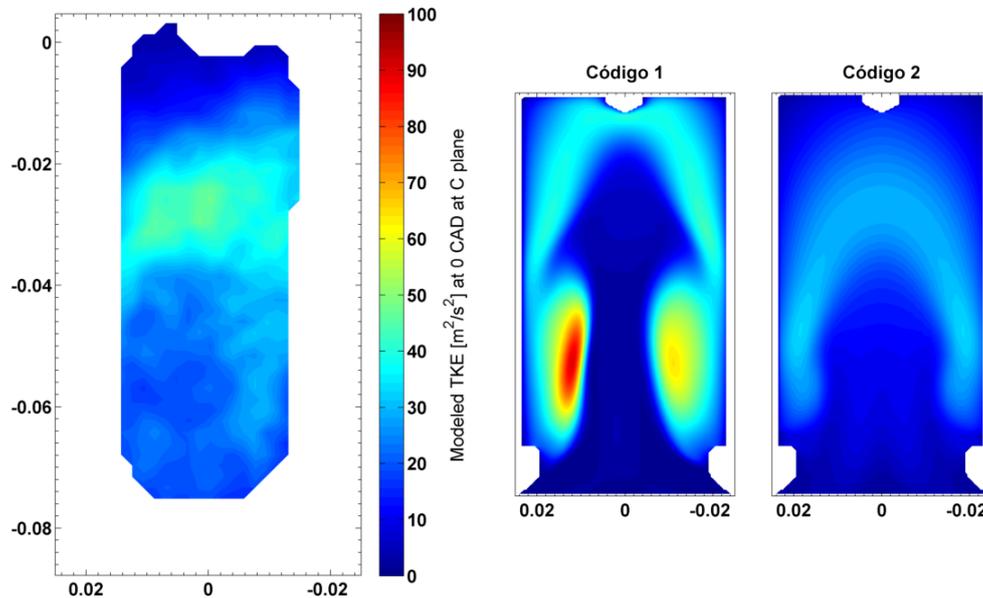


Tabla 6.2: Contornos de TKE para el caso cerrado (x3). Plano CC (arriba), plano C (abajo).

Todos los resultados de TKE para el caso cerrado se encuentran recogidos en el **Anexo II**. En la imagen anterior observamos cómo por lo general, sea cual sea el plano que miremos, los contornos de TKE son menores para el *Código 2*, lo que indica que se sustrae una menor energía cinética del flujo para mantener una turbulencia ya de por sí más lenta que lo observado en el *Código 1*. Durante el proceso, la energía cinética turbulenta se convierte en viscosidad, y con ello, en cambio de velocidades.

### 6.3. Estudio de independencia de malla

Tras comprobar los resultados obtenidos al calibrar el caso cerrado, debe lidiarse con la incertidumbre que genera la propia malla computacional. En cualquier cálculo CFD avanzado, el estudio de independencia de malla representa una de las herramientas clave a la hora de interpretar si los resultados obtenidos se corresponden con la realidad o no.

El estudio se divide en dos partes, que a efectos prácticos podrían ser considerados como dos estudios de independencia de malla propiamente dichos. Por un lado, se comprueba la dependencia de los resultados con el tamaño de celda empleado en el cilindro y la garganta, sin alterar el tamaño de celda de la cámara de combustión (2mm como punto de partida). Por otro lado, una vez seleccionada la malla que se considera independiente, se variará el tamaño de celda de la cámara, hasta seleccionar una malla computacional completamente independiente.

Los criterios de selección están basados en las máximas diferencias observadas entre caso y caso, y en la diferencia en coste computacional, pues si bien es beneficioso obtener la máxima precisión, no debe perderse de vista que se trata de un proyecto que debe cumplir con unos plazos limitados. Así pues, si en el caso base se realizó el cálculo mediante una malla de 2mm de tamaño estándar de celda, en el presente apartado se compara con otros tres casos: 3mm, 1.5mm y 1mm. No se han considerado casos de mayor refinamiento por excederse el número de celdas y coste computacional esperado para un problema de estas características (en torno a 1.5 millones de celdas para el caso abierto).

Inicialmente, asumiremos las mismas variables globales de estudio: presión y temperatura. Y se realizará una comparación entre leyes de volúmenes para comprobar en qué medida se atenúa el error de aproximación a la superficie cilíndrica que veíamos en el anterior apartado. Dichas variables muestran un comportamiento parecido en los casos de malla refinada, con respecto al que observábamos en el *caso base*, pero con unas sutiles diferencias.

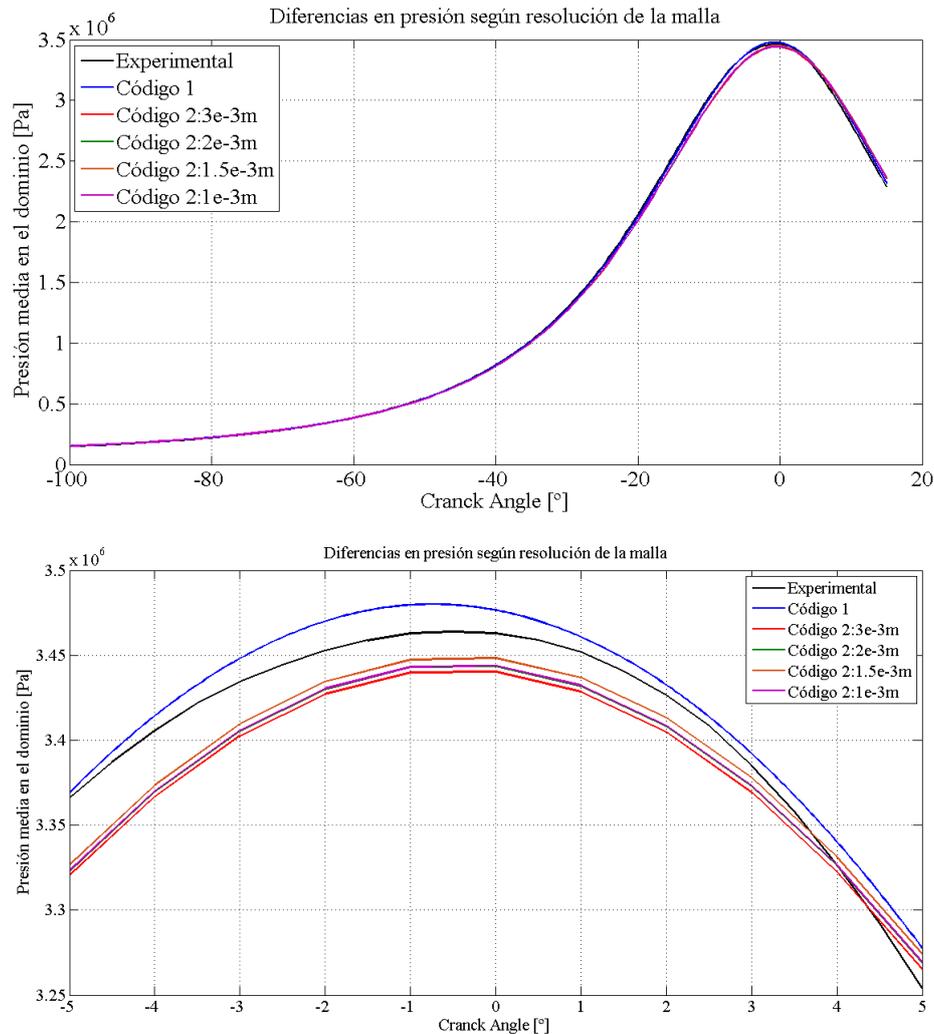


Tabla 6.3: Curvas de presión media en el dominio para el estudio de independencia de malla (arriba). Ampliación en torno a PMS (abajo)

Al hablar de la presión media (**Tabla 6.3**), se observa muy poca variación en las curvas. Existe el mismo desfase que se observaba para el caso base, lo que hace pensar que los resultados nuevamente estarán desviados por el modelo de transmisión de calor, que no ha sido alterado. La malla de 1.5mm parece presentar una tendencia al alza, más cercana a la experimental, si bien la diferencia con el resto es prácticamente despreciable.

No ocurre lo mismo si comparamos las curvas de temperatura media (**Tabla 6.4**). A medida que se emplea una malla más refinada, la pendiente de la curva de temperatura se aproxima más a la experimental, antes de PMS. Durante la expansión, actúa más drásticamente el modelo de transferencia de calor y volvemos a ver un cambio de tendencia. Así mismo, en torno a PMS ocurre el cruce de curvas, donde como veíamos por medio del cálculo politrópico, el exponente se aproxima asintóticamente al *coeficiente adiabático* para el nitrógeno en ambos códigos, aunque luego diverjan en la expansión.

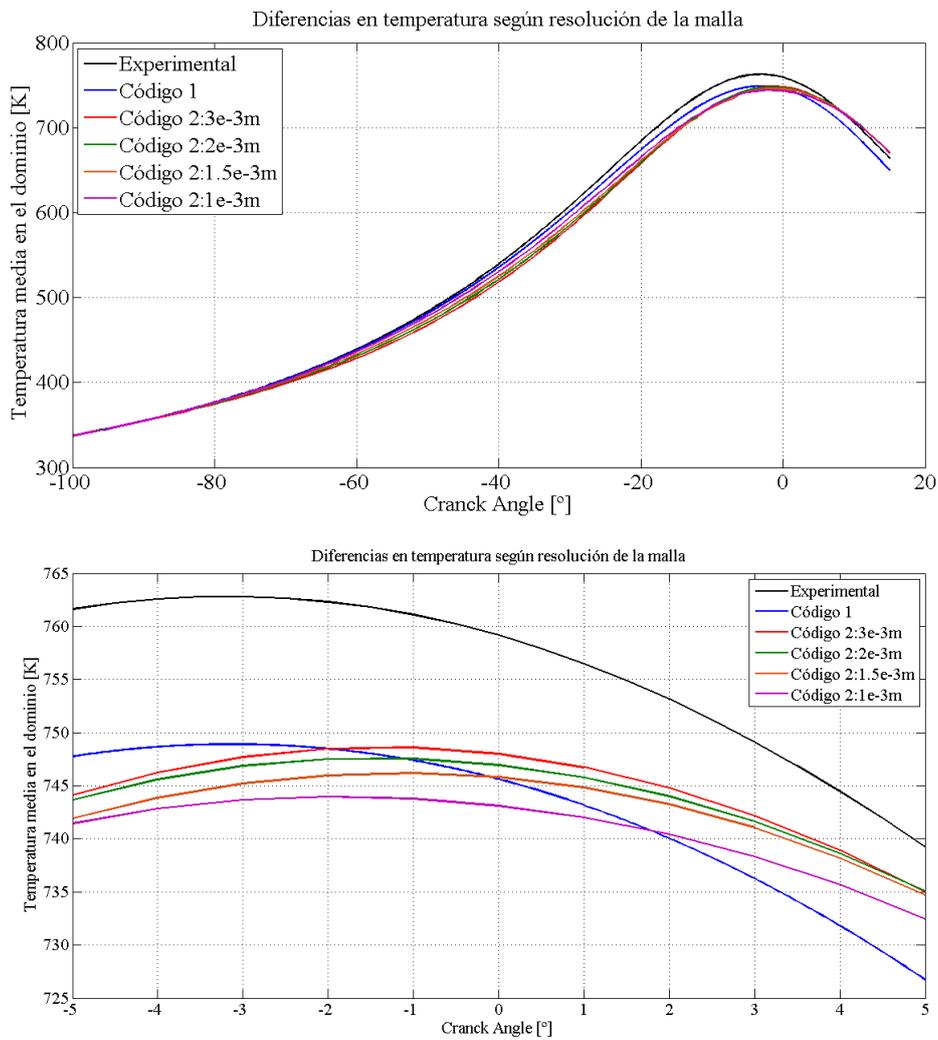


Tabla 6.4: Curvas de temperatura media en el dominio para el estudio de independencia de malla (arriba). Ampliación en torno a PMS (abajo).

Para visualizar un poco mejor estas diferencias, podemos mirarlas a nivel porcentual, comparando cada malla con su siguiente más refinada en la **Figura 6.7**. El resultado nos da a entender que las diferencias son bastante pequeñas, aunque lo que verdaderamente interesa es la tendencia que sigan:

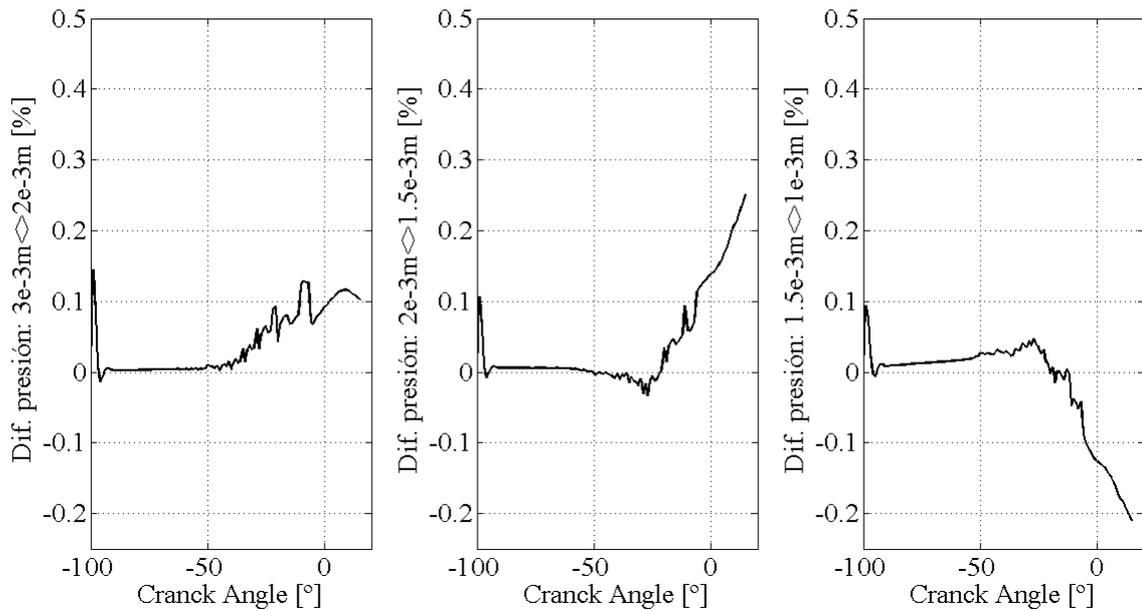


Figura 6.7: Diferencias porcentuales de presión entre mallas

A la vista de la segunda gráfica comparativa, la malla de 1.5mm representa una presión mayor a partir de cierto ángulo que la de 2mm, y la de 1mm vuelve a bajar la presión relativa a la primera malla. Por tanto, las mallas de 1mm y 2mm deben ser bastante parecidas en cuanto a curva de presión, y prácticamente coincidentes. Por su parte, la malla de 1.5mm es por muy poco la más cercana al caso experimental. Siguiendo este resultado, podemos darla por válida, ya que la presión constituye la principal variable que nos interesa ajustar en el modelo junto con el volumen. Ahora bien, si nos fijamos en las diferencias de temperatura, aquí sí existe una diferencia más abultada, que tiene su origen en la transmisión de calor como puede apreciarse en la **Figura 6.8**:

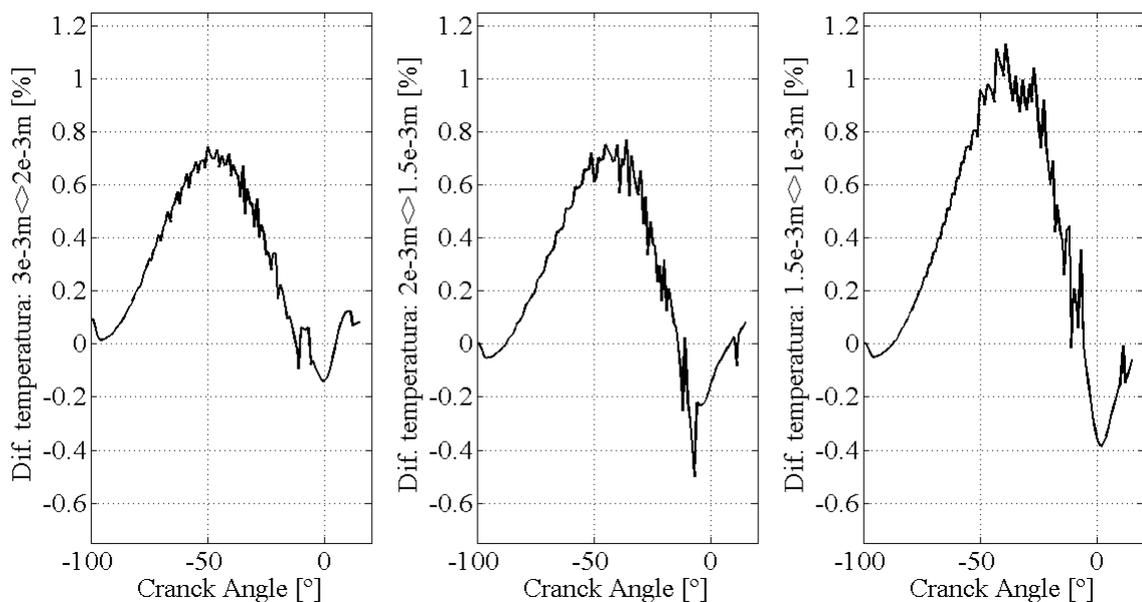


Figura 6.8: Diferencias porcentuales de temperatura entre mallas

En base a estos resultados, la malla más interesante sería la más refinada, 1mm. Más adelante, se concluirá en qué resultados tienen más peso e interés a la hora de escoger la malla final para el cálculo.

Al hablar de ley de volúmenes (**Figura 6.9**), podemos establecer una comparación similar a la realizada en el apartado anterior, por medio de un modelo teórico equivalente en PMS. Las diferencias no llegan a un 1%, y aunque pequeña, parece sí tener efecto sobre el error de aproximación al cilindro, pues el método de mallado no ha sido alterado, únicamente el tamaño de celda.

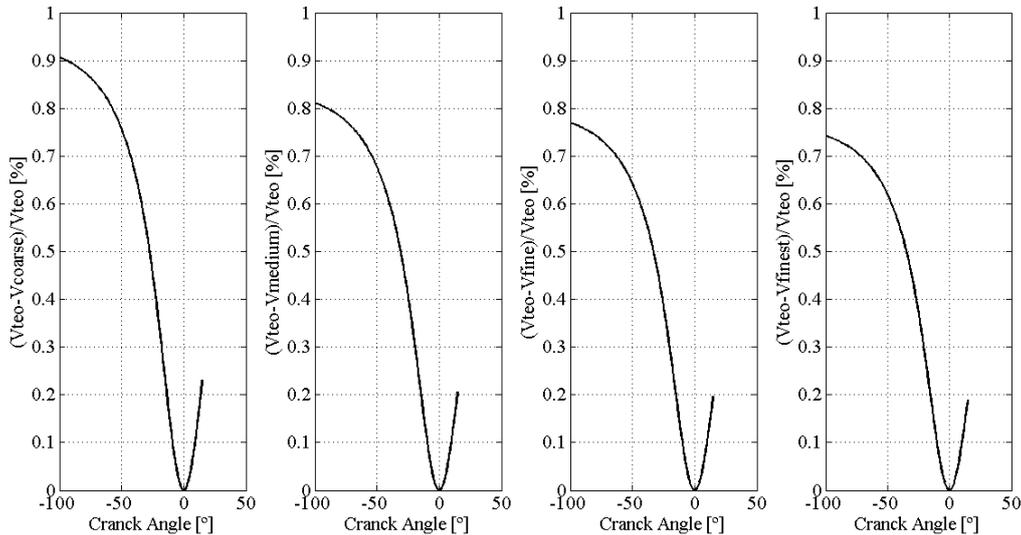


Figura 6.9: Ley de volúmenes frente a ley teórica para las diferentes mallas

Si lo vemos de forma relativa entre ellas, podemos comprobar que existe una mayor diferencia de la malla de 3mm frente a las demás, donde las diferencias se acortan. A priori, podemos descartar esta malla más bruta. Para completar el análisis, ya se ha comprobado que existen pequeñas diferencias entre los casos al hablar de las variables globales promediadas en el dominio. Estas no son para nada concluyentes, y al verse sometidas al efecto de dos fuentes de incertidumbre como son el desajuste en la ley de volúmenes y el modelo de transferencia de calor, se hace necesario atender a elementos locales que puedan ser de interés.

Las velocidades en la cámara en PMS (0 CAD) pueden dar una valiosa información acerca de la influencia que tiene el tamaño de la malla aguas abajo de la garganta. Aunque la resolución de la cámara de combustión no haya sido cambiada todavía, la malla que se haya utilizado en el cilindro, puede influir en las condiciones del flujo entrante a la cámara. Este instante resulta de interés porque es el punto final del proceso de compresión, y donde la velocidad del propio pistón se hace nula.

La componente axial de velocidad es el parámetro que mayor información aporta, pues el campo de velocidades en este instante debería estar marcado por el ascenso del flujo desde la garganta. Pueden observarse las diferencias a partir de la **Figura 6.10**:

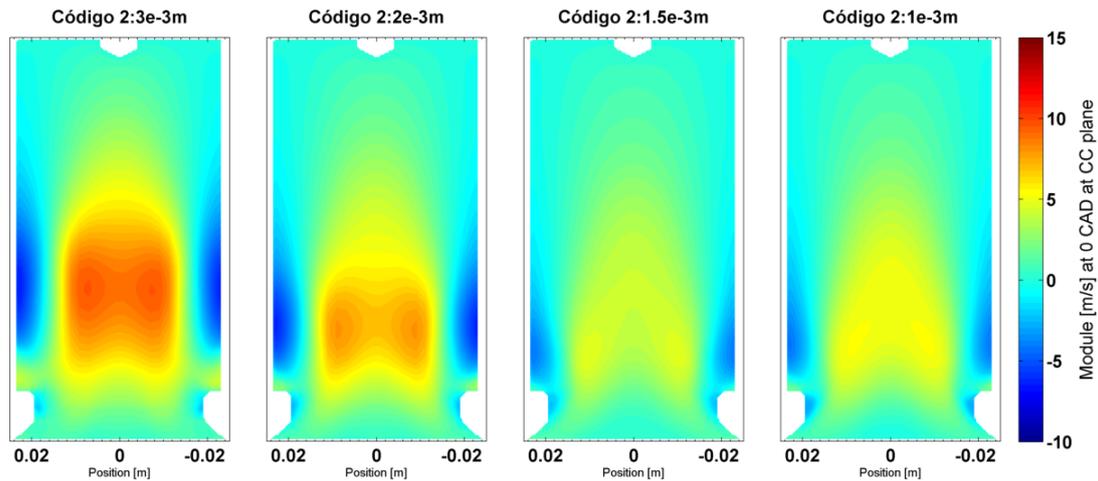


Figura 6.10: Contornos de velocidad axial para las diferentes mallas en PMS

Como puede comprobarse, la malla más gruesa representa una región central de velocidad elevada, que se aleja bastante de lo observado en los demás casos. Las mallas de 1.5mm y 1mm arrojan los resultados más parecidos entre sí, y el caso base (2mm) parece ser un resultado intermedio. Los contornos de velocidad obtenidos para la malla de 1.5mm parecen un tanto extraños, ya que la región central presenta una menor velocidad que la que puede observarse en los casos anterior y posterior. Así pues, cabe la posibilidad de que en dicho caso predominen otras componentes de velocidad, fruto de alguna inestabilidad o estructura turbulenta formada por un cambio en la estructura del flujo. Podemos atender al módulo de velocidad nuevamente entre estos 4 casos para comprobar esta hipótesis en la **Figura 6.11**:

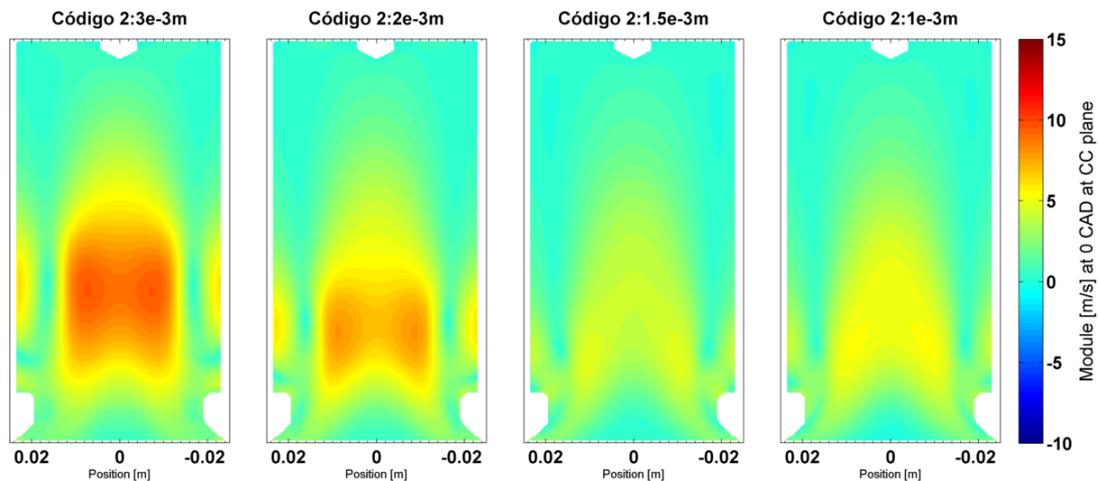


Figura 6.11: Contornos de módulo de velocidad para las diferentes mallas en PMS

Esta imagen es muy parecida a la anterior, y es que la contribución de las componentes X e Y al módulo de velocidad es prácticamente residual salvo en los laterales, donde aparece algún tipo de recirculación. Por lo general, volvemos a ver cómo el resultado de la malla de 1mm, que sería la más fina, tiende a representar una velocidad mayor en la región central. En referencia a la comparación de módulos de velocidad con el *Código 1* y los datos de PIV, es de destacar que los resultados del *Código 2* presentan unos valores en velocidad por lo general, bastante más bajos a los otros dos. En base a este criterio, podríamos decir que las mallas de 1mm y 2mm son las que más se acercan a la realidad en este aspecto local.

Como bien se ha indicado en la introducción, este es un proyecto con un tiempo limitado, y nos interesa el ahorro en tiempo computacional. Si miramos una comparativa de los tiempos de convergencia de los diferentes casos (**Figura 6.12**), podemos ver claramente que el caso de mayor interés, por su coste

y por los resultados anteriores que muestran que no existen enormes diferencias, es continuar con la malla base de 2mm.

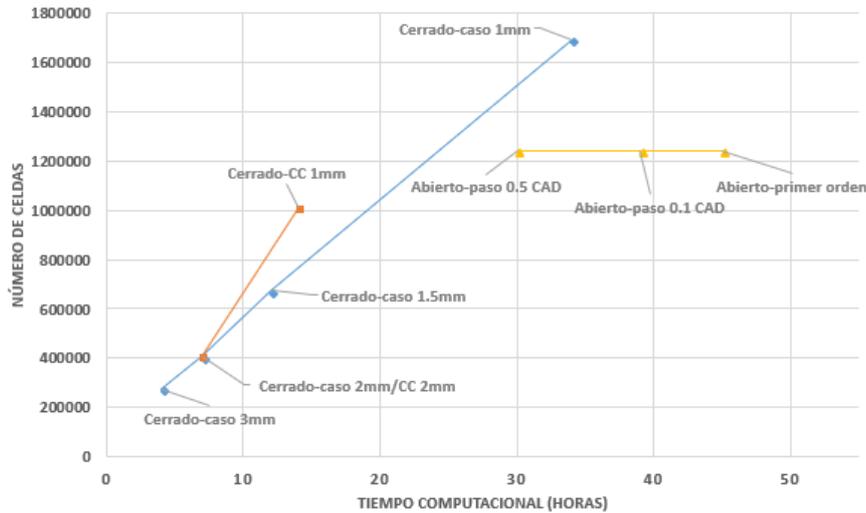


Figura 6.12: Comparativa del tiempo computacional frente al número de celdas

No en vano, esta malla fue elegida en la configuración conociendo de antemano que resultó elegida en un estudio similar realizado para el *Código 1*. Una vez llegados a esta conclusión, queda realizar el último proceso en el estudio de independencia de malla, consistente en comparar el cálculo entre las dos mallas de que disponemos para la cámara de combustión: 1mm y 2mm.

Los siguientes resultados corresponden a dos cálculos realizados con sendas mallas de cámara, acopladas a la malla de 2mm, fruto del razonamiento anteriormente visto. Si se comparan las variables globales entre casos, tal y como venimos haciendo hasta ahora, es posible observar que apenas existen diferencias en cuanto a volumen y presión se refiere (**Figura 6.13**), pero es sin embargo en temperatura donde se maximizan las diferencias, alcanzando un valor pico del 1%.

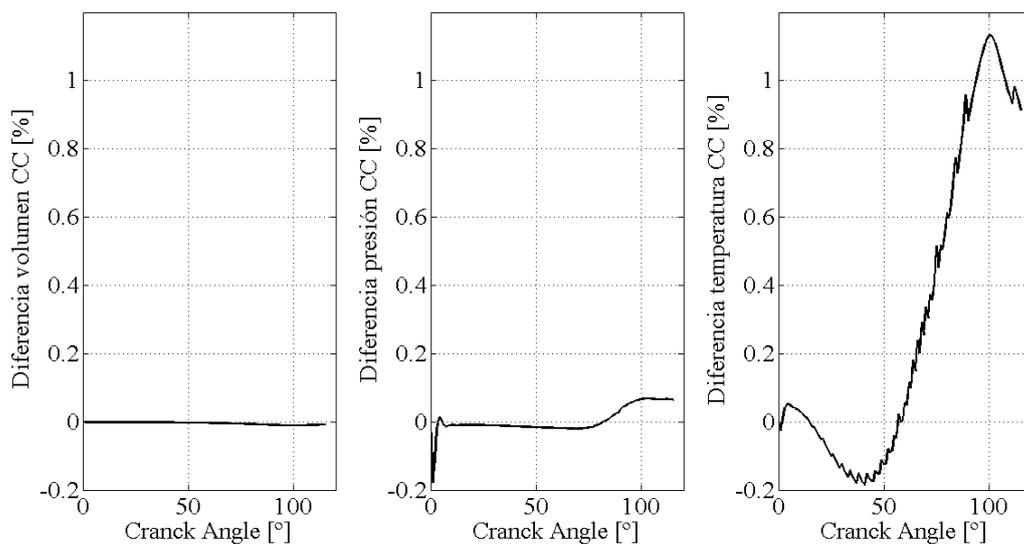


Figura 6.13: Comparación de variables globales de las mallas de 1mm y 2mm en la cámara de combustión

En base a ello, no existen unas diferencias concluyentes entre ambas mallas que hagan pensar en elegir la malla más refinada de 1mm. Sin embargo, debe atenderse a las características locales del flujo antes de escoger un caso u otro. Pese a que el dominio en su conjunto refleje unas condiciones casi idénticas en ambos casos, pueden estar sucediendo ciertos fenómenos dentro de la cámara que alteren el mapa de velocidades del flujo local, algo que forma el epicentro del estudio llevado a cabo en este proyecto.

Para ello vamos a comparar las velocidades locales en ambas cámaras, tanto en módulo como en su componente predominante que es la axial. La componente axial de velocidad era introducida anteriormente para comparar los contornos de velocidad en PMS que provocaba cada una de las posibles mallas del cilindro. Dichos resultados han sido escogidos en el rango de estudio predeterminado (-10:15 CAD), debido a que la diferencia en PMS es tan sutil que resulta más provechoso comprobar la evolución del campo de velocidades antes y después. A este respecto, puede comprobarse que aparecen pequeños cambios en la región central (**Figura 6.14**), donde se alcanza la mayor velocidad axial, pero que a falta de una cuantificación exacta, no sería suficiente para descartar la malla de 2mm, que tiene un coste computacional menos elevado.

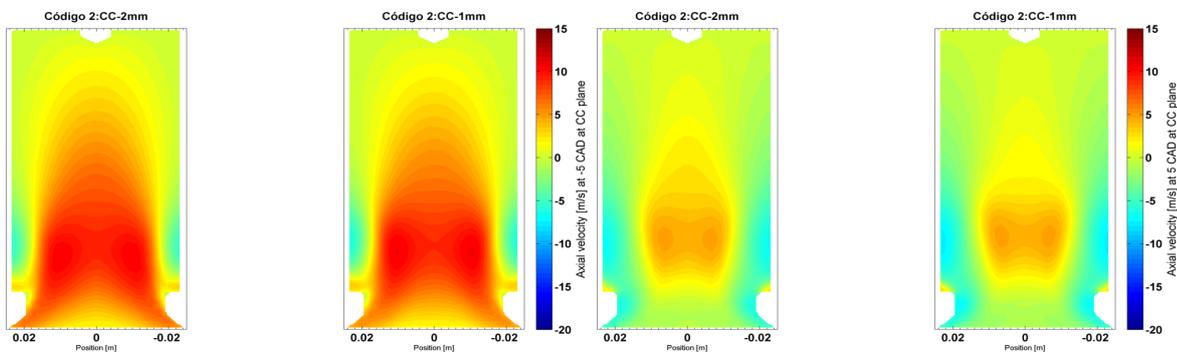


Figura 6.14: Contornos de velocidad axial para dos discretizaciones de cámara en instantes cercanos a PMS. -5 CAD (izq.) y 5 CAD (der.)

Del mismo modo, la diferencia parece muy pequeña viendo el módulo de velocidad en la cámara, en la **Figura 6.15**. La velocidad axial es predominante en casi toda la región, salvo en los laterales, donde se forman vórtices de recirculación bastante simétricos.

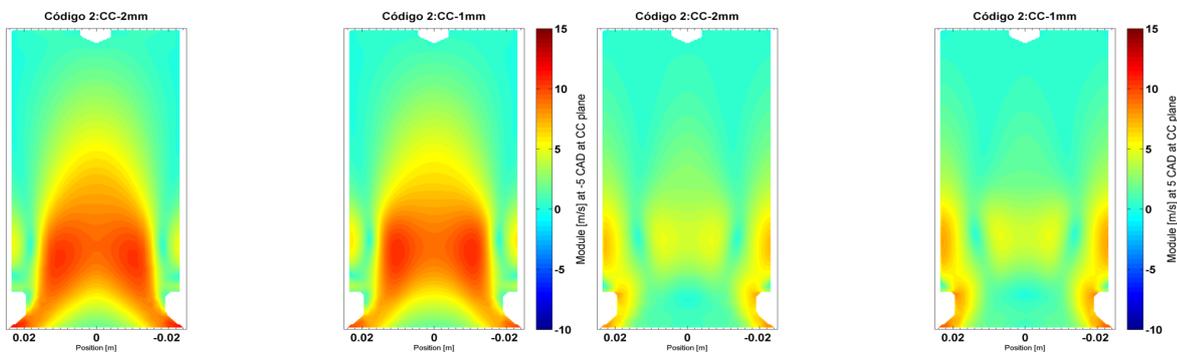


Figura 6.15: Contornos de módulo de velocidad para dos discretizaciones de cámara en instantes cercanos a PMS. -5 CAD (izq.) y 5 CAD (der.)

Todo parece indicar que la diferencia en los resultados es lo suficientemente pequeña como para descartar la malla de 1mm, sin embargo deben tenerse en cuenta otras consideraciones. A lo largo de toda la parte del proyecto correspondiente al caso en cerrado, los esquemas de discretización empleados han sido de segundo orden, con los cuales se presentan estos resultados. Anteriormente, se ha probado la posibilidad de rebajar el orden de discretización a primer orden, de modo que el cálculo resultase más difusivo numéricamente y se homogeneizasen los resultados del flujo. Dicho cálculo intermedio mostraba una mayor diferencia en el campo de velocidades al ser calculado con ambas mallas, tendencia que desaparece al ser empleados los esquemas de un orden superior.

Como la malla resultante de este estudio será aquella empleada en el caso abierto, se ha tomado la consideración de escoger la cámara de 1mm para los estudios posteriores. De esta forma, y al no quedar completamente clara la influencia que esta pudiera tener sobre los resultados, se elimina una fuente de incertidumbre, y el coste computacional adicional no implica una gran diferencia. Es de destacar que esta decisión viene motivada por el hecho de que uno de los estudios comparativos que se realizarán para el caso abierto consiste en emplear cálculos de primer orden para comprobar el efecto de ese factor difusivo en RANS.

#### 6.4. Conclusiones extraídas de la puesta a punto del ciclo en cerrado

A lo largo de este apartado, se han extraído resultados del más sencillo de los casos planeados para este proyecto, que es el caso de ciclo cerrado. Dichos resultados apuntan a que existen dos fuentes de error en el problema, que generan una diferencia en los resultados entre el *Código 1* y el *Código 2*. Atendiendo a variables globales como pueden ser la presión o la temperatura, las diferencias no son demasiado grandes, pero muestran un desajuste debido principalmente a un error en la ley de volúmenes, y a diferencias en el modelo de transmisión de calor.

Dichas diferencias han sido cuantificadas hasta el punto de determinar que son admisibles para la comparación del campo fluidodinámico. Atendiendo al comportamiento del flujo en la cámara, se ha determinado que el patrón seguido por el mismo es bastante similar en cuanto a la simetría del flujo entre planos, y la aparición de grandes zonas vorticales. De igual forma, la comparación entre velocidades axiales no arroja demasiada luz sobre el problema, si bien en término medio si se aprecia un cierto parecido entre casos.

Posteriormente, el estudio sobre la TKE, hace entrever que el *Código 1* reproduce una mayor energía turbulenta, que a la larga se traducirá en un salto de velocidades entre las estructuras turbulentas de la cámara, acelerando el flujo. No así en el *Código 2*, donde la TKE y las velocidades en cámara son considerablemente menores.

En este apartado, se ha realizado también un estudio de independencia de malla, donde han entrado en juego las mismas consideraciones que se utilizaron anteriormente. En base al balance con el tiempo computacional empleado, y la precisión requerida, puede concluirse que la malla del cilindro con 2mm de resolución, acoplada a la malla de cámara de 1mm, arrojan los resultados más favorables. Por ello, esta malla será la empleada al calcular el ciclo en abierto.

## 7. Análisis de resultados del ciclo abierto

A lo largo de este apartado se verán diferentes estudios y comparaciones que apelan al origen de este proyecto. Desde el comienzo de esta memoria, se ha tratado de hacer comprender al lector todo el proceso seguido para preparar el dominio y la malla computacional, así como los primeros resultados extraídos de un caso en cerrado, sin entrada ni salida del fluido. Todo lo anterior constituye una preparación, a fin de llegar a una comparación plena de los resultados de una simulación completa del motor, donde se pongan de manifiesto las similitudes y diferencias con el otro código CFD comercial y los resultados experimentales de que se disponen.

Posteriormente, el estudio de independencia de malla visto en el anterior apartado, permite confirmar la fiabilidad de los resultados en cuanto a la influencia que sobre los mismos pudiera tener la malla computacional. En este capítulo, se hablará principalmente del comportamiento del flujo en términos de velocidad, a su paso por la cámara de combustión y de los perfiles de entrada y salida de flujo al dominio en los tiempos de apertura de las lumbreras.

Para realizar una comparación acertada y dado el carácter transitorio del estudio, se ha realizado el cálculo de varios ciclos, de modo que pueda estudiarse la dispersión cíclica, uno de los puntos que motivan este proyecto. La dispersión constituye una de las principales incógnitas en los resultados alcanzados mediante el *Código 1*. En este proyecto se han llegado a realizar 5 ciclos consecutivos completos en el cálculo, ya que como se veía anteriormente en la **Figura 6.12** el tiempo de convergencia tomado por cada uno resulta bastante exigente pese a las decisiones tomadas durante la preparación. El estudio anterior, perteneciente a un *Trabajo de Fin de Máster*, llegó a contar con 15 ciclos, donde la dispersión persistía ciclo a ciclo, sin observar similitudes apenas apreciables.

En base a otros proyectos similares, si bien puede observarse una cierta dispersión, esta debería atenuarse hasta considerar que se ha llegado a una especie de pseudo-estacionario al cabo de algunos ciclos. Teniendo en cuenta que en ambos estudios descartamos el primer ciclo, ya que este es tomado como ciclo de inicialización, cinco ciclos debería ser un rango lo suficientemente amplio para observar cómo se estabiliza el comportamiento fluidodinámico. Como se verá más adelante, esto no tiene por qué ser así.

Así pues, esos cinco ciclos de estudio se han repetido realizando una simple variación, consistente en variar el paso temporal de 0.5 CAD a 0.1 CAD. Como se verá en el **Apartado 7.1**, la estructura del flujo cambia entre uno y otro caso, pese a que ninguna configuración física del caso ha sido alterada. En el **Apartado 7.2**, la misma comparación será realizada con los 3 primeros ciclos, alterando la discretización tanto temporal como espacial del problema. De este modo, estamos consiguiendo tener un problema numéricamente más difusivo, y por tanto, forzando al RANS a realizar un promediado más acusado del flujo.

### 7.1. Estudio sobre el paso temporal empleado

Inicialmente, el paso angular escogido fue de 0.5 CAD (en el capítulo, a menudo nos referimos a él como paso temporal, pues la relación ángulo-tiempo es directa). Esta elección atiende al hecho de que se trata de la mitad del paso escogido para el caso cerrado, que resultó ser bastante adecuado para el problema en cuestión. Este valor ha sido empleado en otros proyectos similares donde no existen entradas o salidas de flujo en el dominio.

A este respecto, un paso de 0.5 CAD debería devolver unos resultados acordes al problema en estudio, donde además no se produjese un conflicto en la malla al ser recortadas las interfases con motivo del desplazamiento del pistón. De esta manera, se realizó el cálculo completo de los cinco ciclos con esta configuración, llegando de forma satisfactoria a una convergencia en los resultados.

En el **Anexo III** se recoge la evolución completa de la velocidad local en la cámara para un intervalo de interés en torno a PMS. La comparación se realiza para el mismo instante temporal pero en ciclos diferentes, aunque se omite el ciclo de inicialización, que carece de interés. Dichos resultados muestran un parecido razonable en las estructuras de flujo entre los ciclos 2 y 3. A partir del ciclo 4, los resultados cambian enormemente, y se observa cómo el flujo comienza a entrar en la cámara de manera menos axial según el plano CC. En el otro plano, se puede comprobar que se ha formado una gran estructura vortical que persiste durante la expansión.

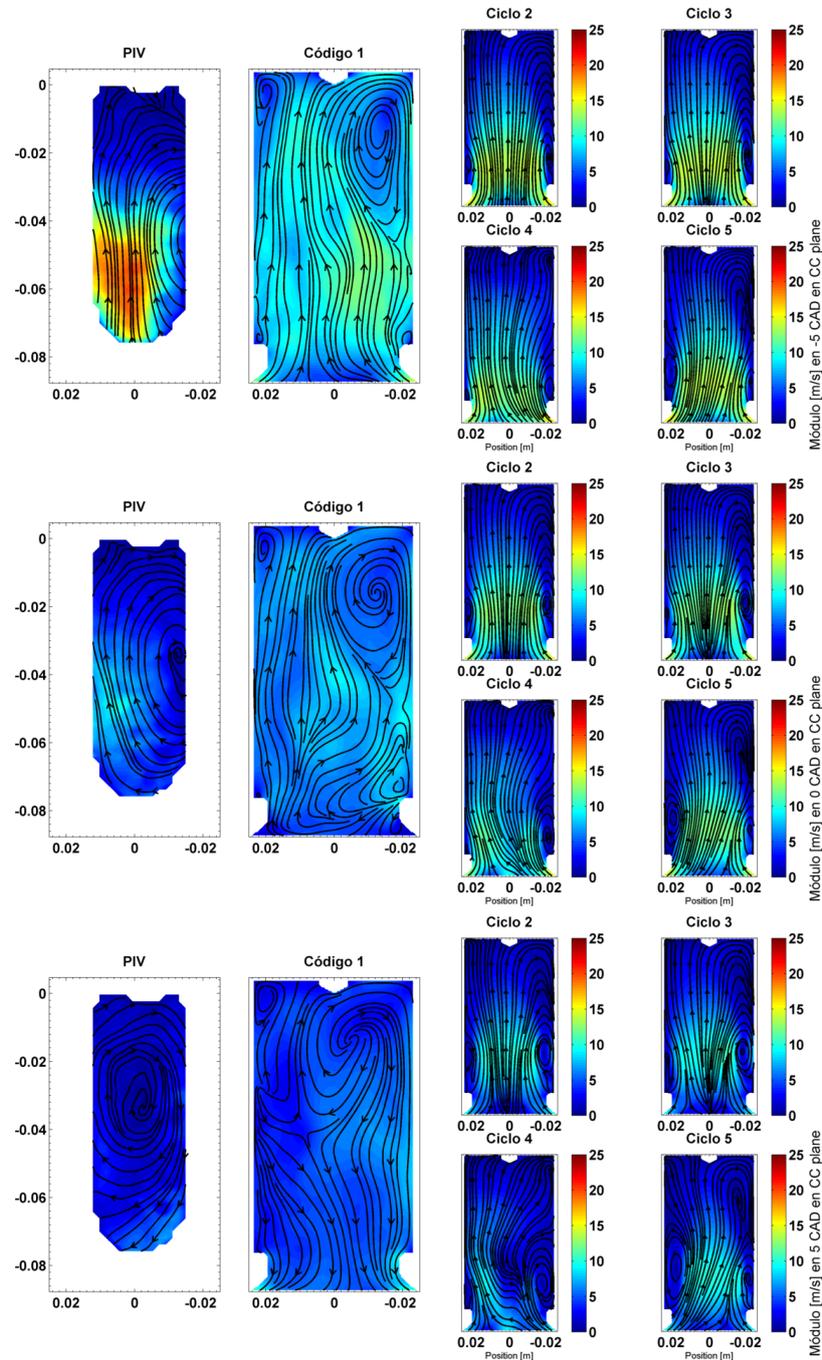


Tabla 7.1: Contornos de velocidad en **plano CC** para ciclos en abierto. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo)

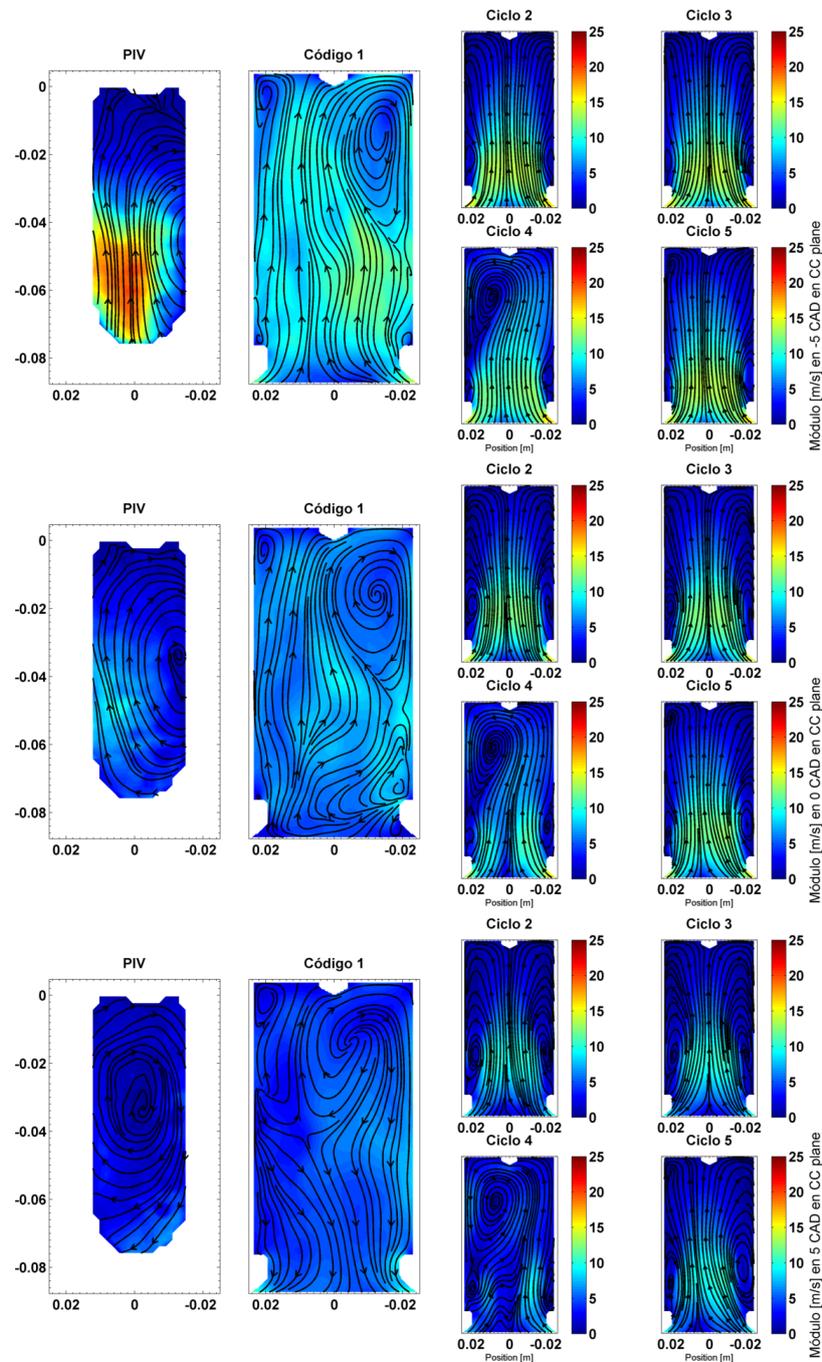


Tabla 7.2: Contornos de velocidad en **plano C** para ciclos en abierto. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo)

En el ciclo 5, vemos que los patrones del flujo vuelven a tener un cierto parecido con los ciclos 2 y 3. Sin embargo, a medida que el pistón se desplaza hacia PMS, la entrada de flujo en la cámara toma de nuevo una marcada componente lateral, esta vez desde  $X(+)$ . En el plano C, el flujo se mantiene esencialmente axial y a falta de resultados en mayor profundidad, es bastante similar al ciclo 3. Podemos representar las velocidades axiales sobre el eje para comprobar cómo de similar es este comportamiento entre ciclos:

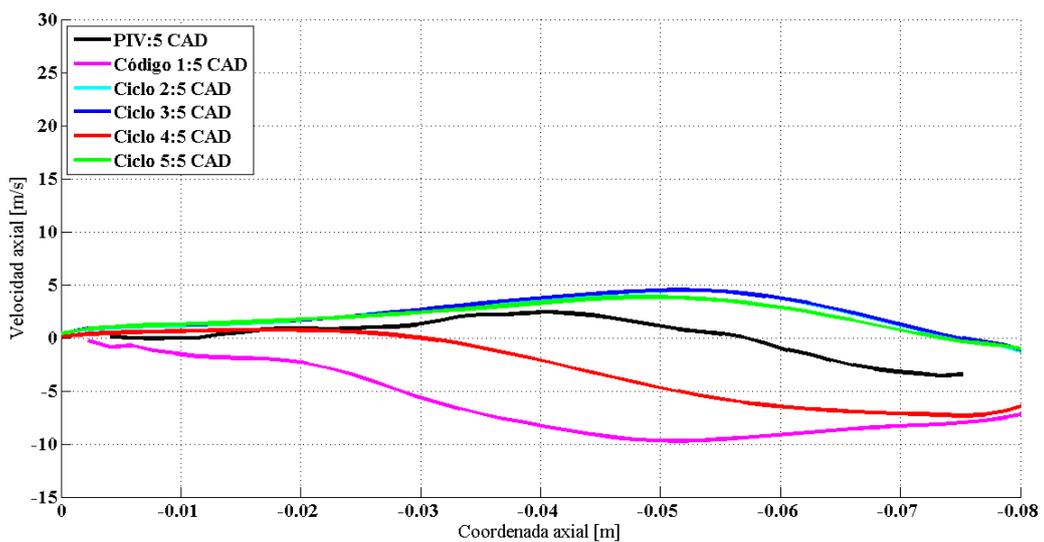
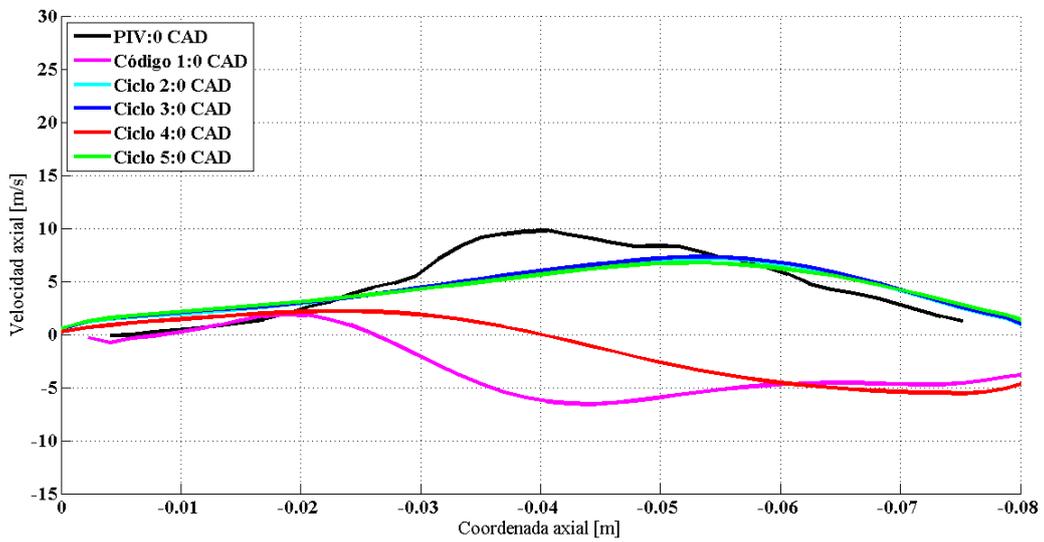
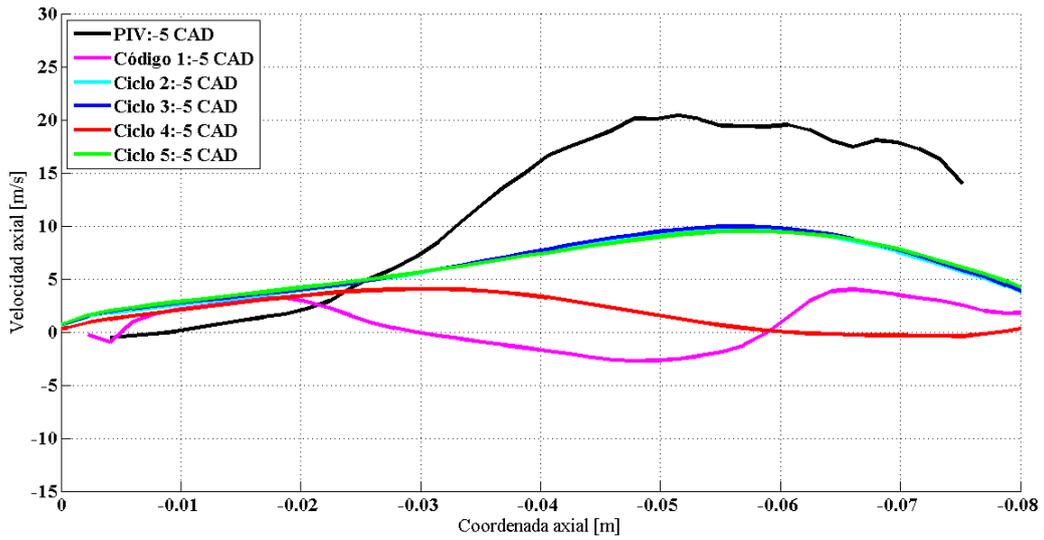


Tabla 7.3: Velocidad axial del flujo según la coordenada axial en tres instantes ciclo a ciclo. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo)

En vistas de los resultados de la **Tabla 7.3**, podría parecer que el flujo ha entrado en una especie de comportamiento alternante entre ciclo y ciclo, donde las velocidades tienen una componente adicional no axial que va cambiando de sentido. Esa no axialidad del flujo, podría venir motivada por inestabilidades que han sido transportadas desde las lumbreras de admisión y escape, hasta aguas arriba. A estas alturas de la simulación, y dado que se ha calculado un ciclo inicial y los 4 siguientes, la teoría nos dice que el flujo debería haberse estabilizado en alguna clase de comportamiento cíclico, aproximadamente constante entre ciclo y ciclo. La realidad es que dichas perturbaciones se han acentuado con cada ciclo, con lo que se plantea el estudiar la influencia del paso temporal. Este es descrito en algunos proyectos actuales en el sector de la automoción, como el causante de perpetuar la variabilidad cíclica en simulaciones *RANS* [6] [4] [5].

Hasta ahora, el paso angular de 0.5 CAD ha asegurado la convergencia de los casos. Sin embargo, el flujo que es resuelto en el cilindro y la cámara se ve perturbado por la acción de la entrada y salida del flujo en las lumbreras. Las propiedades del campo fluido son integradas en ese intervalo angular que marcamos al código, por lo que un mayor paso temporal implicará una integración más suavizada que debería tender a homogeneizar el flujo. Sin embargo, cabe la posibilidad de que al afectar dichas perturbaciones a este flujo más o menos homogéneo, el mismo no sea capaz de difundir esas perturbaciones que son arrastradas hasta la cámara. Esta hipótesis está basada en el hecho de que las inestabilidades reflejadas en los contornos de velocidad, presentan un perfil más parecido al de vórtice forzado, con un gran torbellino anclado en la cámara, que a pequeñas perturbaciones de pequeña escala que se disipen con el desplazamiento del pistón.

En el caso cerrado, el flujo era esencialmente simétrico en toda la cámara, pues entre otras cosas comprendía a un fluido encerrado que no entraba ni salía del dominio, por lo que no se introducían al sistema perturbaciones que progresasen aguas arriba.

Para tratar de comprender este suceso, la misma cantidad de ciclos ha sido repetida, manteniendo igual comparación, pero rebajando el paso angular a 0.1 CAD. Aunque el tiempo computacional tomado en este caso resulta bastante extenso, se esperaba que estos resultados arrojasen algo de luz sobre el problema de la dispersión cíclica. El hecho de tomar un paso de 0.1 CAD no es algo fortuito, ya que es el mismo paso angular tomado internamente por el *Código 1*, por lo que se decidió como una buena cifra para realizar las nuevas simulaciones.

Así pues, la primera diferencia entre este grupo de casos y los anteriores, la podemos encontrar buscando las diferencias en el perfil de presiones. Este hace cuenta de la presión media en el dominio, y puede ser un indicador del comportamiento de la dispersión cíclica, lo cual se recoge en la **Figura 7.1**:

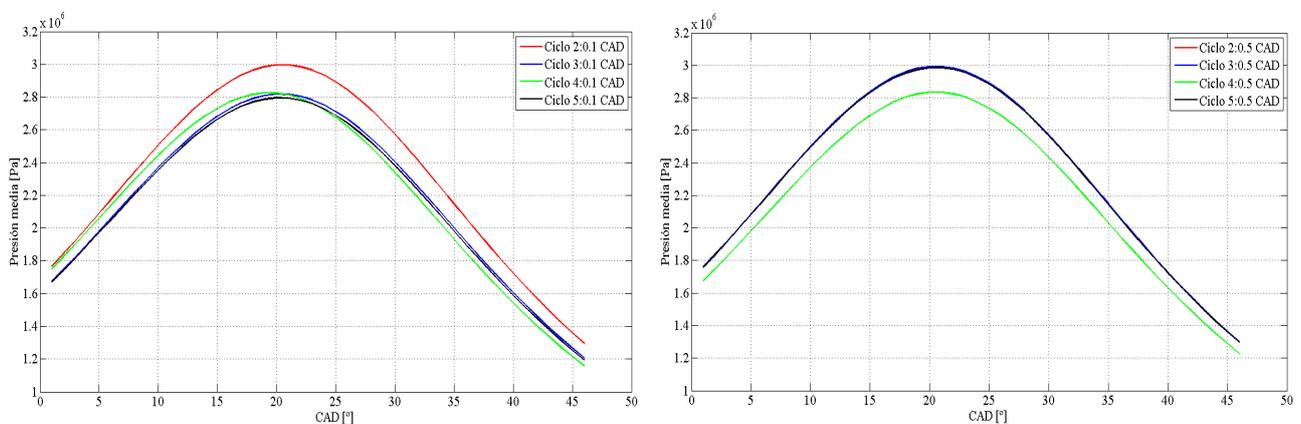


Figura 7.1: Curvas de presión ciclo a ciclo. Paso angular 0.1 CAD (izq.). Paso angular 0.5 CAD (der.)

Se muestra una clara diferencia en el perfil de presiones entre casos que emplean uno u otro paso temporal, que se mantiene con los ciclos. En el ciclo 2, ambos perfiles coinciden prácticamente a la perfección, posiblemente porque ambos cálculos toman el mismo punto de partida después del ciclo de inicialización. Existe sin embargo, una variabilidad ciclo a ciclo tanto entre casos, como dentro de los ciclos de un mismo caso, que no alcanzan en PMS el mismo pico de presión media. Esto puede observarse en la **Figura 7.2**:

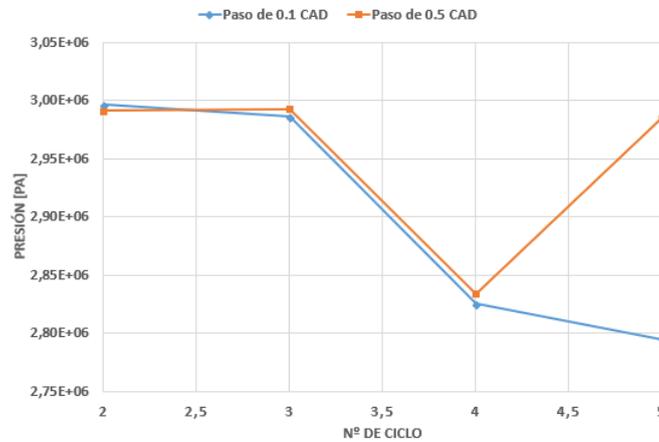
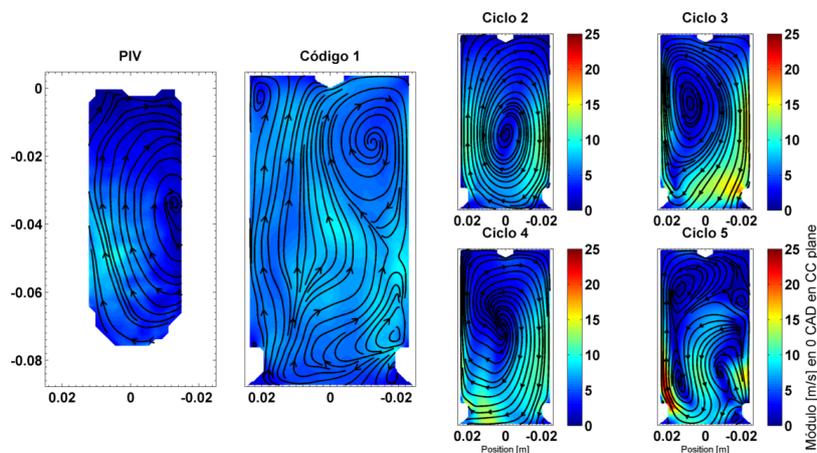


Figura 7.2: Presiones alcanzadas en PMS para todos los ciclos con ambos pasos temporales

Por lo general, a partir del ciclo 2, en las simulaciones que emplean un paso angular de 0.1 CAD, el máximo en presión es inferior al de sus equivalentes con el paso de 0.5 CAD. Este comportamiento tiene bastante sentido si se tiene en consideración que el flujo con el menor paso temporal será mucho menos difusivo, es decir, las estructuras turbulentas no serán tan fácilmente filtradas como en el otro caso. Esa no homogeneidad del flujo dará pie a cambios locales de presión, que en términos generales se traducen en un perfil de presión más suave.

Pero para ver verdaderamente cómo ha cambiado el comportamiento del flujo, debemos atender a las velocidades en la cámara. Si hacemos una comparación de todos los ciclos con el *Código 1* y los resultados experimentales de que disponemos, vemos que el parecido entre cualquiera de ellos es prácticamente inexistente. Parece cobrar fuerza la idea de que al bajar el paso temporal, el código es capaz de seguir mejor el comportamiento instantáneo del flujo, y este es mucho más caótico que con el otro paso temporal.



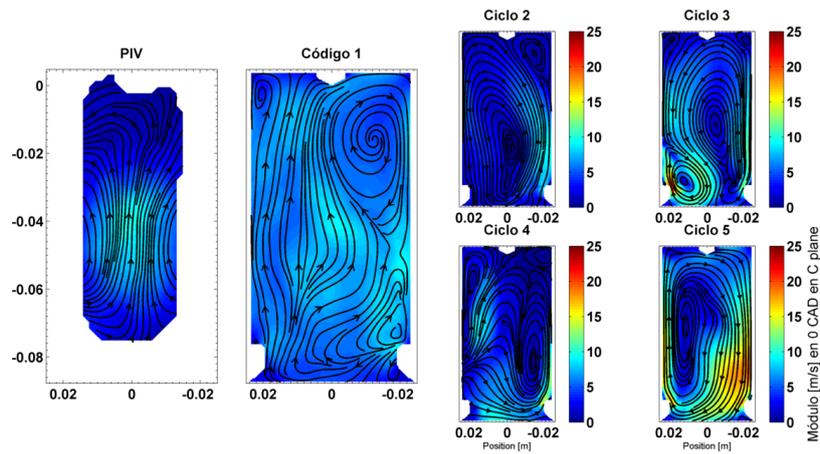
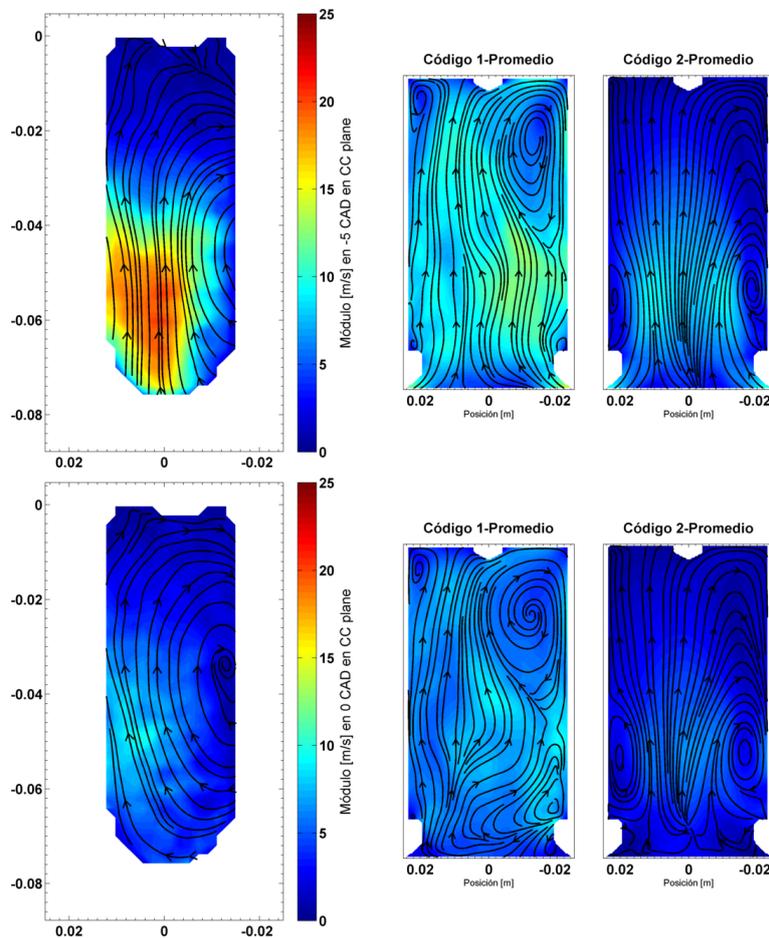


Tabla 7.4: Contornos de velocidad para ambos planos en PMS (paso angular 0.1 CAD)

Vistos estos resultados, cabe la posibilidad de retomar la idea del promediado, que se planteó en la introducción a este proyecto. En la **Tabla 7.4**, las velocidades del *Código 1* no corresponden a un ciclo de referencia, sino que son un promediado consecutivo de los valores de velocidad de los 14 ciclos de que se disponía.

Se realiza el mismo procedimiento para los resultados del *Código 2*, por medio del programa *Matlab* que hemos escogido para el post-procesado. Se busca que estos promediados arrojen un poco de luz sobre la comparación entre códigos, que resulta imposible en vista de unos resultados tan dispares. Así pues, nuevamente encontramos estos resultados recogidos en el **Anexo V** del presente proyecto, y en las **Tablas 7.5** y **7.6**:



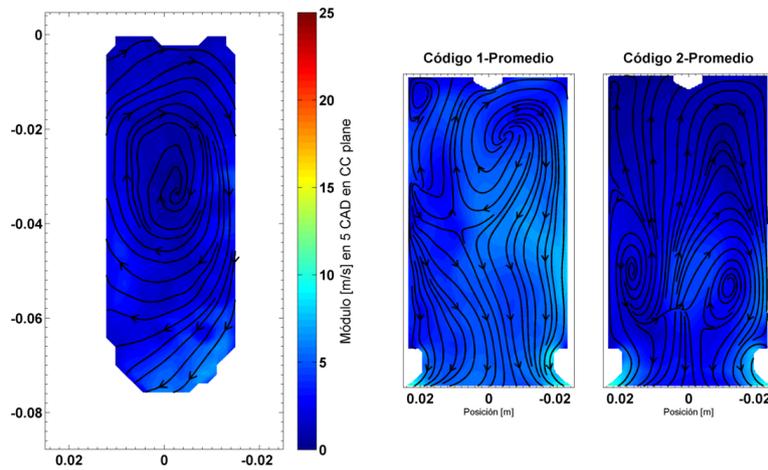
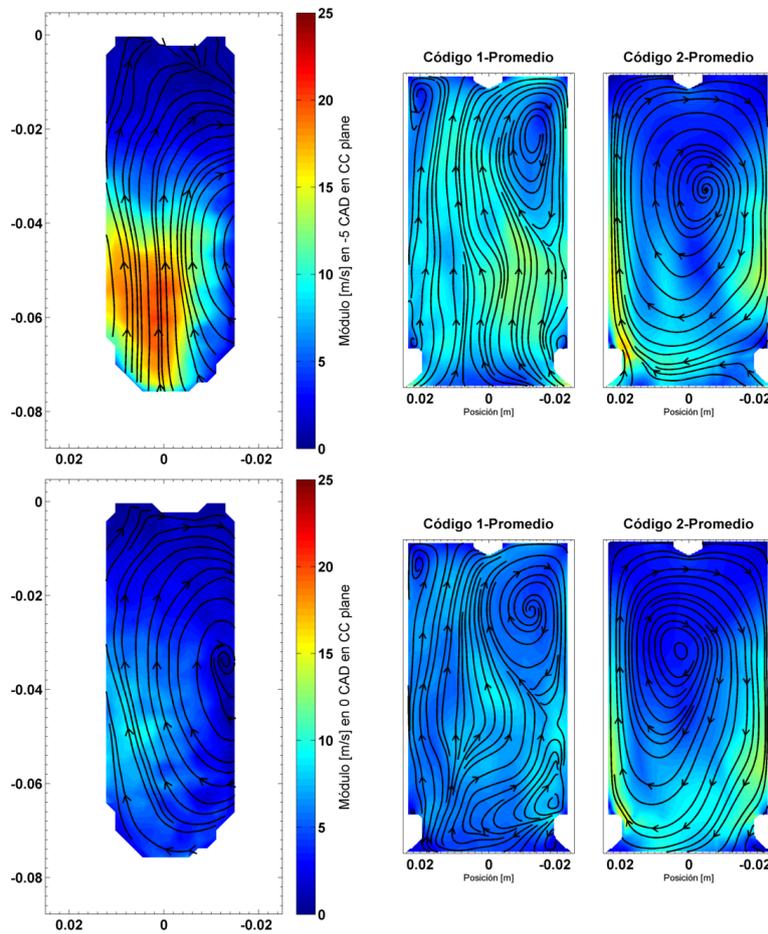


Tabla 7.5: Promediados de velocidad en PMS para un paso angular de 0.5 CAD (Plano CC). -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo)



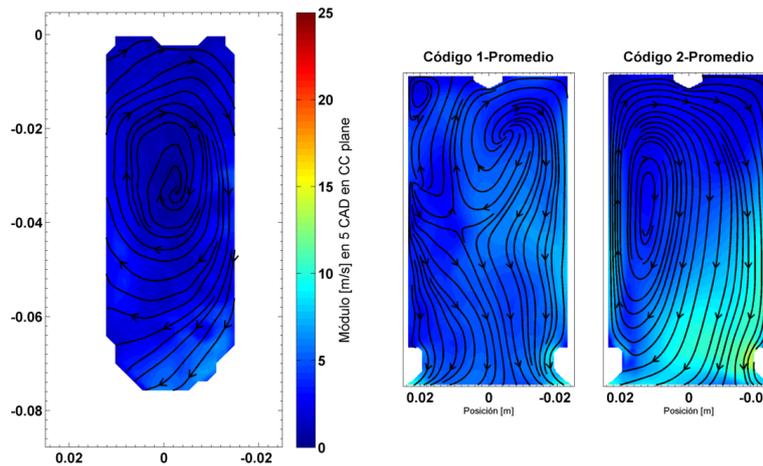


Tabla 7.6: Promediados de velocidad en PMS para un paso angular de 0.1 CAD (Plano CC). -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo)

Si bien los valores de velocidad se han suavizado en toda la región gracias al promediado, no se muestra ningún parecido razonable entre lo calculado por ambos códigos. Aunque resulta difícil de interpretar, llegados a este punto es posible hacer uso de otras herramientas estadísticas que nos permitan discernir cómo es cada promediado con respecto a sus ciclos individuales. De este modo, podemos representar la desviación estándar y el coeficiente de variación, también con ambos pasos angulares, en la **Figura 7.3**:

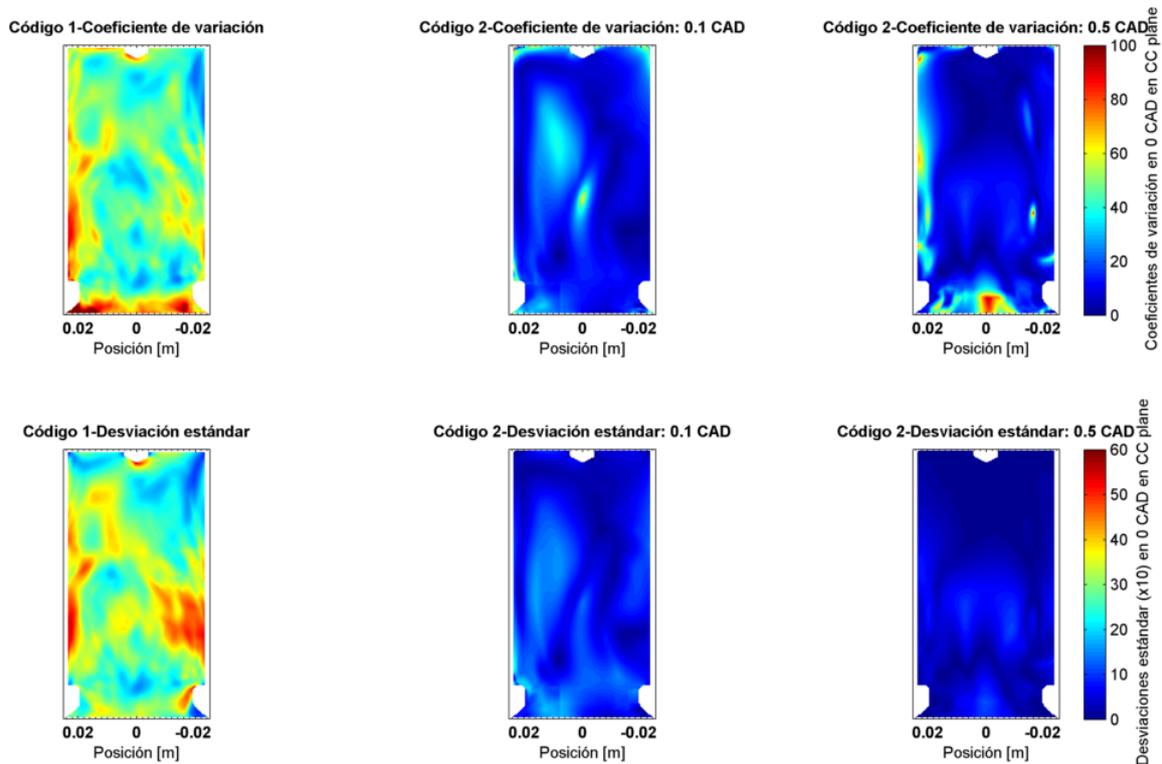


Figura 7.3: Representación de desviación estándar y coeficiente de variación en cámara para PMS

La desviación estándar es la medida de dispersión que nos indica qué tan dispersos están los datos de un conjunto respecto a la media. En este caso, los datos serán las velocidades de cada punto de la cámara en cada uno de los ciclos de estudio en que se produce la dispersión. Los resultados anteriores, muestran que efectivamente la desviación respecto de la media crece al bajar el paso angular a 0.1 CAD. De hecho, esta es mínima en términos de la simulación con el paso de 0.5 CAD, aunque en el

patrón del flujo se observaba un comportamiento errático al entrar a cámara que iba incrementando su perturbación a cada ciclo. En caso de calcular y promediar más ciclos, todo parece indicar que crecería la desviación.

En cuanto a la desviación en el *Código 1*, es muy elevada comparada con los dos casos anteriores. Con puntos del mapa que rozan el 60% de desviación respecto a la media, nos da una idea de la dispersión que experimentan los ciclos con este código.

Por otro lado, el coeficiente de variación expresa la desviación estándar como porcentaje de la media, de este modo se muestra una mejor interpretación porcentual del grado de variabilidad. En vista de los resultados, la mayor variabilidad de la simulación con paso angular de 0.5 CAD se localiza preferentemente a la salida de la garganta, donde podía observarse un incremento de la componente lateral de velocidad al cabo de los ciclos. Por su parte, para el *Código 1* volvemos a tener unos valores muy abultados que muestran las regiones donde más se produce una desviación con respecto a la media de velocidades. Estas son la región de garganta, y las zonas pegadas a las paredes de la cámara, seguramente motivadas por la variabilidad de la turbulencia.

Una comparación complementaria puede hacerse en los gastos trasegados a través de las lumbreras. En primer lugar, es conveniente tener en cuenta que se cumple la ecuación de conservación de la masa, pues de otro modo ninguno de los anteriores resultados podrían ser tratados como veraces.

Ocurre sin embargo, que en términos de cálculo pudiera aparecer un desajuste al realizar la suma del gasto entrante y el saliente ciclo a ciclo. Como se ha establecido desde un comienzo, este es un problema no estacionario, por lo que la ecuación de continuidad mantendrá su término de acumulación vigente (dependiente del tiempo), aunque es lógicamente muy pequeño. Esta cantidad, está **entre dos y tres órdenes de magnitud por debajo de la media** del problema, por lo que puede entenderse que difícilmente será el causante de algún desajuste.

Se dispone de los resultados de intercambio de masa generados por el *Código 1* para sus 15 ciclos, de los que solamente se representan los 5 primeros, que son aquellos de interés para la comparación con el *Código 2*. Al igual que en el resto de apartados, el trasiego de masa durante el *ciclo inicial* es descartado por motivos obvios, lo que nos lleva a unos resultados un tanto llamativos en la **Figura 7.4**:

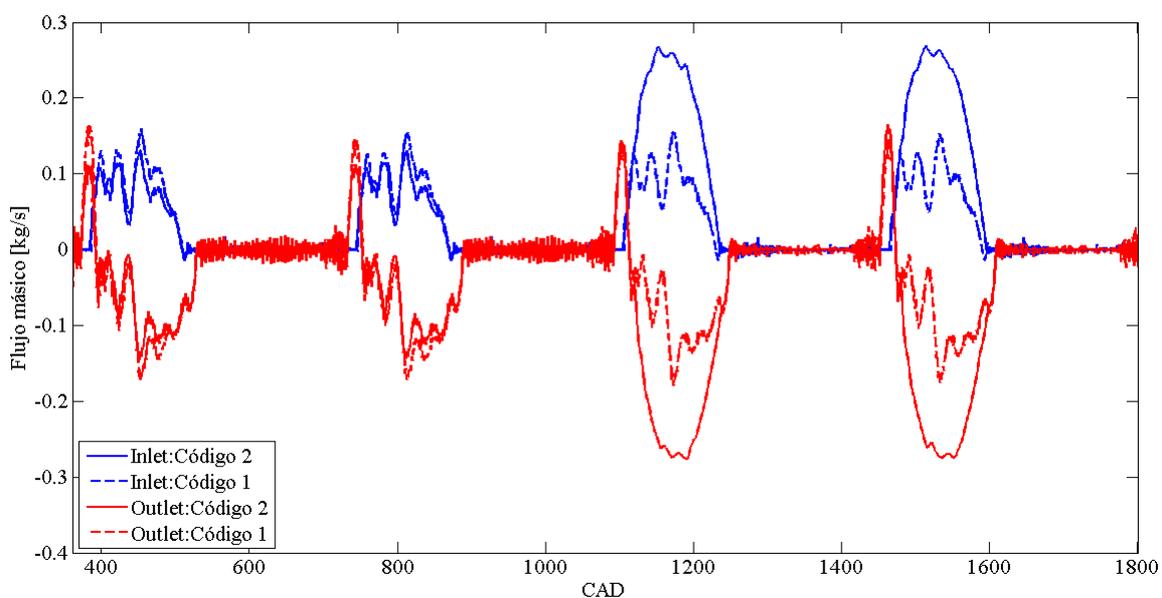


Figura 7.4: Perfiles de intercambio de masa del dominio a través de las lumbreras (paso angular 0.1 CAD)

Durante los ciclos 2 y 3, el comportamiento de ambos códigos es muy similar en términos de gasto instantáneo, aunque si vamos al detalle, el *Código 2* tiende de alguna manera a subpredecir ligeramente el gasto entrante y saliente. La diferencia fundamental se observa a partir del ciclo 4: mientras el *Código 1* continúa prediciendo un perfil de presiones bastante repetitivo, en el *Código 2* se da un cambio radical del perfil de intercambio que rompe la tendencia. Este comportamiento anómalo en el ciclo 4, podía observarse con los perfiles de presión de la **Figura 7.1**. Cabe la posibilidad de que este cambio en el comportamiento del flujo, venga motivado por la aparición de algún tipo de onda de presión, que altere el perfil natural de gasto del motor. Para tratar de discernir si esta alteración está relacionada, se representa todo el perfil de presiones para todos los ciclos consecutivos calculados, en la **Figura 7.5**:

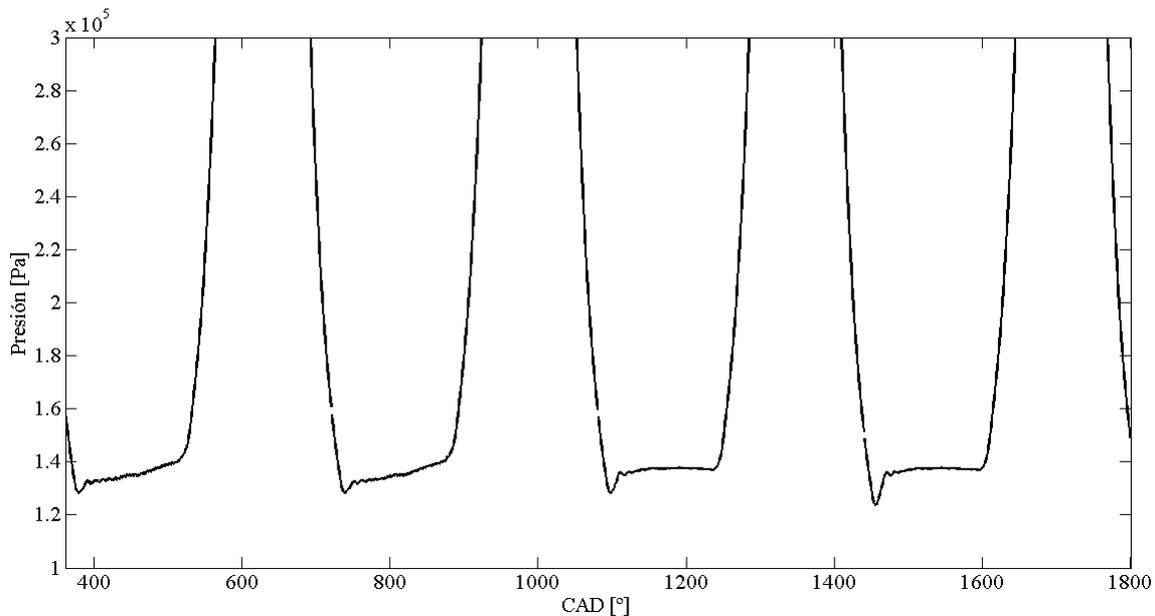


Figura 7.5: Perfil de presiones completo de los 5 ciclos (paso angular 0.1 CAD)

El resultado se encuentra truncado de los 3 bares en adelante, pues las perturbaciones de presión que nos interesan están alejadas de los máximos registrados en el cilindro. Puede observarse un pequeño pulso creciente de presión al inicio de los ciclos 4 y 5, que coincide con la apertura de la lumbrera de escape, momento en el cual tenemos una pequeña entrada de flujo por el *outlet*. A partir de entonces, el perfil completo de gasto instantáneo cambia, por lo que podría resultar interesante estudiar los fenómenos de ondas en trabajos futuros.

## 7.2. Estudio sobre la influencia de los órdenes de discretización

Los resultados anteriores deben complementarse con un estudio más específico que es habitual encontrarse en la bibliografía cuando se trabaja con RANS. Junto con el tamaño de la malla, el orden de discretización que se emplee puede afectar severamente a la difusividad numérica durante la simulación, dando lugar a resultados más promediados que si se utilizase otro esquema.

Puede interpretarse que dicho suceso sea perjudicial para la simulación, ya que debido a estos efectos difusivos se está perdiendo precisión en cuanto a las estructuras del flujo. Sin embargo, dado que lo que estamos estudiando es un problema de repetitividad cíclica y existe una clara dispersión, puede resultar útil comparar los resultados más y menos difusivos para comprobar cómo de diferentes son. Dado que el estudio de renovación de la carga en este motor tiene como una de sus principales motivaciones el predecir el comportamiento del flujo en la cámara para ajustar las condiciones de inyección, un modelo más difusivo, y por ende más promediado podría resultar interesante como una solución parcial al problema.

Para este estudio, se ha repetido el cálculo de ciclos, incluyendo el ciclo inicial, pero llegando únicamente hasta el tercer ciclo, ya que los resultados que nos interesan son bastante concretos y están más en la comparación con el caso de orden superior. Así pues, quedan recogidos en los **Anexos VII y VIII** los principales resultados de comparación con el resto de casos.

Si atendemos a las velocidades registradas en la cámara para el intervalo de interés, puede observarse en la **Tabla 7.7** cómo el mapa de velocidades en las simulaciones de primer orden tiene un parecido mucho más razonable entre ciclos. Esta menor dispersión cíclica, tiene sentido por estar empleando un esquema numérico mucho más difusivo:

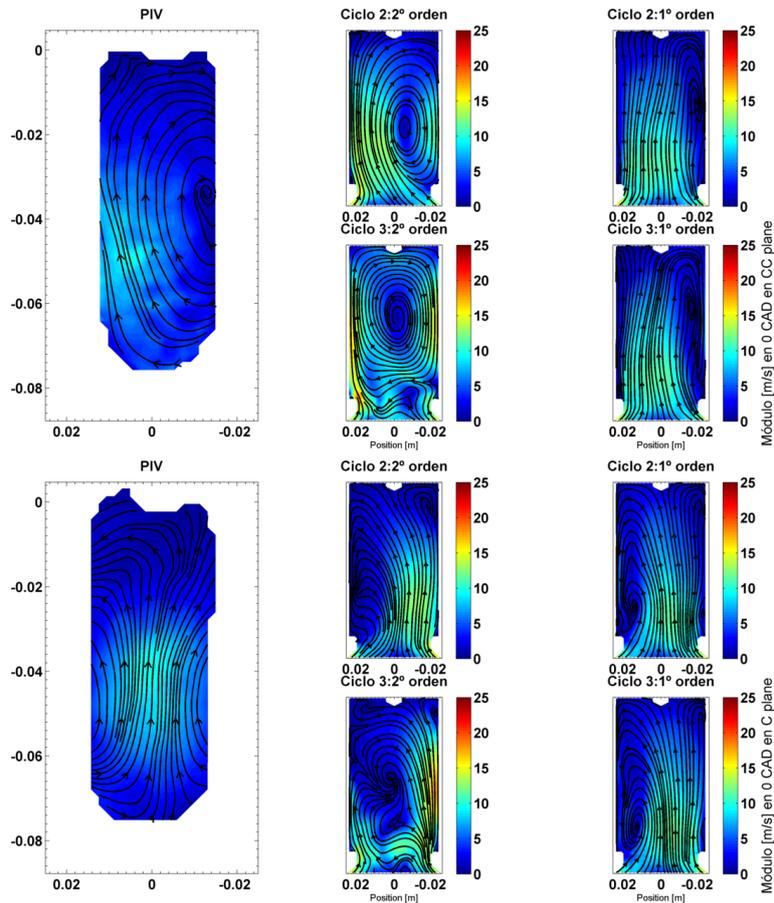


Tabla 7.7: Contornos de velocidad en PMS para esquemas de primer y segundo orden. Plano CC (arriba). Plano C (abajo)

Tanto en la representación anterior, como si se comprueba instante a instante, el comportamiento del flujo entre los dos ciclos de primer orden puede asimilarse bastante bien. Las estructuras turbulentas que se forman, su localización y longitud de escala son asombrosamente parecidas en comparación al resto de casos estudiados. Esto parece confirmar la idea de que trabajar con un esquema más difusivo nos pueda llevar a soluciones computacionales más estables.

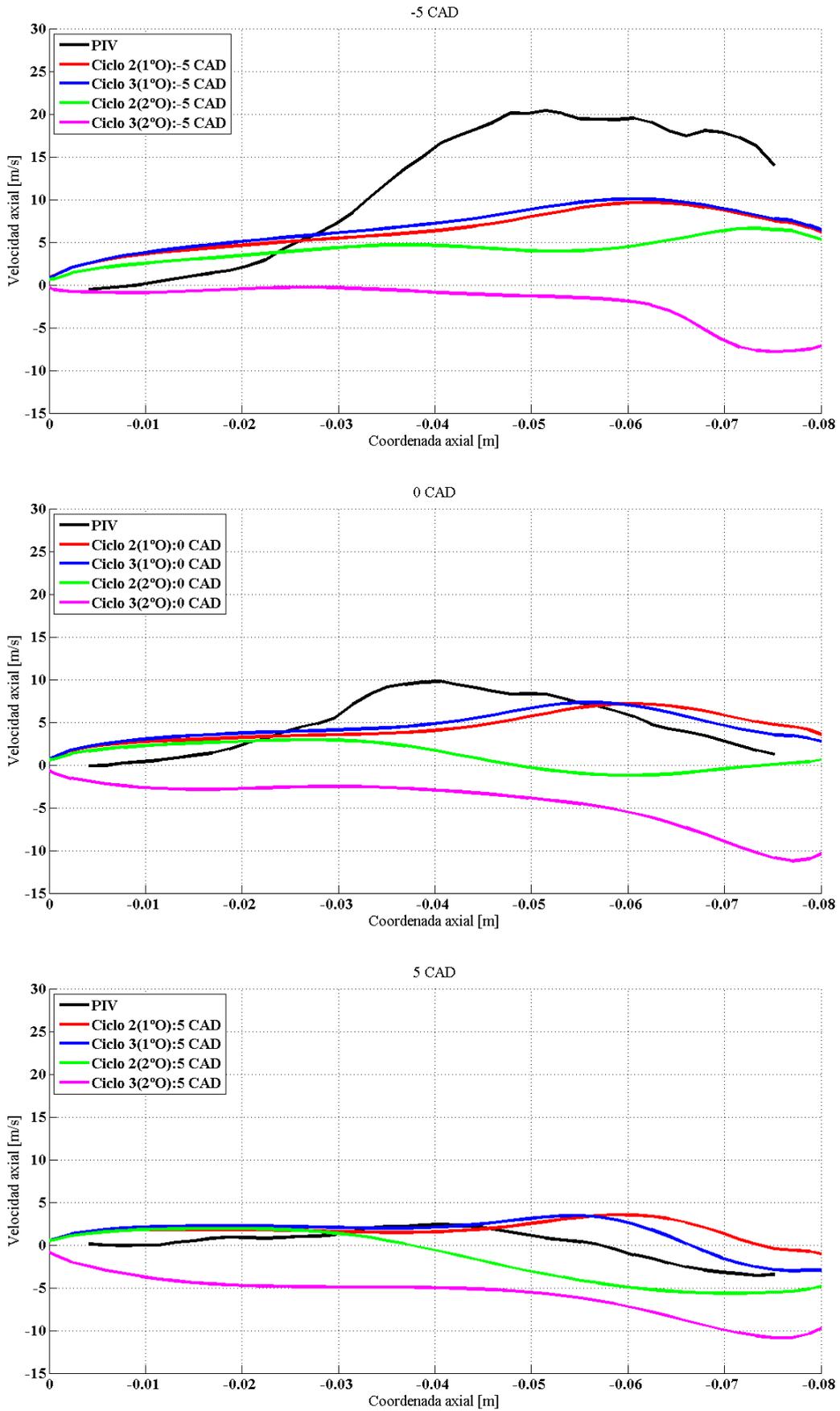


Tabla 7.8: Velocidad axial del flujo según la coordenada axial en tres instantes para casos de primer orden. -5 CAD (arriba), 0 CAD (centro) y 5 CAD (abajo)

Por otro lado, los contornos de la energía cinética confirman lo que se ha teorizado hasta ahora. Se observa en el mapa de colores, una zona de alta TKE en medio de la cámara para el caso de segundo orden, mientras que en primer orden el resultado es mucho más liviano. La turbulencia extrae una energía mucho mayor del flujo medio en el primero para mantener esa turbulencia mucho más caótica, fruto de la menor difusividad en el problema:

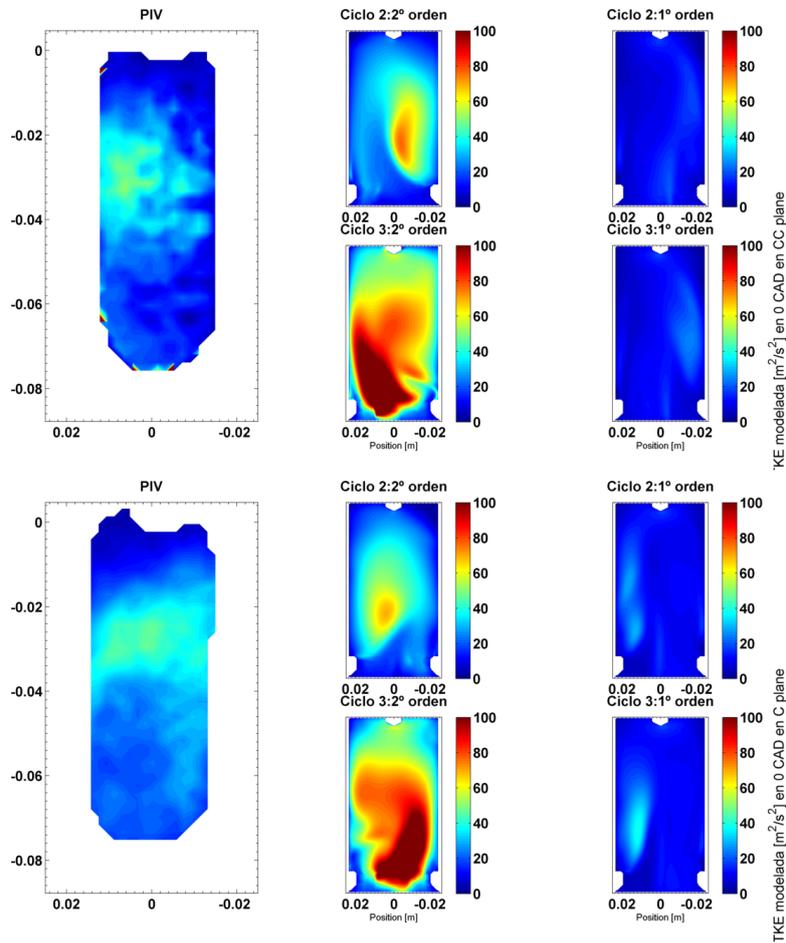


Tabla 7.9: Contornos de TKE en PMS para esquemas de primer y segundo orden. Plano CC (arriba). Plano C (abajo)

## 8. Conclusiones generales

El trabajo hasta aquí ha resultado una tarea ardua, teniendo que trabajar el modelo desde cero. Originalmente, no se contaba con experiencia previa con el código CFD empleado sobre este problema, así como tampoco se contaba con un dominio o malla preparados para ser tratados por el código. A partir del modelo CAD de la cámara de combustión, ha sido posible desarrollar todo el proyecto y los diferentes casos que lo componen.

El modelo geométrico es fiel a la realidad, y gracias al mallado externo de la cámara, ha sido posible trabajar con la geometría exacta, ya de por sí complicada debido a la presencia de los accesos ópticos. Como bien se explicó anteriormente, el resto del modelo fue manualmente reproducido a partir del conocimiento de la longitud de carrera del pistón, permitiendo así su importación y puesta a punto en los distintos puntos de inicialización que caracterizan a los casos de ciclo abierto y ciclo cerrado.

Por otra parte, la malla computacional alcanzada también ha logrado reunir las características necesarias para no causar inestabilidades durante el cálculo, y con un tamaño que se ajusta muy bien a lo usual en problemas de estas características. Debe ponerse en valor, que esta ha sido realizada manualmente por medio de especificaciones introducidas al código, y combinando varias estrategias de mallado, para lo cual se ha aprovechado la estructuración previa del dominio.

En primer lugar, se analizarán las conclusiones de este estudio para el caso de ciclo cerrado. Las ideas generales que se extraen de este estudio, son que pese a las mejores calibraciones que se realicen entre códigos, siempre existirá una pequeña diferencia en las variables globales motivada por el diferente modelo de TC con que trabajan. Así pues, la ley de volúmenes también se ha podido comprobar que influye sobre los resultados, principalmente en el perfil de presiones. Se pone de manifiesto la necesidad de tener una malla lo suficientemente refinada como para minimizar lo suficiente este error para que no afecte a la solución.

Las velocidades registradas en la cámara de combustión son notablemente menores con el *Código 2* que las obtenidas mediante el *Código 1*, aunque en ambos casos se aprecia que el flujo guarda una gran simetría que perdura aunque rotemos el plano de visualización. Teniendo en cuenta que el modelo de turbulencia empleado es de tipo RANS, parece un comportamiento razonable en un caso donde no debería existir dispersión cíclica, y donde no tenemos entrada ni salida de flujo.

Los contornos de energía cinética turbulenta confirman este comportamiento. Ocurre que como se explicó en el apartado correspondiente, el mejor ajuste a los datos experimentales de uno u otro código depende del tramo de resultados que se mire. Durante la compresión, el *Código 1* sigue los resultados del PIV con mucha mayor capacidad que el *Código 2*, que en ningún momento llega a tener regiones con velocidades tan elevadas.

Pese a lo anterior, los resultados de puesta a punto en el caso cerrado, pueden considerarse como satisfactorios para el problema habiendo utilizado un código distinto. El estudio de independencia de malla muestra cómo la malla base de 2mm de resolución combinada con una cámara de combustión refinada a 1mm obtienen una solución que podemos considerar como de compromiso, pues atendiendo a las **Figuras 6.10** y **6.11**, existen efectivamente diferencias con el siguiente tamaño de malla. Este estudio fue planteado desde cero, para contrastar si la propia malla tenía alguna influencia sobre los resultados observados en el flujo. Este tamaño de malla ha sido el empleado en el resto de casos, donde se han modificado otros parámetros como el paso temporal o los órdenes de discretización numéricos, por lo que se recomienda como punto de partida para estudios posteriores.

El caso abierto es el fin último de este proyecto, y en torno al mismo se han tomado todas las decisiones que han afectado a la preparación del resto de casos. Al ser los casos para los que se dispone de una mayor cantidad de datos con los que comparar, y ser una aproximación a la realidad, son también los que mayor interés académico suscitan.

En primer lugar, el paso temporal que se escoja, afecta a la integración de las magnitudes del campo fluidodinámico del problema entre instante e instante. Esto nos lleva a que un paso temporal mayor sea más difusivo, y por ello menos preciso en cuanto al comportamiento del flujo, pero con una mayor repetitividad. El paso angular de 0.5 CAD ha demostrado ser insuficiente para este problema, pues aunque difusivo, a partir del cuarto ciclo comenzaban a crecer las inestabilidades en el flujo entrante a cámara. Bajar el paso hasta los 0.1 CAD (tal y como se trabaja en el *Código 1*) supone dos cosas: una mejor visualización del comportamiento instantáneo del flujo, y una reducción de la difusividad, que acrecenta el problema de la dispersión cíclica.

El interés del presente proyecto en conocer el comportamiento del flujo dentro de la cámara, ha atendido durante todo su desarrollo a poder predecir el campo de velocidades característico, o al menos, a conocer el campo de velocidades habitual más repetido. El *Motor Maqueta* como se veía en la introducción, es empleado en estudios de inyección y visualización mediante técnicas ópticas principalmente. A este respecto, la repetitividad observada al bajar el paso temporal es prácticamente inexistente, por lo que también se cuenta con promediados calculados en base a todos los ciclos de que se dispone.

La realidad es que el promedio del campo de velocidades no tiene parecido entre los casos con distinto paso temporal, ni estos con los del *Código 1*. Por otra parte, los perfiles de presión y de gasto intercambiado por los *inlets/outlets* en el dominio, muestran que efectivamente existe dispersión, y que el *Código 2* tiende a subpredecir el gasto en los dos primeros ciclos comparado con el *Código 1*. Así mismo, a partir del ciclo 4, en rasgos generales, los resultados comienzan a tener un matiz de incongruencia, que principalmente puede notarse en el perfil de gasto, con una forma completamente diferente. Este cambio de tendencia, no se veía reflejado en el *Código 1*, que continuaba con un perfil de gasto aproximadamente similar mucho más allá de los cinco primeros ciclos.

Los perfiles de presiones por su parte han demostrado, que los casos con menor difusividad numérica (un paso temporal más reducido), alcanzan picos de presión menos elevados que en simulaciones más difusivas. El tercer estudio realizado ha pretendido comparar los resultados entre sendas simulaciones con un mismo paso angular (0.1 CAD) pero con todos sus esquemas en primer y segundo orden. Los resultados demuestran que el efecto que la discretización tiene sobre la solución, es similar al del paso angular. Una simulación de menor orden es a su vez más difusiva, y con ello, los resultados muestran una clara tendencia al filtrado de la turbulencia de escalas más pequeñas. Pese a que únicamente se dispone de dos ciclos tras el inicial, a priori se trata de resultados muy similares, que arrojan un poco de luz sobre el problema que se está tratando.

En base a todo lo anterior, el empleo de RANS en un problema de flujo frío de motor indica que la solución ciclo a ciclo no necesariamente tiene por qué converger a alguna clase de pseudo-estacionario. Tradicionalmente, el estudio de toda esta clase de problemas donde hay un claro interés en conocer al detalle la estructura del flujo, ha sido trabajado por medio de modelos LES. Sin embargo, el gran ahorro en tiempo computacional obtenido con RANS, y la capacidad que ha demostrado para reproducir la dispersión cíclica, lo convierten en un buen candidato sobre el que seguir trabajando.

El caso con un paso angular de 0.1 CAD y discretización de segundo orden es finalmente el que podríamos considerar como verdadero caso de estudio. Pese a la dispersión que se observa, es aquel que en término medio mejor concuerda con respecto a los experimentos en PIV.

El objetivo final es obtener un campo de velocidades en la cámara que prediga lo mejor posible cuál será el comportamiento del flujo en la mayoría de ciclos realizados por el motor, y la configuración implementada a lo largo de este proyecto ha demostrado ser hasta cierto punto capaz de ser empleada para estudiar este problema.

Las principales conclusiones que se extraen de los diversos estudios realizados son que efectivamente existe una elevada variabilidad cíclica en el campo de velocidades del flujo del motor, y que esta tiene

una elevada dependencia con todos aquellos parámetros que puedan modificar la difusividad numérica del problema. Además, que realizar el proyecto desde cero con un código completamente diferente, permite realizar comparaciones en mucha mayor profundidad, para entender las peculiaridades del flujo interno. Finalmente, cabría destacar la dificultad por identificar y subsanar todas las posibles fuentes de error que puedan aparecer en una simulación de este tipo, y que pueden estar ligadas tanto a la parte física como computacional del problema, influyendo sobre el resultado de múltiples maneras.

## 9. Referencias

- [1] P. Fernández Berjón. Caracterización del flujo interno en la cámara de combustión de un motor óptico mediante velocimetría por imágenes de partículas. *Proyecto Final de Carrera, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Valencia*, 2015.
- [2] J.M. Desantes F. Payri. *Motores de combustión interna alternativos*. Ed. Reverté, 2011.
- [3] María José Ruiz Lucas. Modelado cfd del movimiento del aire en el cilindro en un motor de dos tiempos con accesos ópticos. *Trabajo Fin de Máster en Ingeniería Aeronáutica, Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño, Universidad Politécnica de Valencia*, 2016.
- [4] Keith Richards. The observation of cyclic variatipn in engine simulations when using rans turbulence modeling. *ICEF2014-5605*, 2014.
- [5] Riccardo Scarcelli. Cycle-to-cycle variations in multi-cycle engine rans simulations. *SAE International*, 2016.
- [6] Riccardo Scarcelli. A detailed analysis of the cycle-to-cycle variations featured by rans engine modeling. *Argonne National Laboratories, Lemont, IL, USA*, 2016.
- [7] Wikipedia. Law of the wall. [https://en.wikipedia.org/wiki/Law\\_of\\_the\\_wall](https://en.wikipedia.org/wiki/Law_of_the_wall), Mayo 2018. Accessed on 2018-06-23.

## 10. Presupuesto

En el siguiente apartado se presenta el presupuesto detallado necesario para llevar a cabo la realización del proyecto. Las especificaciones se corresponden al desarrollo de una investigación, y no a la creación de un producto. Como tal, se incluirán los costes de equipos y licencias, aquellos ligados al consumo energético de los mismos, y el salario correspondiente al personal involucrado.

En el cálculo del coste de una hora se supondrá que cada pago se divide en 12 meses de 22 días laborables y una jornada de 8 horas laborables al día. Esto se aplicará tanto para el Alumno del Proyecto, como para el Director de Proyecto, mientras que el cálculo sobre los equipos se realizará a 2 meses, que es el tiempo estipulado de duración del desarrollo de este Trabajo de Final de Grado.

### 10.1. Desglose de costes

Los costes serán valorados por fracción de tiempo, con el precio en € /h.

Equipo/licencia	Coste(€)	Vida útil(años)	Amortización(meses)	Dedicación(%)	Coste total(€)
Ordenador	1000	3	2	100	55.55
<i>Código 2</i>	30000	1	2	50	2500
Matlab	2000	1	2	100	333.33

Tabla 10.1: Cálculo del coste total de equipos informáticos y licencias

Con lo que el precio total de los equipos y licencias es de 2888.88 € en 2 meses, correspondiente a 8.20 €/h.

Tomando ahora los costes (anuales) de la mano de obra, se desglosa el coste que tiene para la empresa el tener un Ingeniero Titulado al cargo del Proyecto en calidad de Director. Al Alumno de Proyecto se le supondrán unos costes de mano de obra, equivalentes al 60 % del Director.

<b>Salario bruto mensual</b>	<b>3500</b>
<b>Salario(12 pagas)</b>	42000
<b>Salario(2 pagas extra)</b>	7000
<b>Seguridad Social (23.6 %)</b>	9912
<b>Desempleo(5.5 %)</b>	2310
<b>Formación</b>	252
<b>Fondo Gar. Salarial</b>	84
<b>Coste anual</b>	61558

Tabla 10.2: Cálculo del coste total de mano de obra

Con todo lo anterior, queda un coste de 29.15 €/h para el caso del Ingeniero Director de Proyecto. Al Alumno del Proyecto le quedarán un total de 17.50 €/h.

El último coste a tener en cuenta, es el coste energético, correspondiente al consumo del ordenador y las instalaciones, climatización e iluminación. Los rendimientos empleados para el cálculo son aproximativos, y tratan de reproducir la realidad de la manera más fiel posible. Aquí se establecerá la potencia eléctrica consumida, que se contabilizará por unidad en la descomposición de precios del siguiente apartado.

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

Tabla 10.3: Cálculo de consumos energéticos

En total, se alcanza un consumo medio de 50.7 kW.

## 10.2. Cuadro de precios descompuestos

Aquí se incluyen los tres tipos de unidades de coste para el trabajo de cada persona involucrada en el proyecto.

### 10.2.1. Alumno del Proyecto

El cuadro de precios descompuesto para este agente se encuentra en la **Tabla 10.4**:

Concepto	Unidad	Rendimiento(ud/h)	Precio unitario(€/ud)	Importe(€/h)
Alumno del Proyecto	h	1	17.50	17.50
Equipos/licencias	h	1	8.20	8.20
Energía	kWh	5.7	0.15	0.855
<b>Total</b>				<b>26.55</b>

Tabla 10.4: Coste descompuesto del Alumno del Proyecto

### 10.2.2. Director del Proyecto

El cuadro de precios descompuesto para este agente se encuentra en la **Tabla 10.5**:

Concepto	Unidad	Rendimiento(ud/h)	Precio unitario(€/ud)	Importe(€/h)
Director del Proyecto	h	1	29.15	29.15
Equipos/licencias	h	1	0	0
Energía	kWh	5.7	0.15	0.85
<b>Total</b>				<b>30.01</b>

Tabla 10.5: Coste descompuesto del Director del Proyecto

## 10.3. Cuadro de mediciones

En la **Tabla 10.6** se muestran las mediciones del proyecto, en cuanto a las horas empleadas por cada uno de los agentes en la realización de este proyecto:

Nº orden	Descripción	Medición(h)	Precio(€/ud)	Importe(€)
01	<i>Alumno del Proyecto</i>	420	26.55	11151.0
02	<i>Director del Proyecto</i>	180	30.01	5401.8
<b>Total</b>				<b>16552.8</b>

Tabla 10.6: Cuadro de mediciones del proyecto

## 10.4. Resumen del presupuesto

El resumen del presupuesto, con el porcentaje de beneficio industrial y el IVA, se indica en la **Tabla 10.7**:

<b>Total presupuesto de ejecución de material(€)</b>	16552.8
<b>6 % de beneficio industrial</b>	993.17
<b>Total presupuesto de inversión (€)</b>	17545.97
<b>21 % de IVA</b>	3684.65
<b>TOTAL PRESUPUESTO BASE DE LICITACIÓN (€)</b>	21230.62

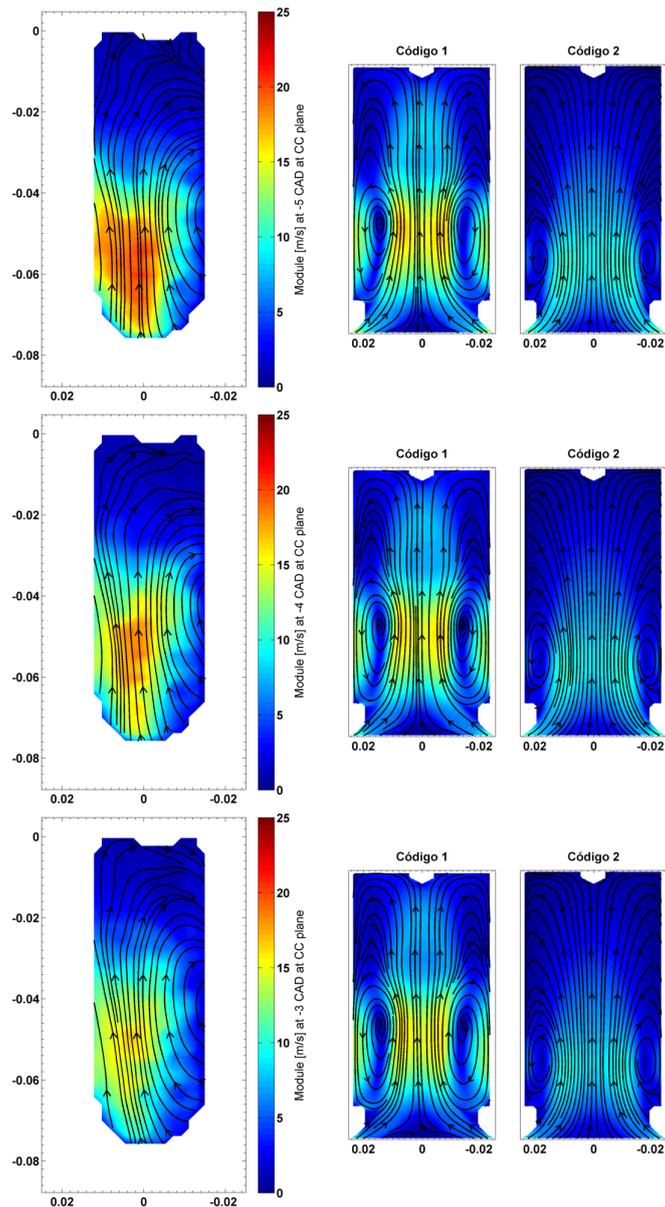
Tabla 10.7: Resumen del presupuesto

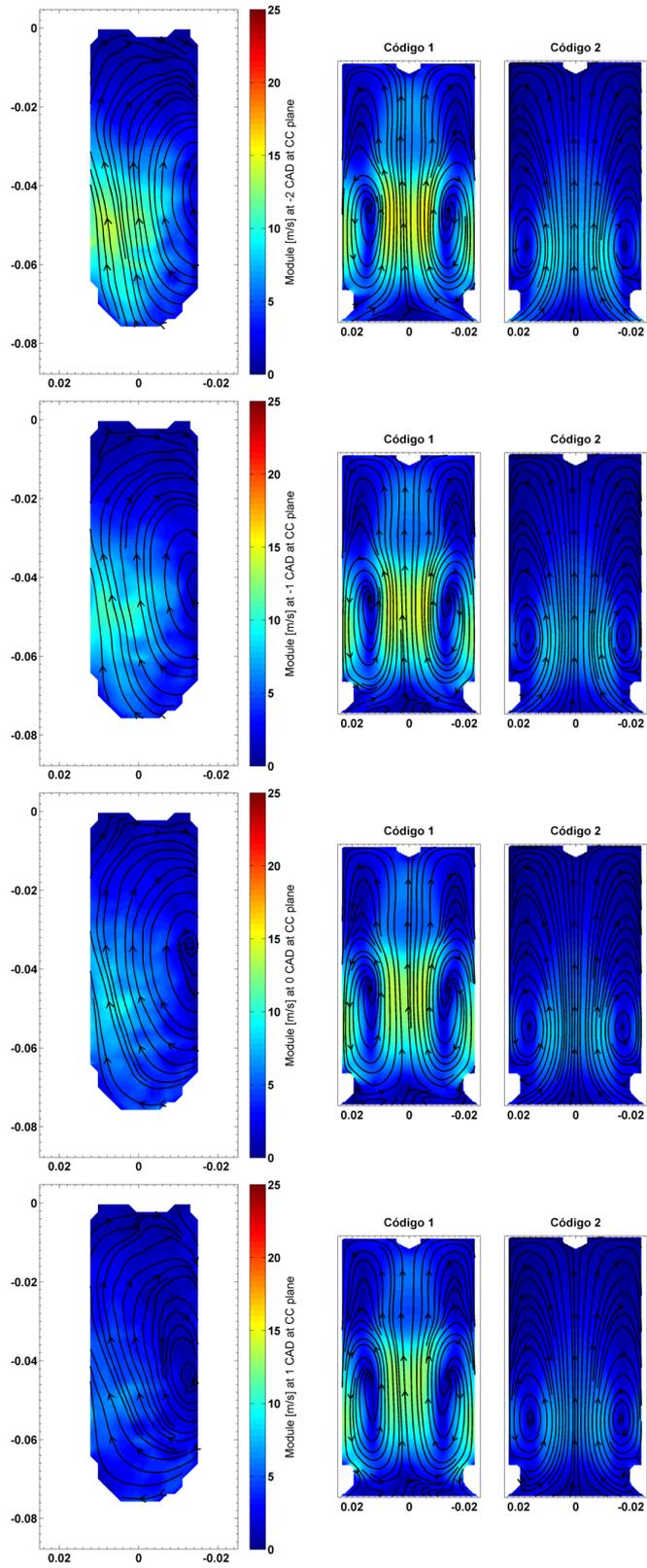
El presupuesto base de licitación asciende a la cantidad de VEINTIÚN MIL DOSCIENTOS TREINTA EUROS CON SESENTA Y DOS CÉNTIMOS.

# Anexos

## A. Anexo I: Contornos de velocidad en ambos planos de estudio para el caso de ciclo cerrado

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de velocidad en módulo correspondientes a la cámara de combustión, y que han sido representados para los planos de estudio CC y C (ambos a 90° el uno del otro). Los mismos se corresponden al caso de ciclo cerrado realizado en la puesta a punto del modelo mediante el *Código 2*, y buscan ampliar la información contenida en el **Capítulo 6**.





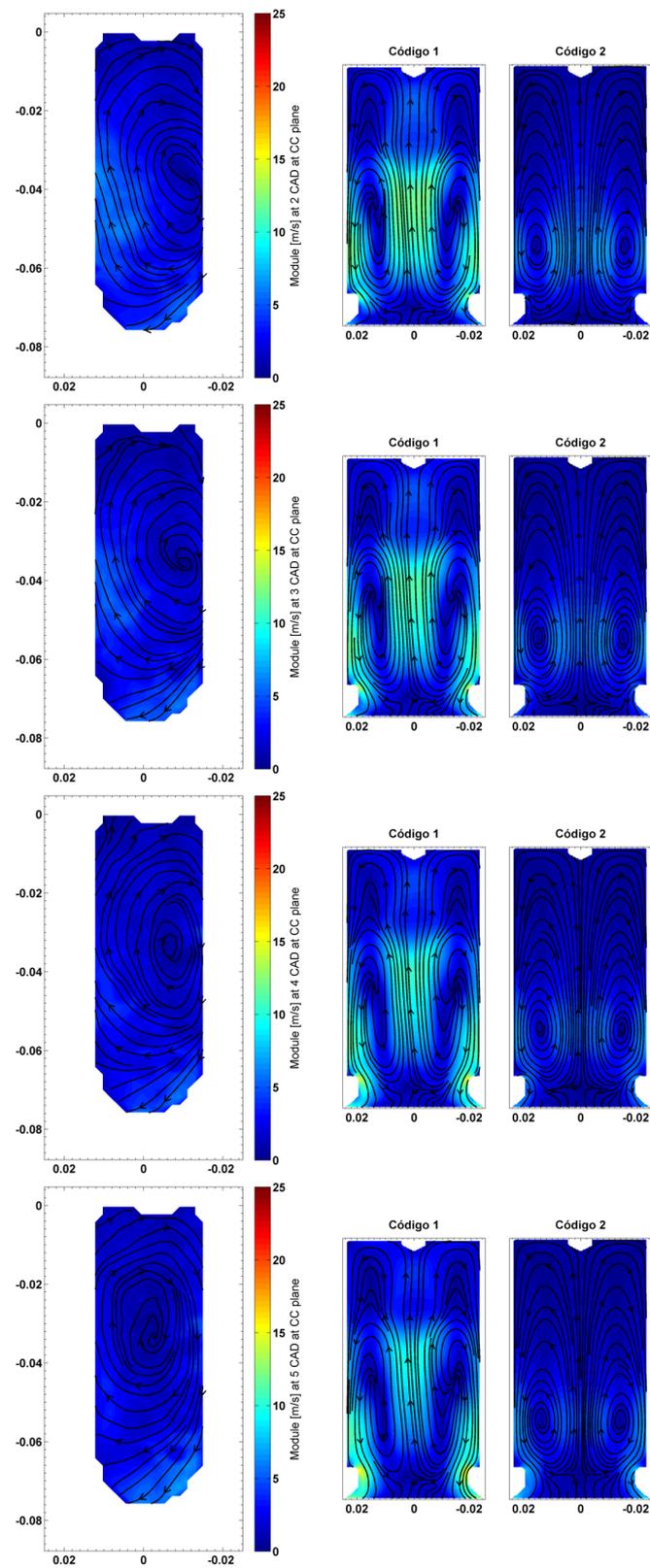
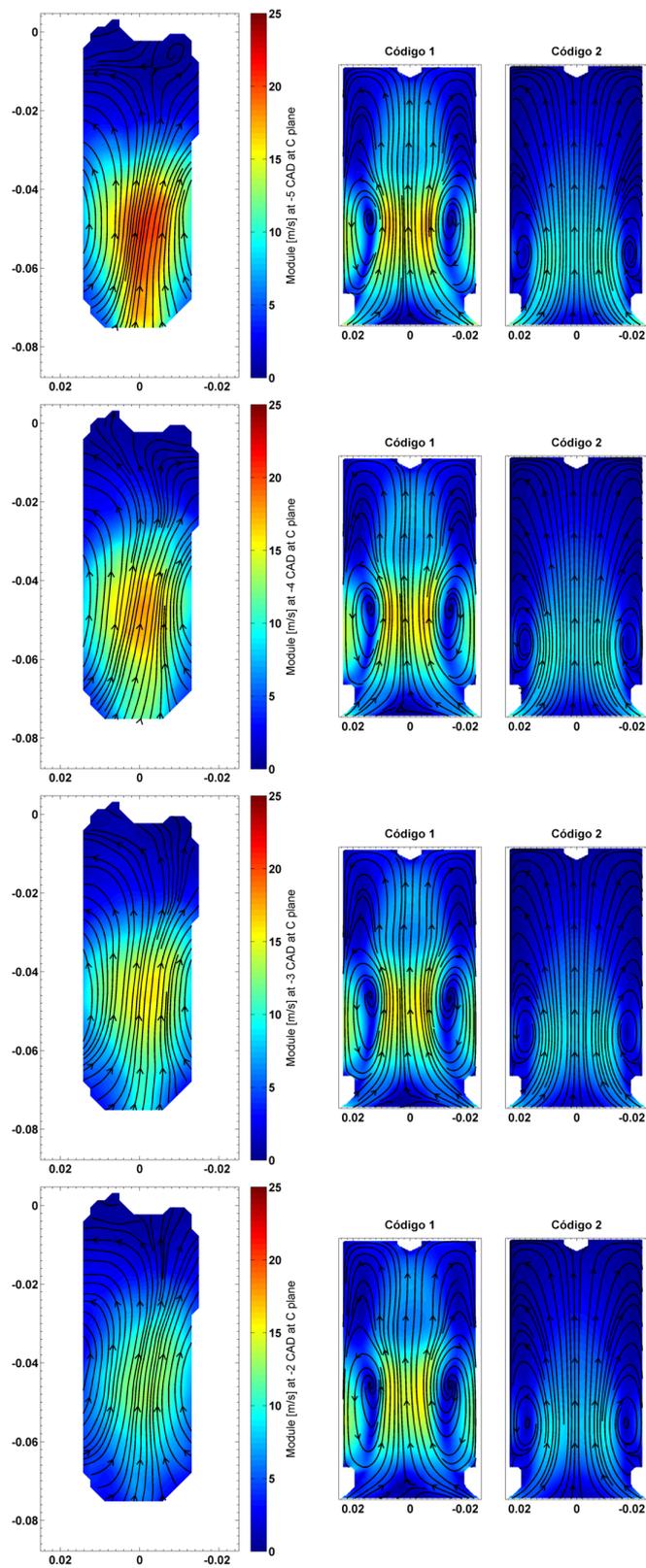
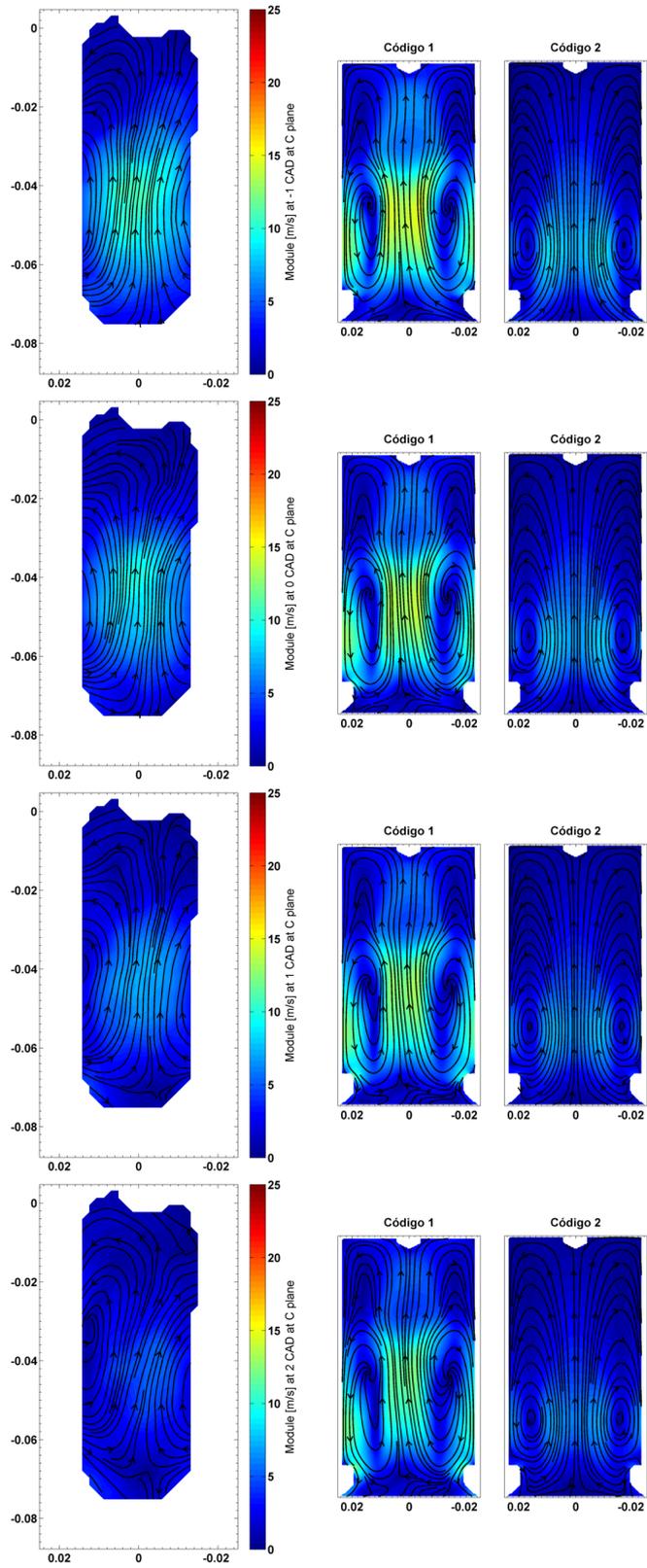


Tabla A.1: Contornos de velocidad en **plano CC** para -5:5 CAD





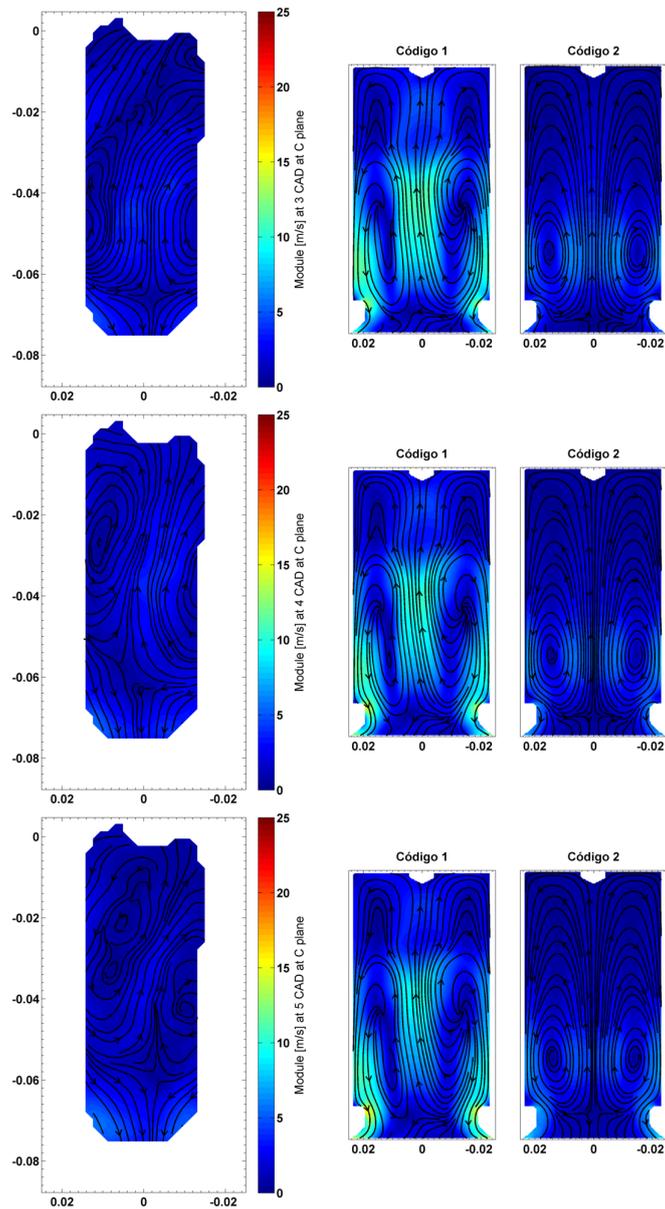
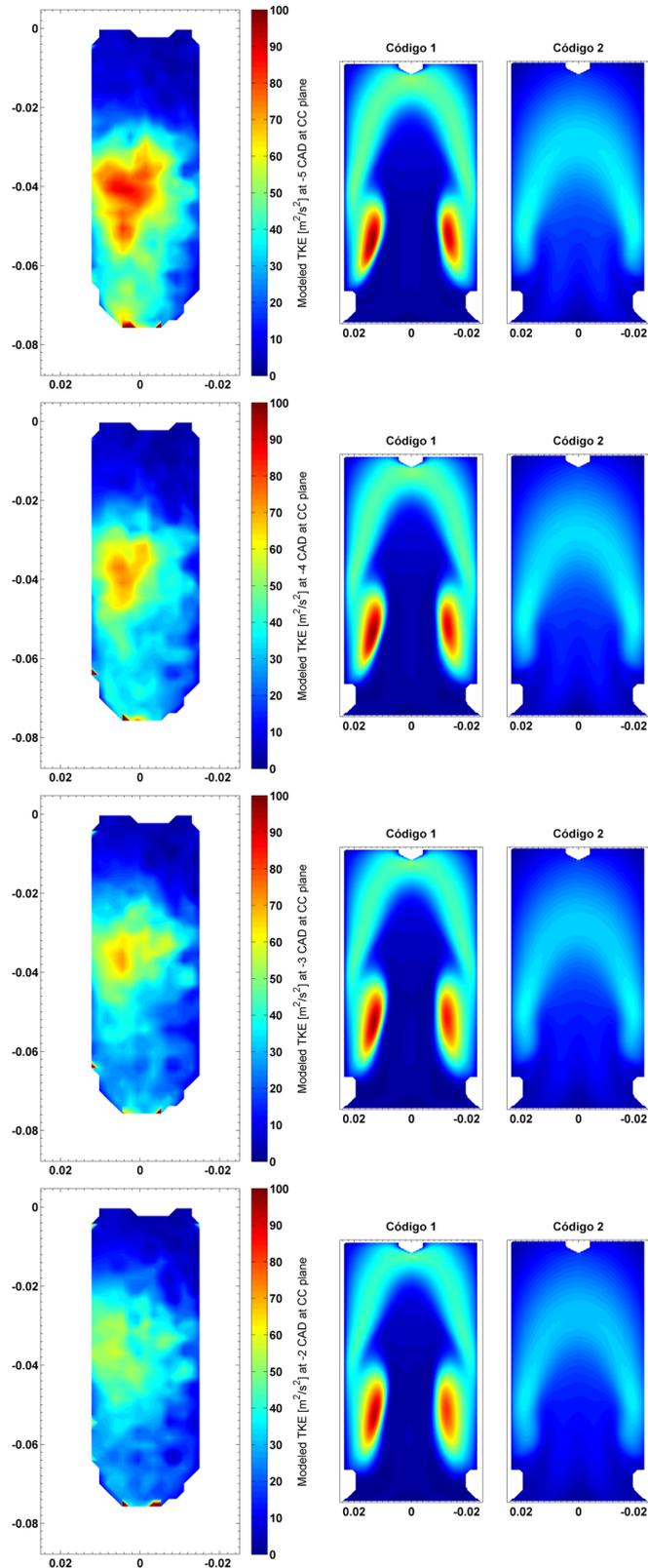
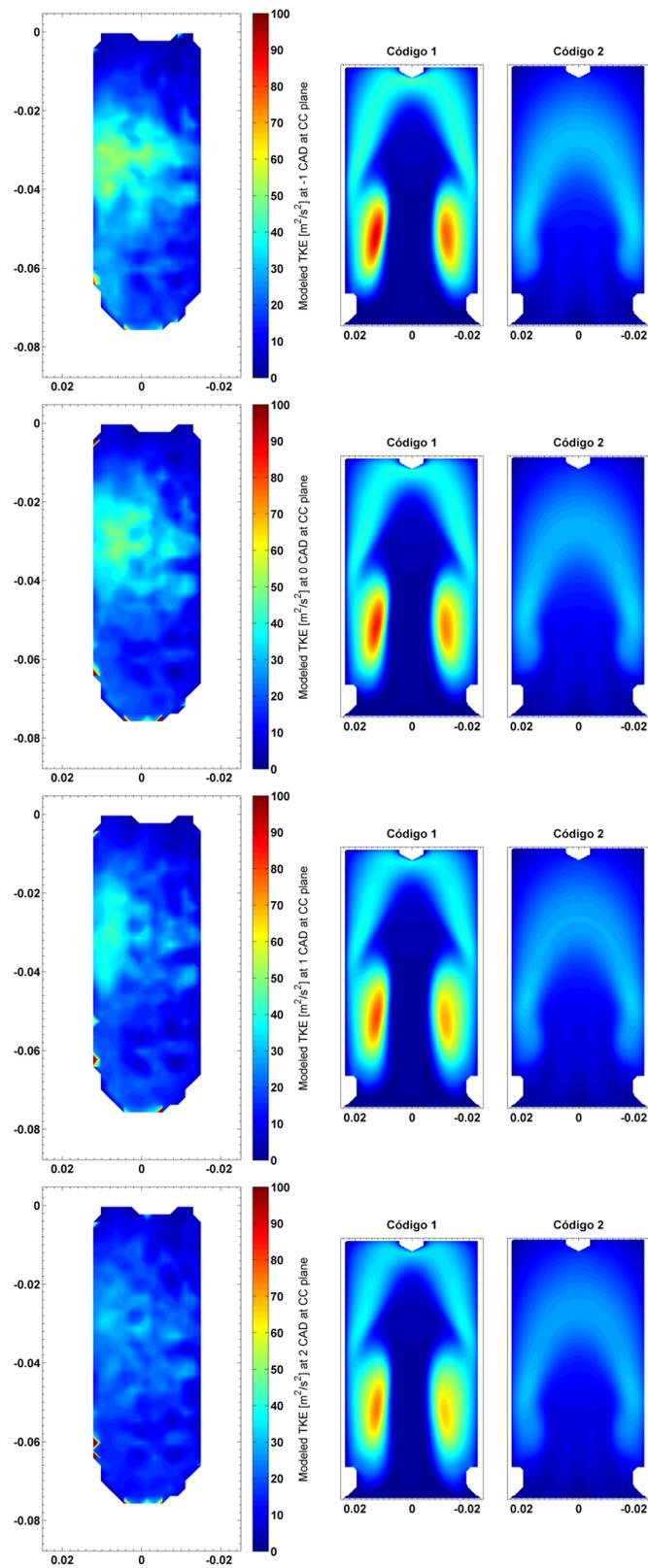


Tabla A.2: Contornos de velocidad en **plano C** para -5:5 CAD

## B. Anexo II: Contornos de TKE en ambos planos de estudio para el caso de ciclo cerrado

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de energía cinética turbulenta correspondientes a la cámara de combustión, y que han sido representados para los planos de estudio CC y C (ambos a 90° el uno del otro). Los mismos se corresponden al caso de ciclo cerrado realizado en la puesta a punto del modelo mediante el *Código 2*, y buscan ampliar la información contenida en el **Capítulo 6**.





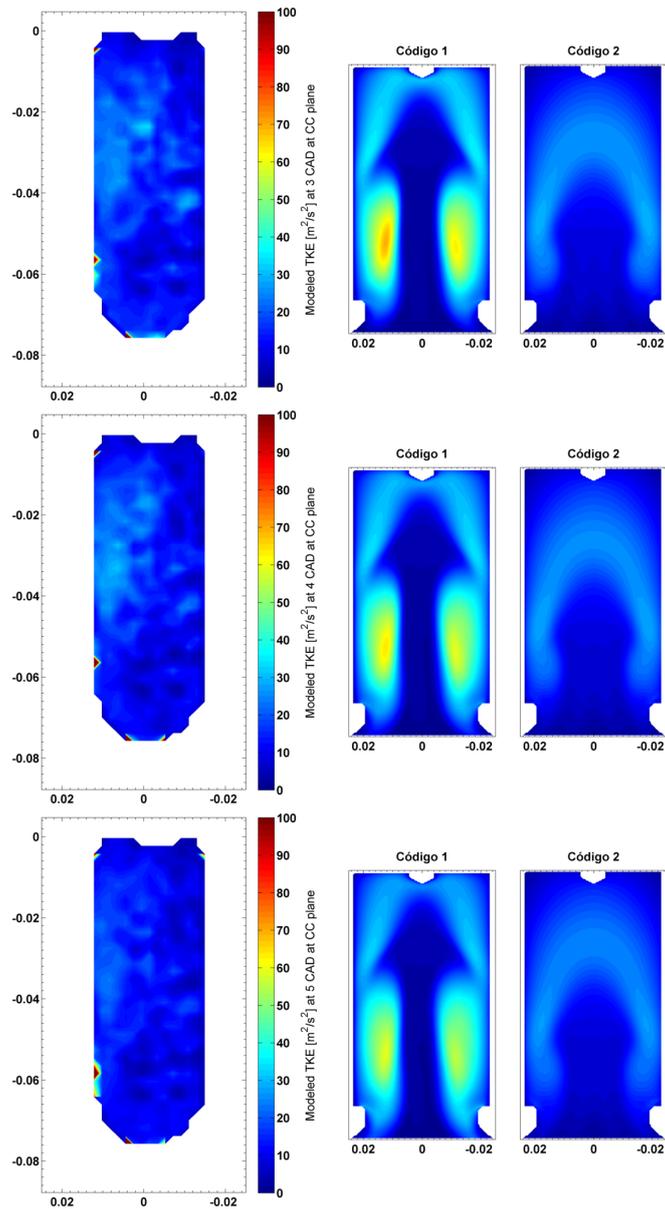
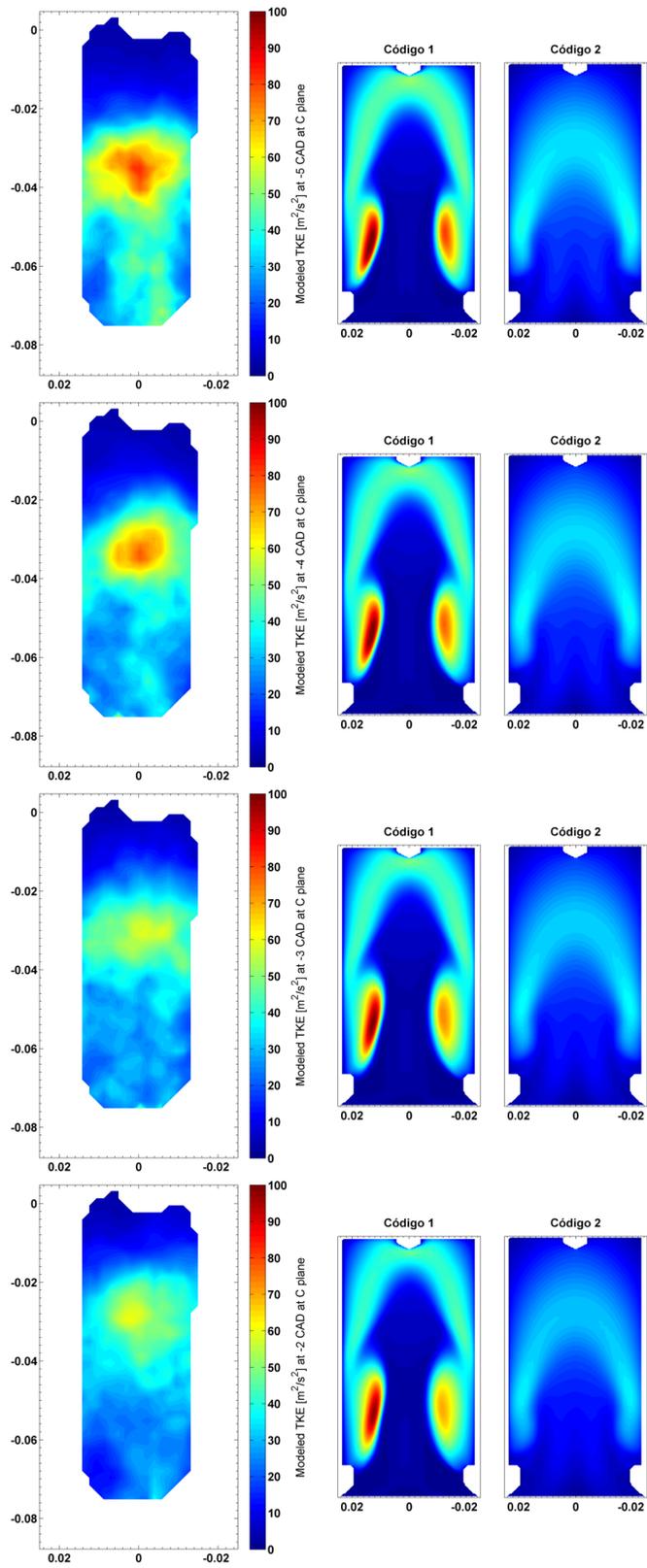
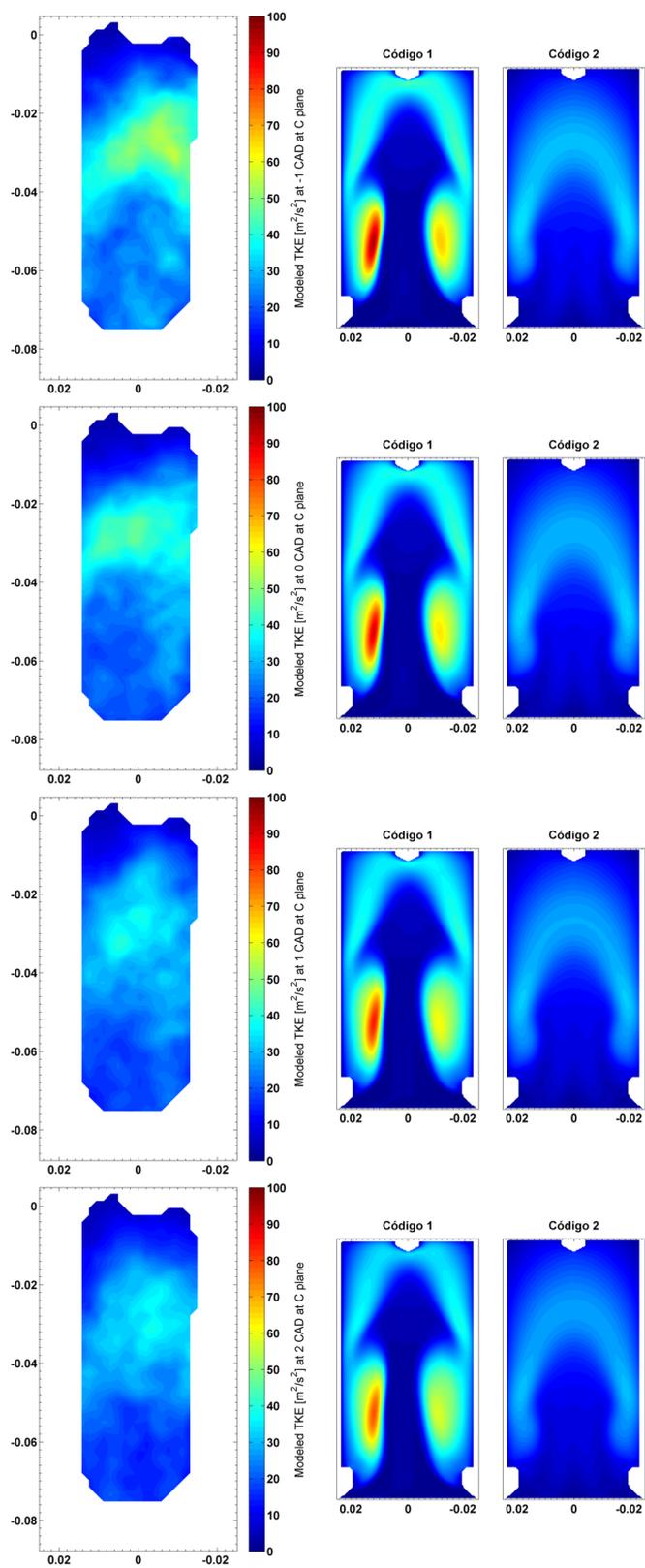
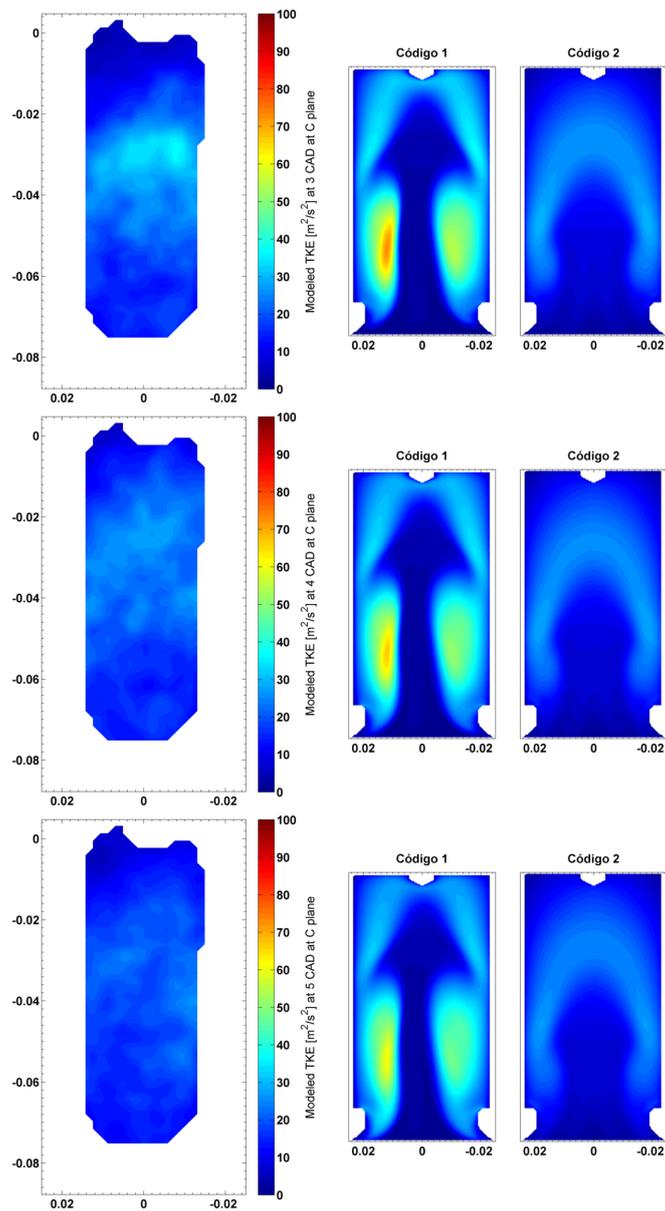


Tabla B.1: Contornos de TKE en **plano CC** para -5:5 CAD

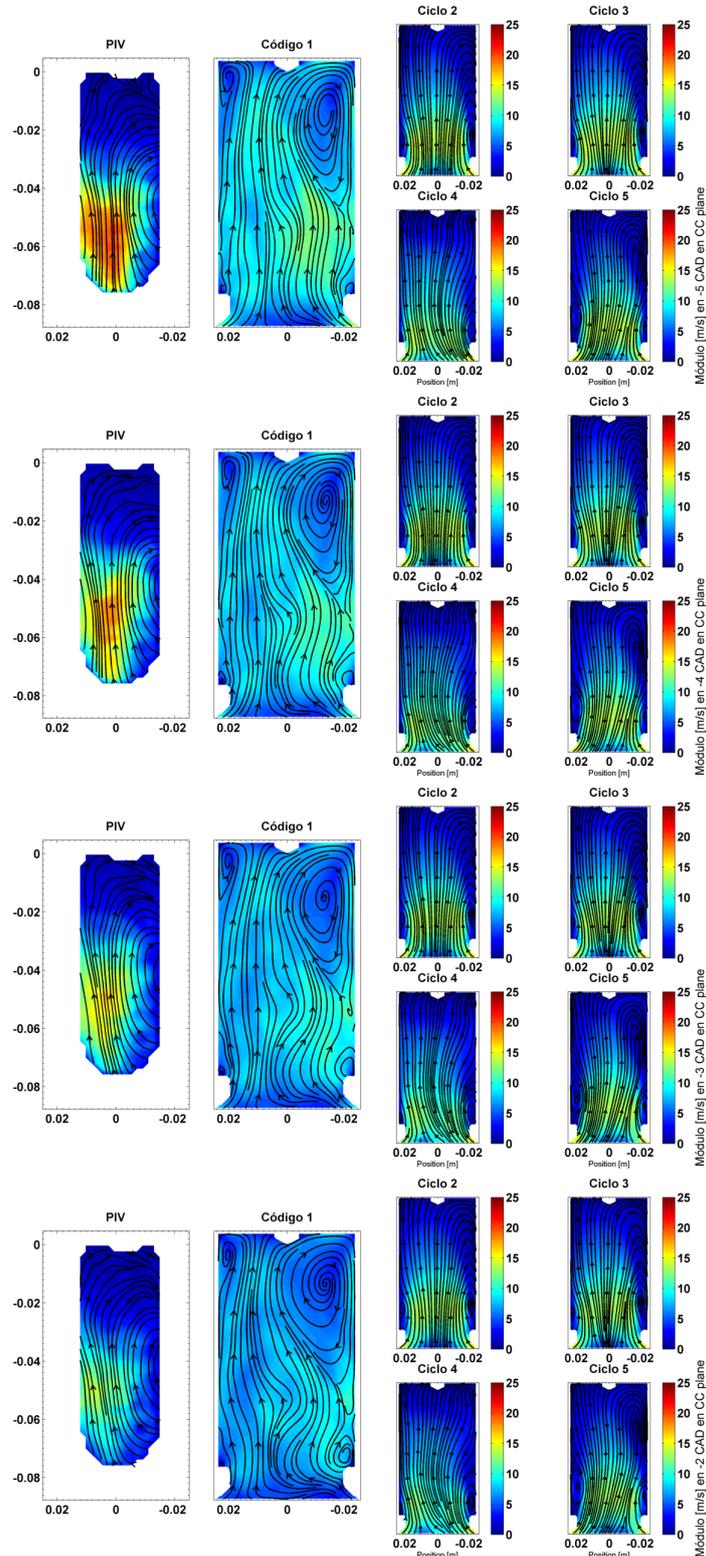


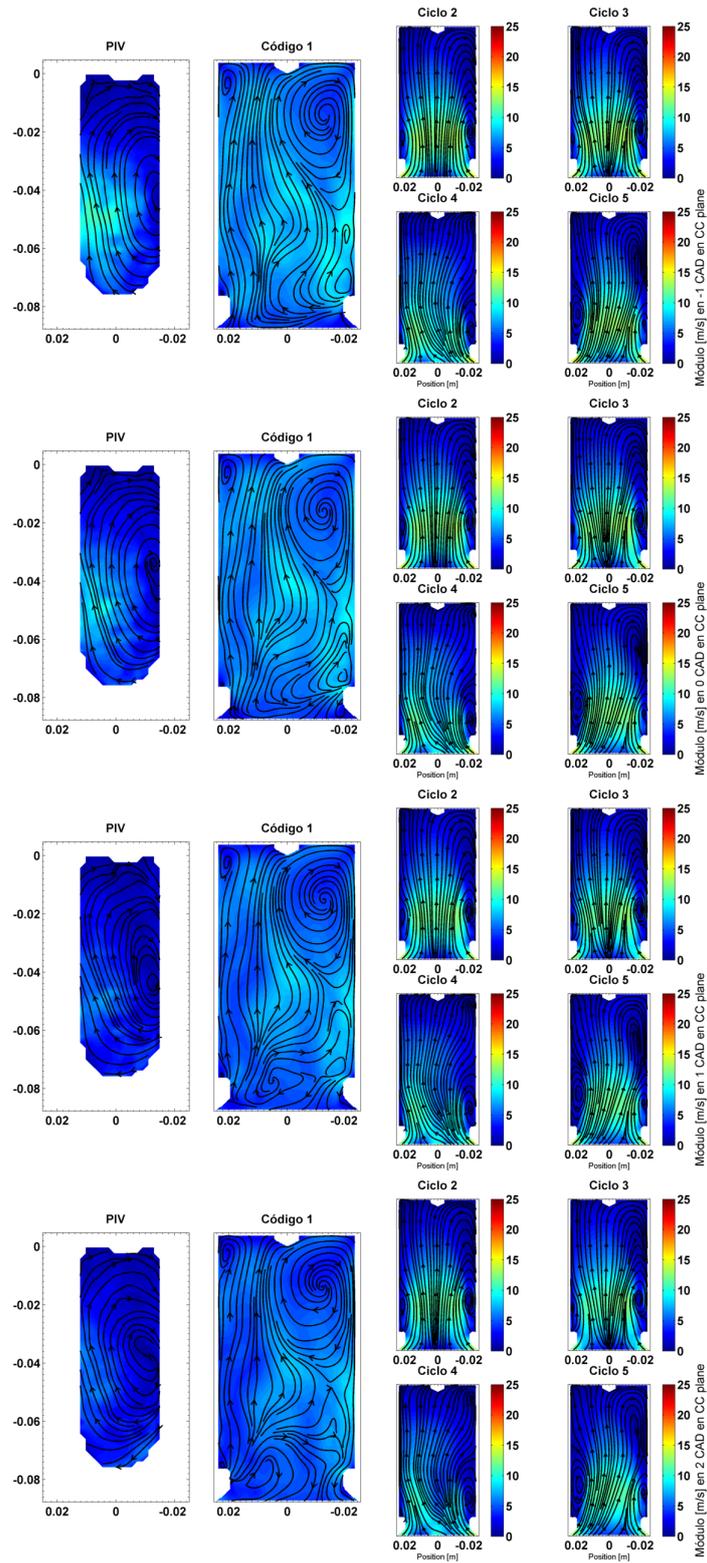


Tabla B.2: Contornos de TKE en **plano C** para -5:5 CAD

### C. Anexo III: Contornos de velocidad en ambos planos de estudio para el caso de ciclo abierto: paso angular 0.5 CAD

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de velocidad en módulo correspondientes a la cámara de combustión, y que han sido representados para los planos de estudio CC y C (ambos a 90° el uno del otro). Los mismos se corresponden al caso de ciclo abierto con un paso angular de 0.5 CAD, donde se muestra la comparación entre cuatro ciclos consecutivos calculados mediante el *Código 2*, así como aquellos extraídos de las medidas *PIV* y el *Código 1*.





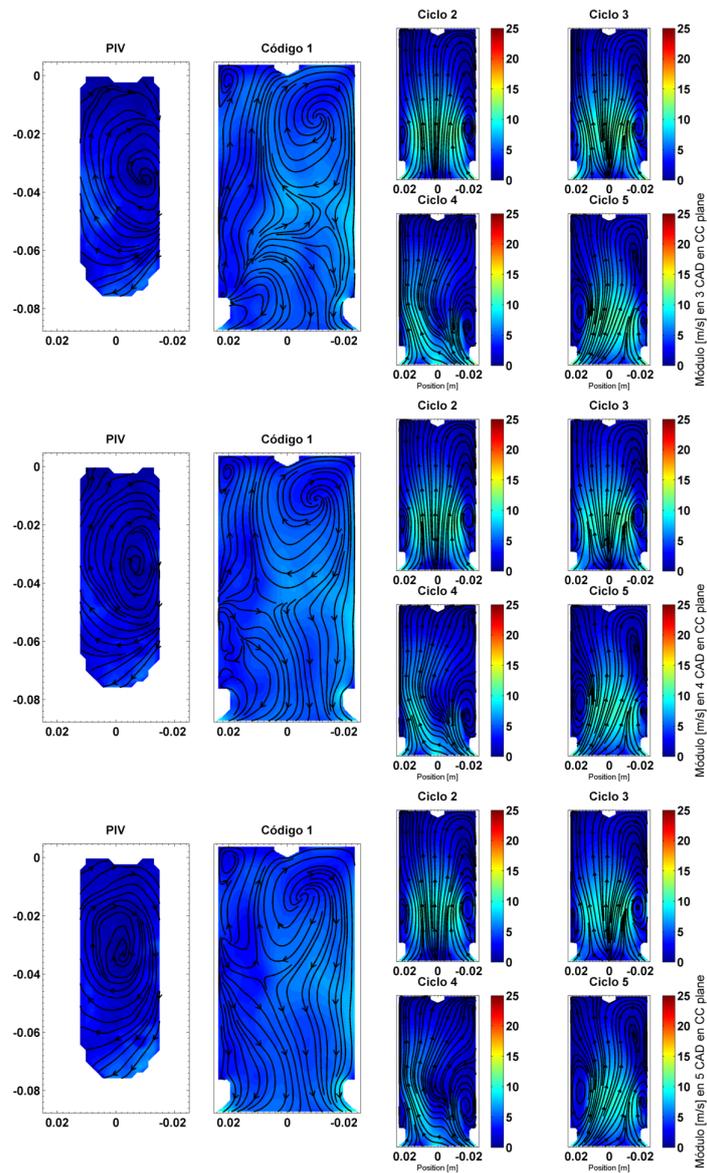
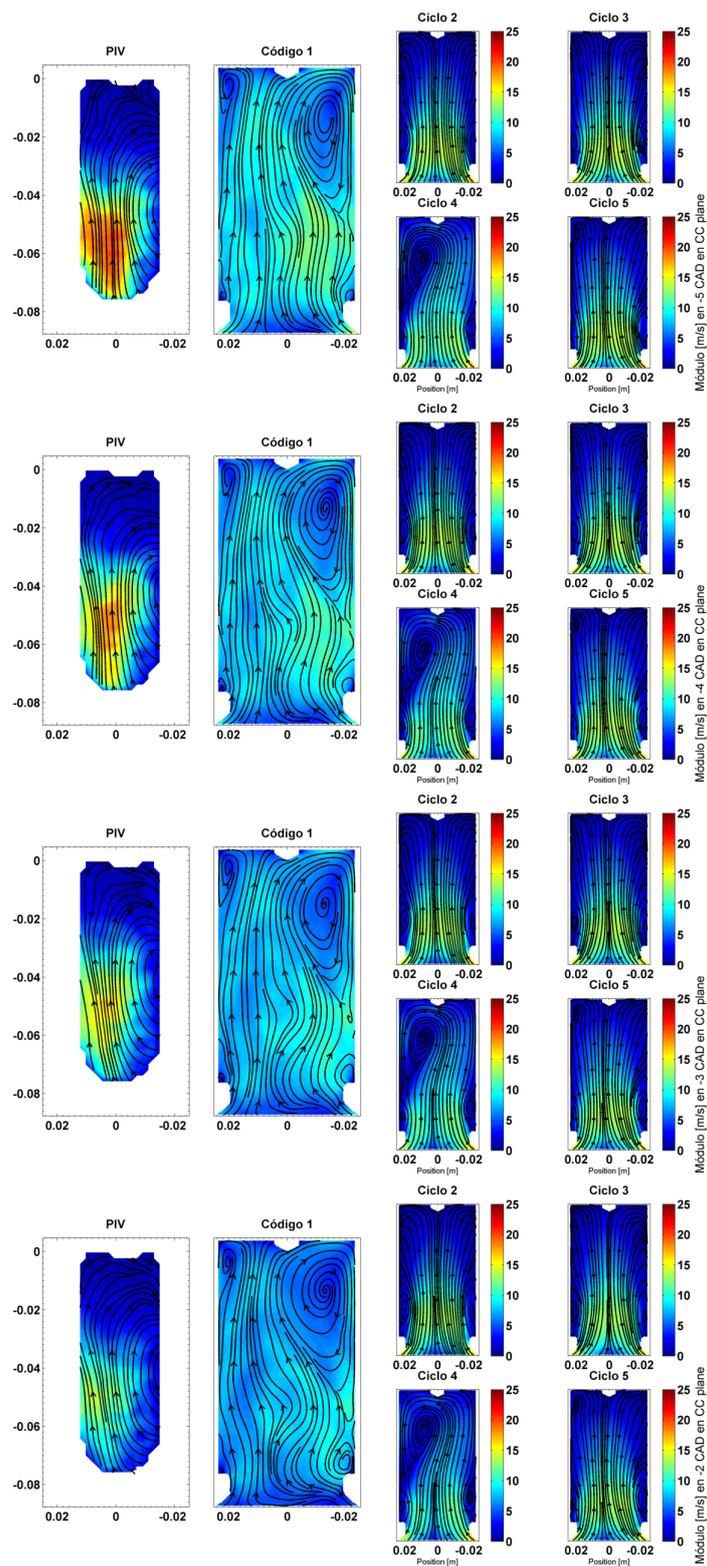
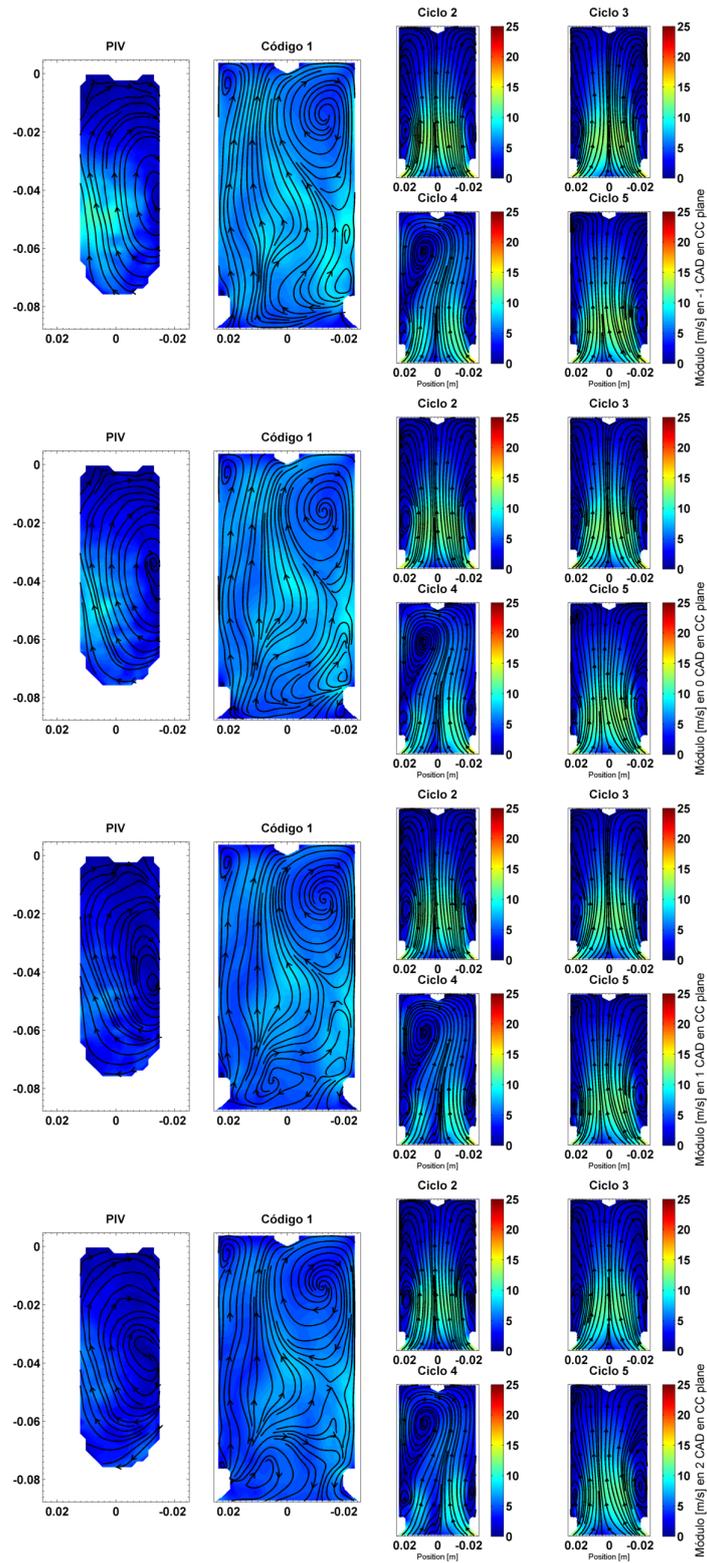


Tabla C.1: Contornos de velocidad en **plano CC** para -5:5 CAD





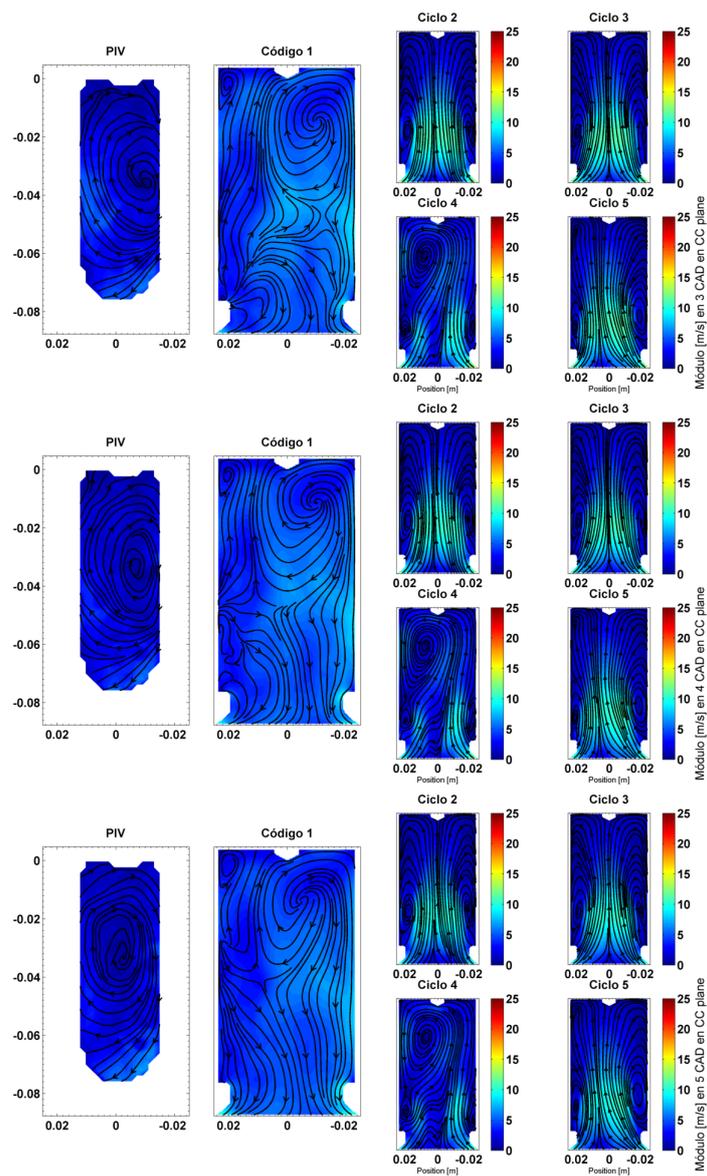
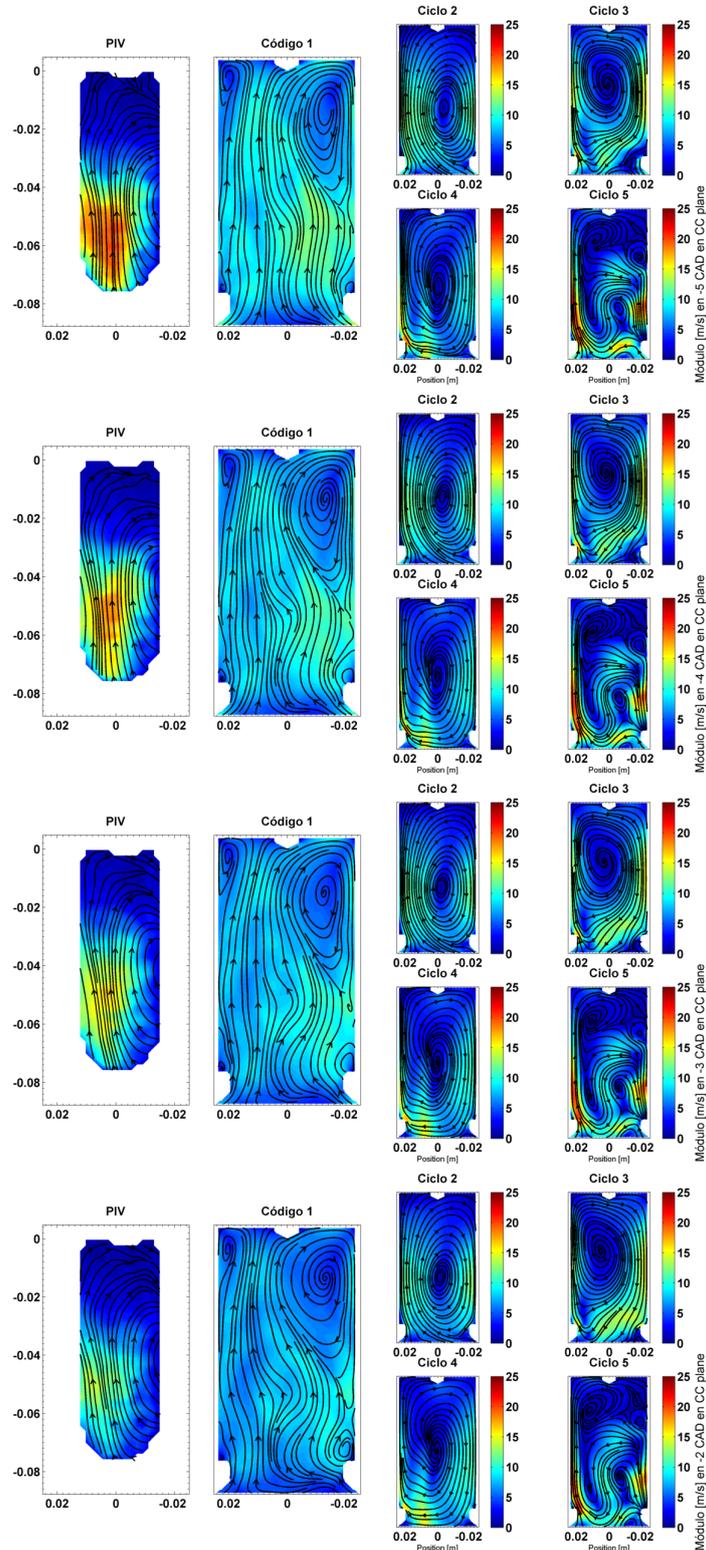
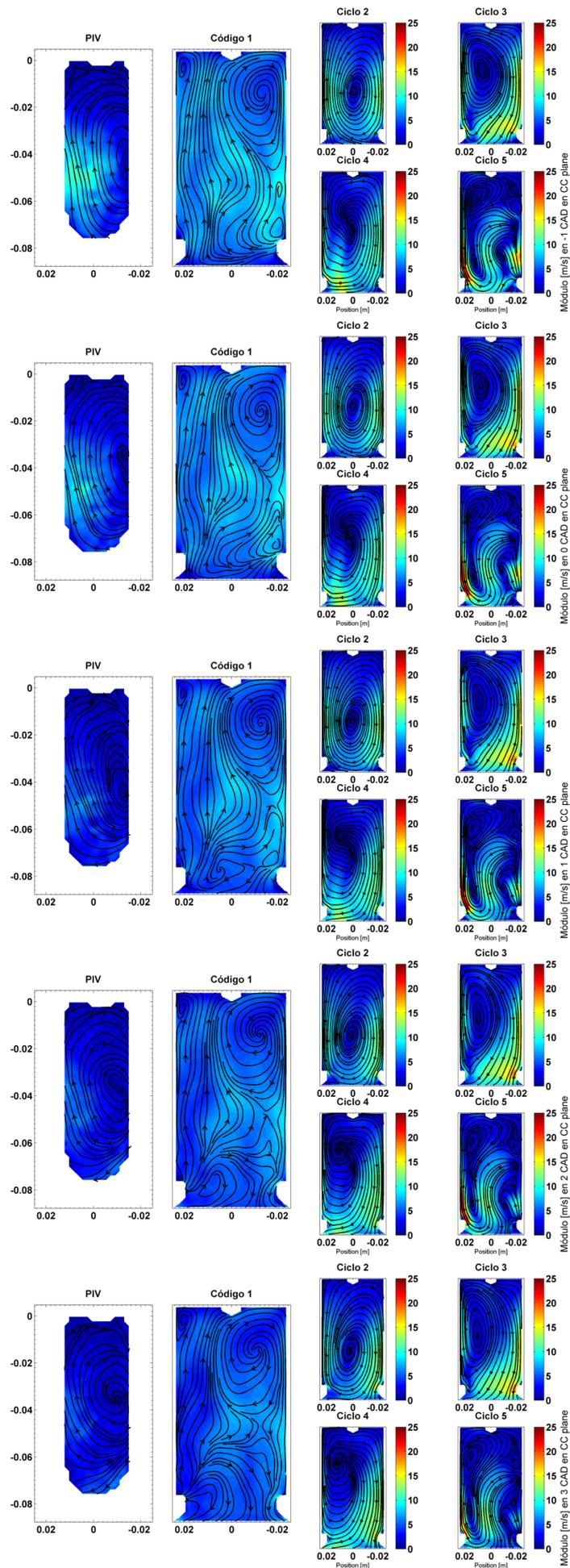


Tabla C.2: Contornos de velocidad en **plano C** para -5:5 CAD

## D. Anexo IV: Contornos de velocidad en ambos planos de estudio para el caso de ciclo abierto: paso angular 0.1 CAD

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de velocidad en módulo correspondientes a la cámara de combustión, y que han sido representados para los planos de estudio CC y C (ambos a 90° el uno del otro). Los mismos se corresponden al caso de ciclo abierto con un paso angular de 0.1 CAD, donde se muestra la comparación entre cuatro ciclos consecutivos calculados mediante el *Código 2*, así como aquellos extraídos de las medidas *PIV* y el *Código 1*.





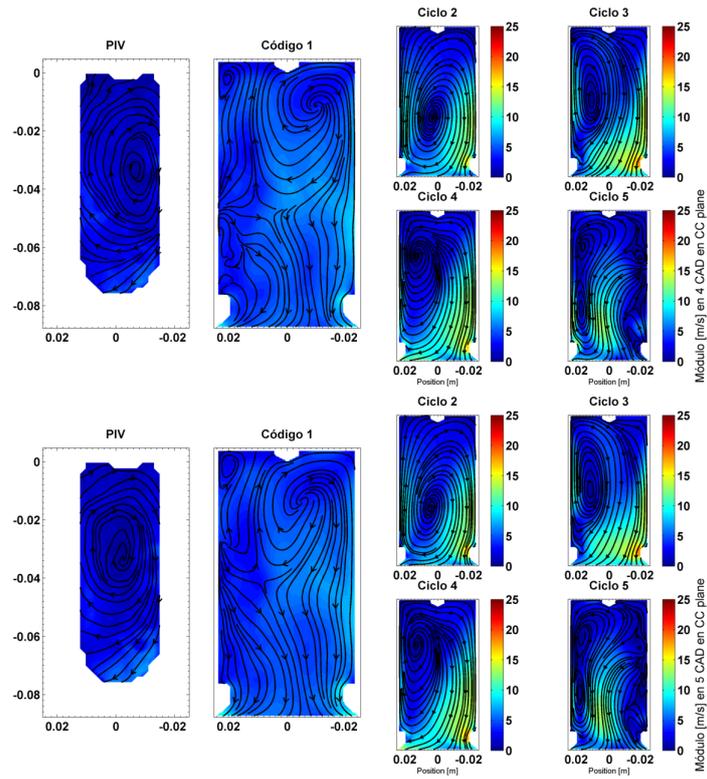
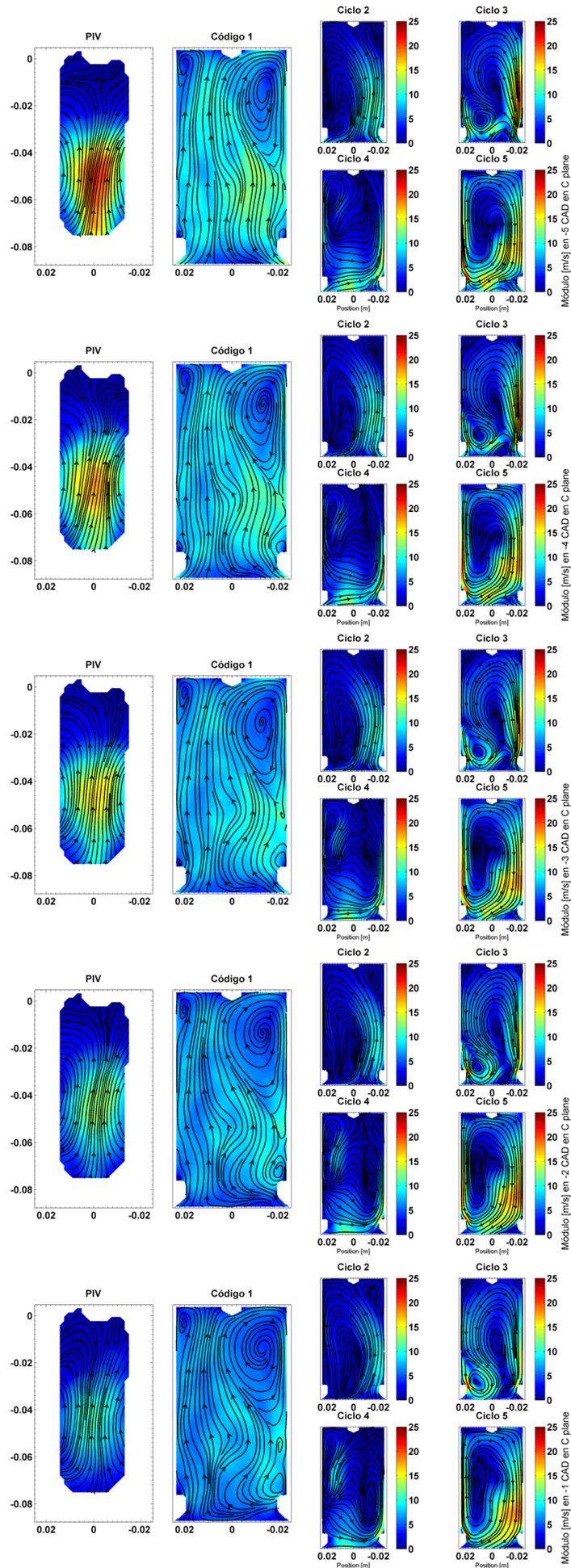
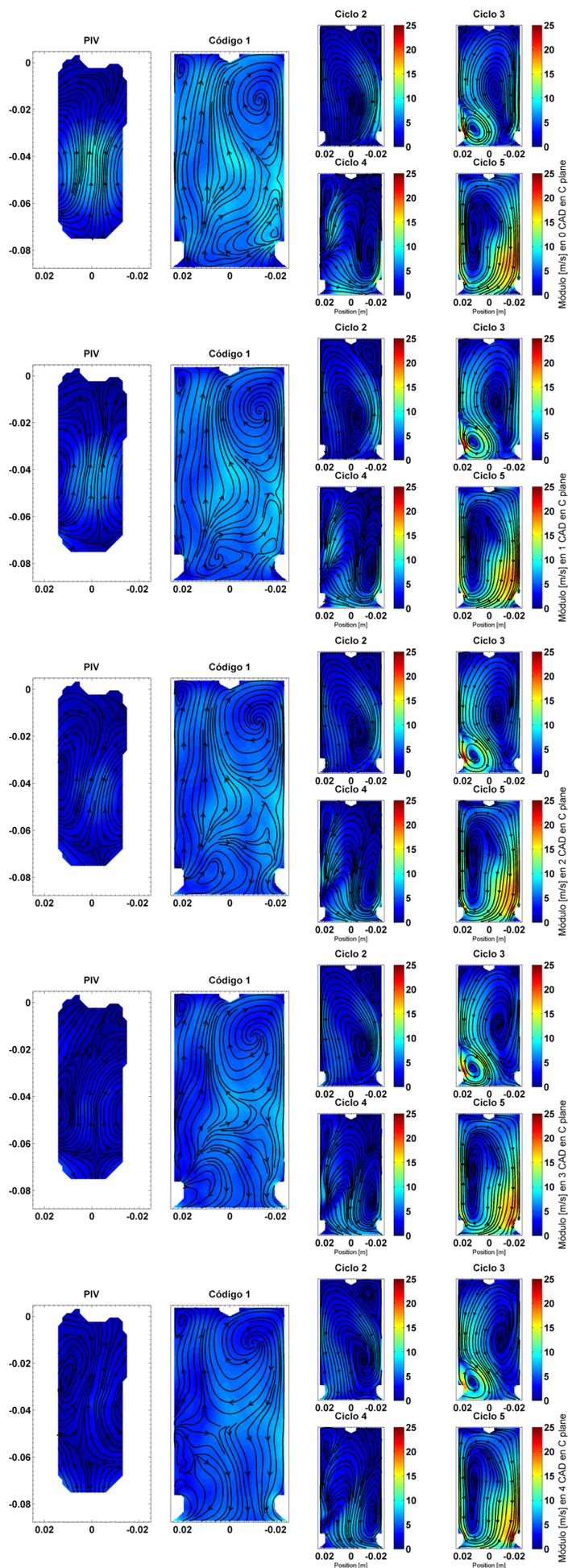


Tabla D.1: Contornos de velocidad en **plano CC** para -5:5 CAD





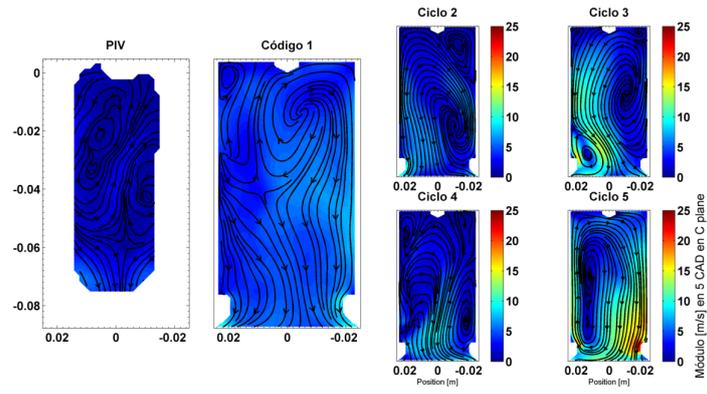
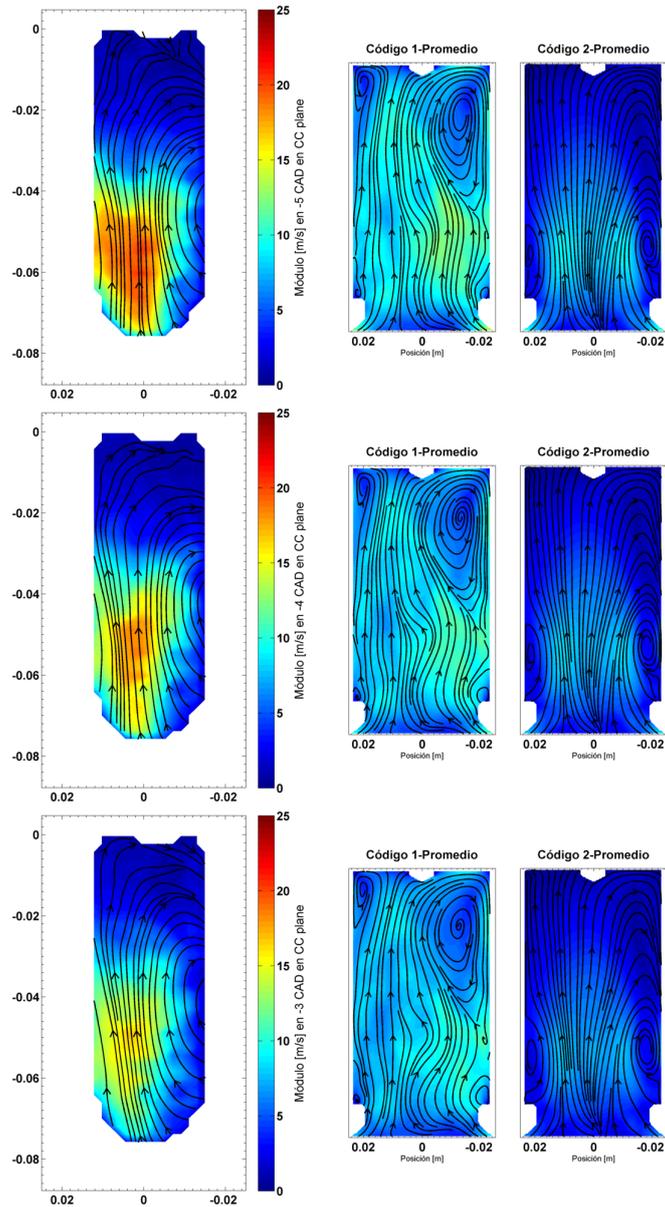
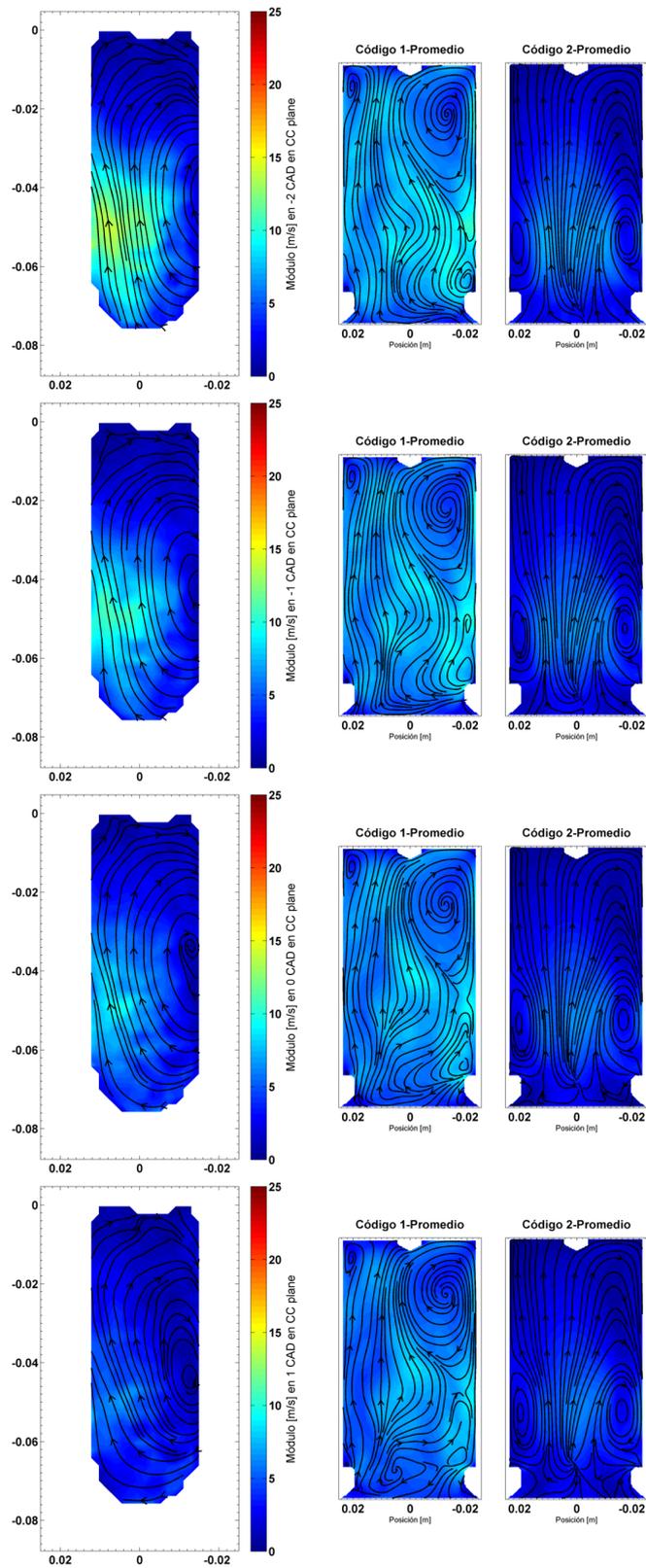


Tabla D.2: Contornos de velocidad en **plano C** para -5:5 CAD

## E. Anexo V: Contornos de velocidad y sus desviaciones promediados para el caso de ciclo abierto

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de velocidad en módulo correspondientes a un promedio en la cámara de combustión, y que han sido representados para el plano de estudio CC. Los mismos se corresponden al caso de ciclo abierto con un paso angular de 0.5 CAD en primera instancia, seguidos de la misma representación con un paso de 0.1 CAD. Adicionalmente, se incluye una representación de las variables estadísticas de coeficiente de variación y desviación estándar referidos a ambos casos de estudio con el *Código 2*, y al realizado mediante el *Código 1*.





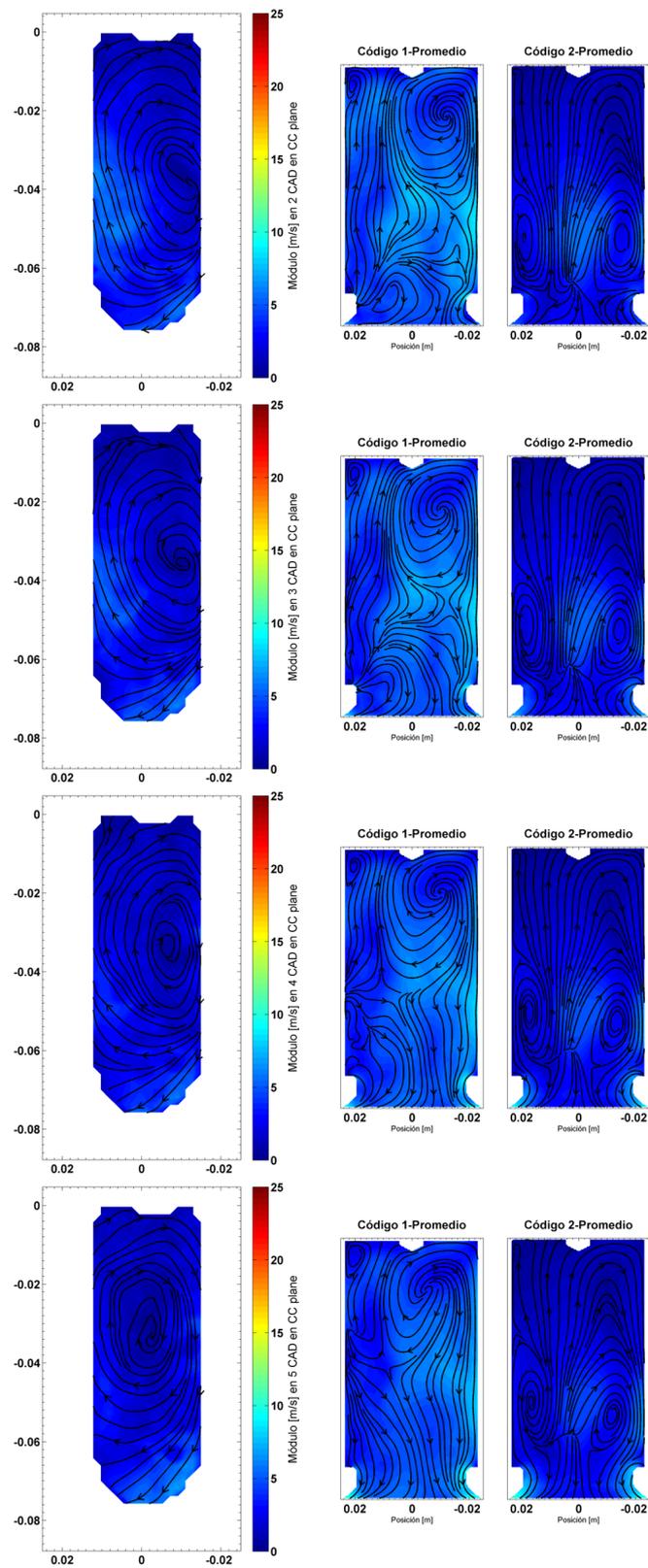
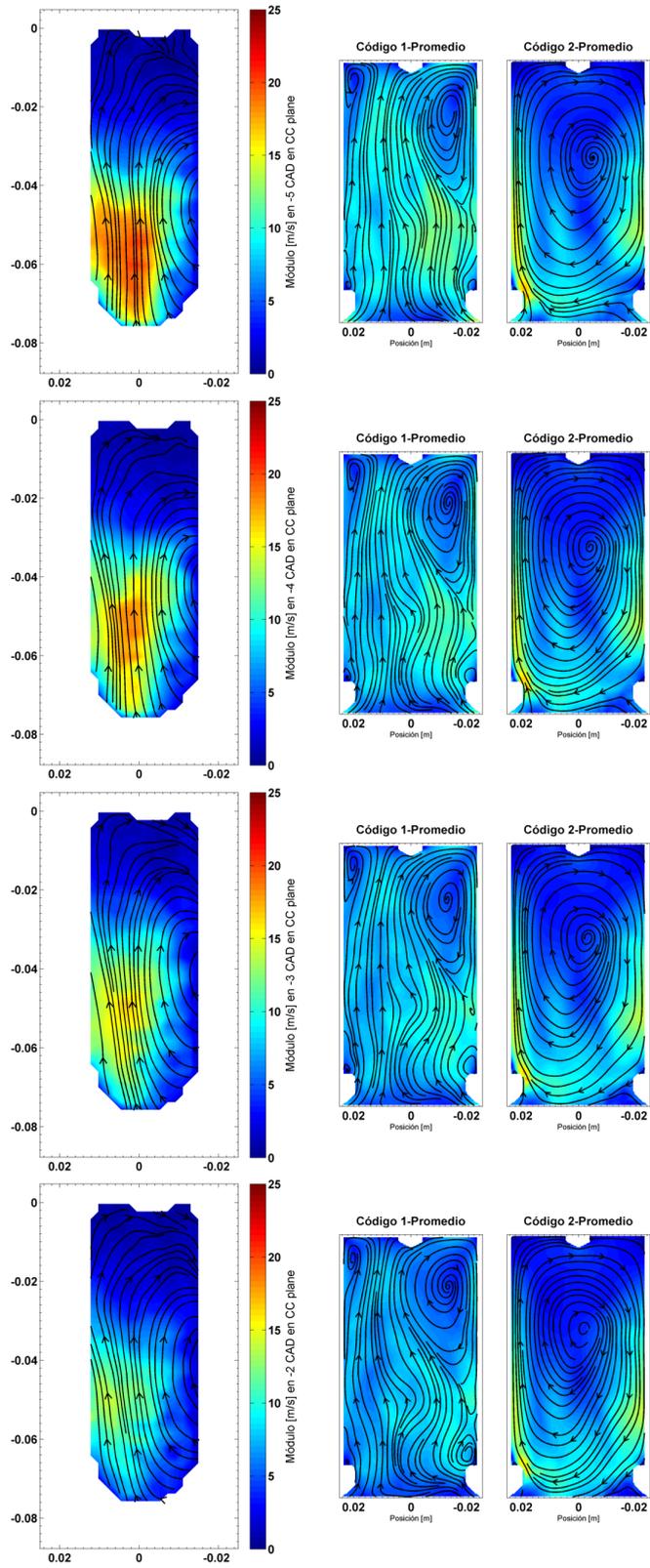
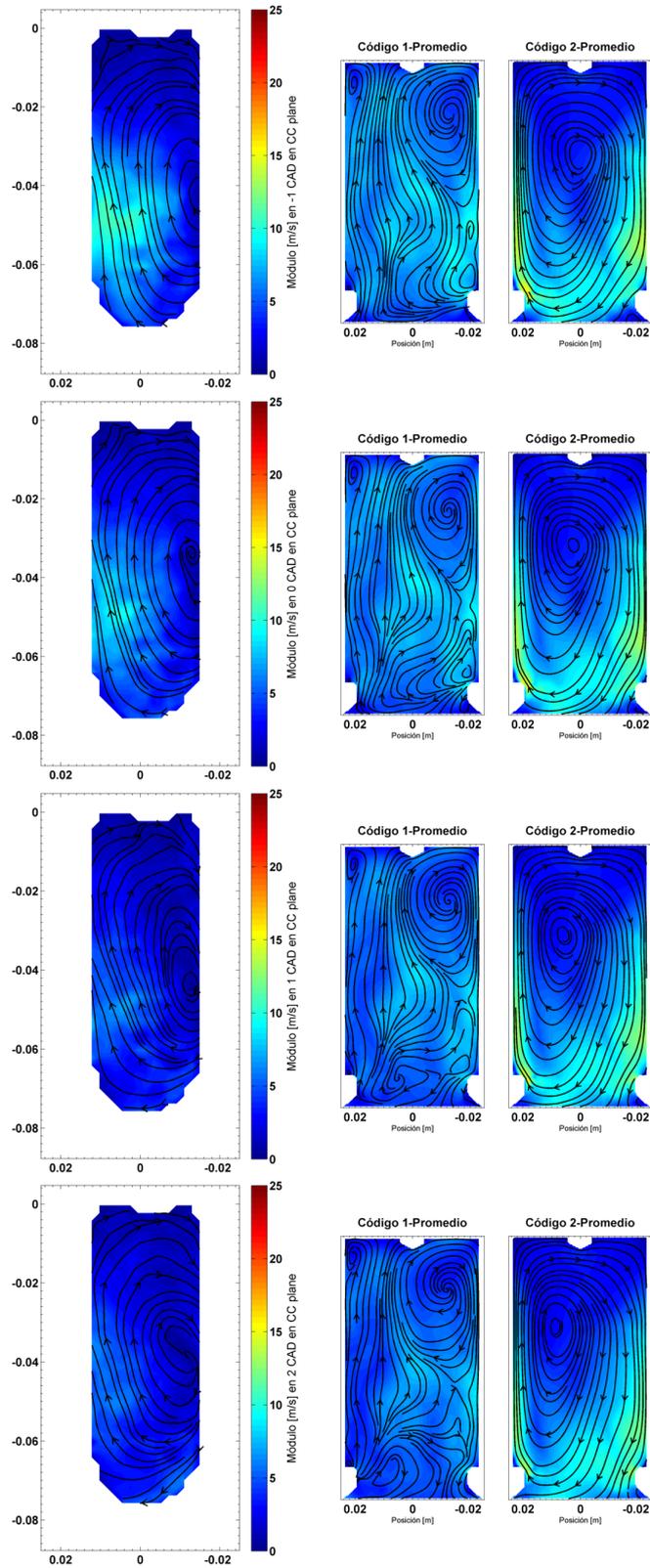


Tabla E.1: Contornos de velocidad promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.5 CAD para el **plano CC**





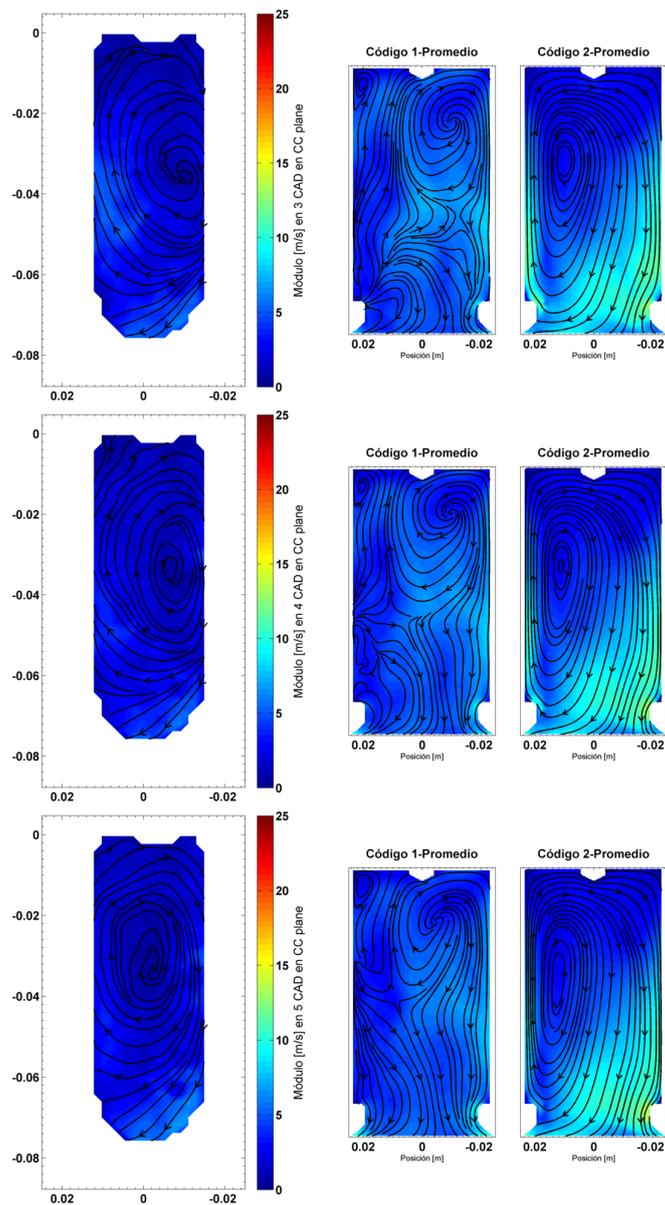
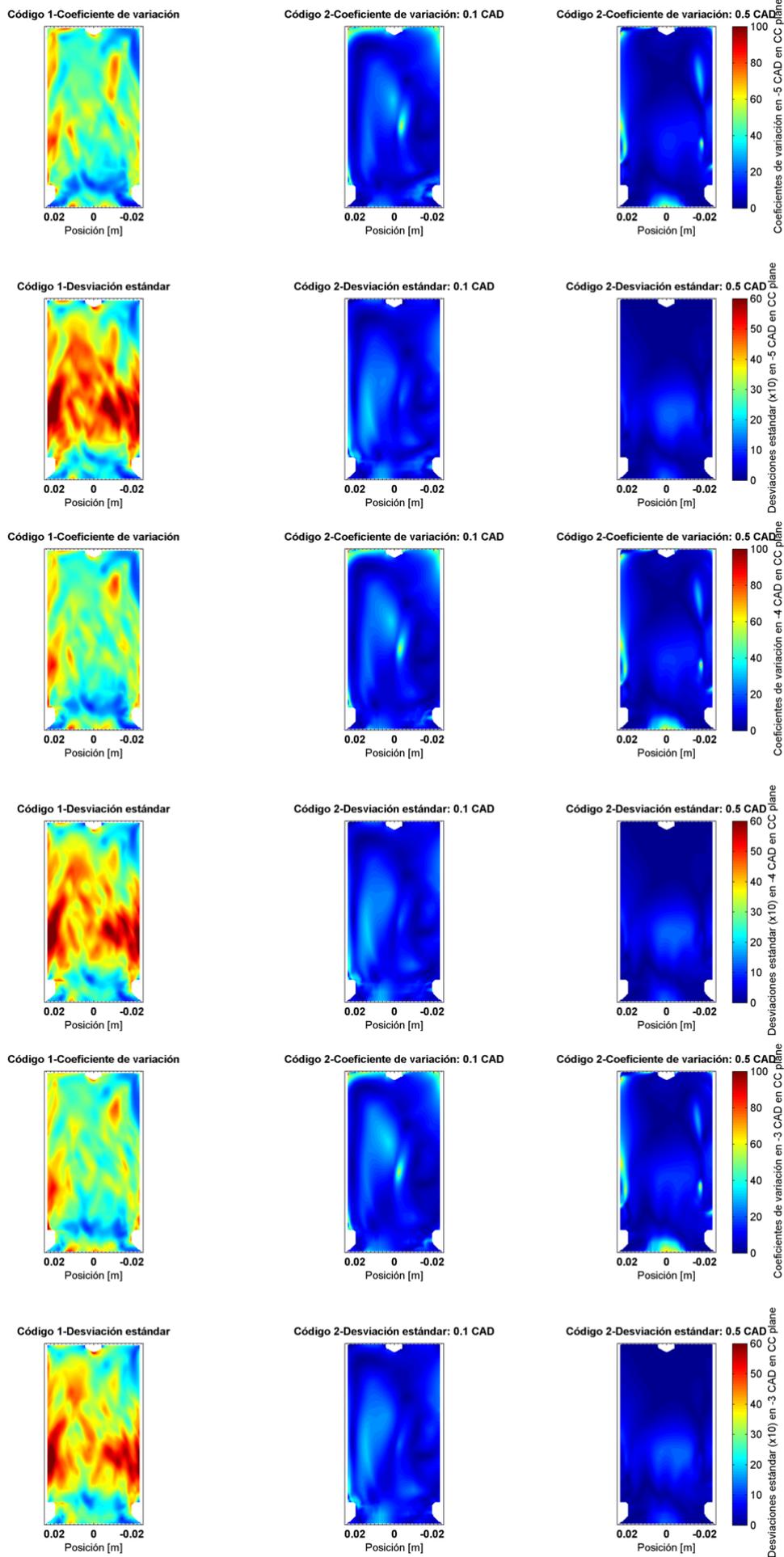
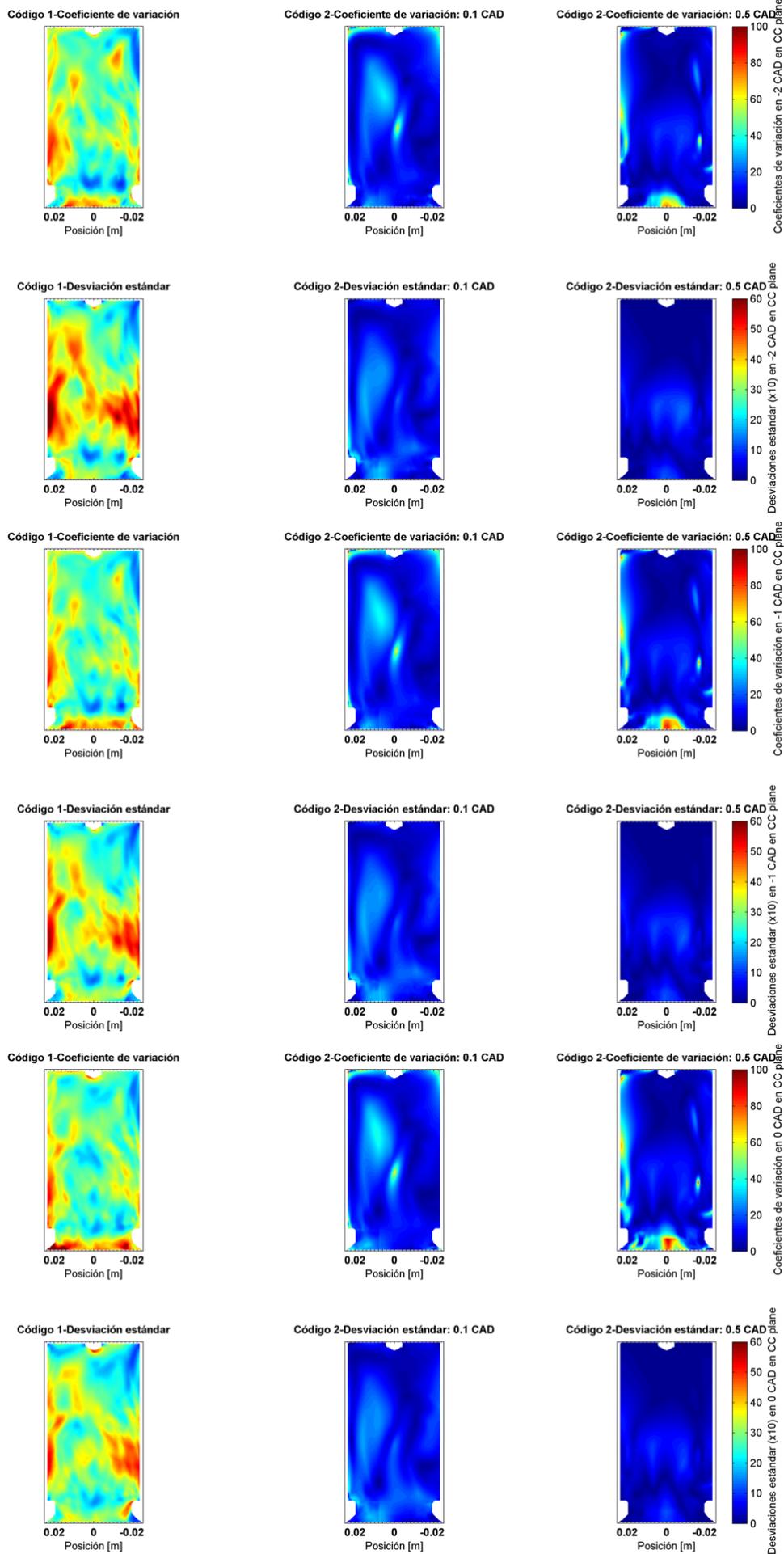
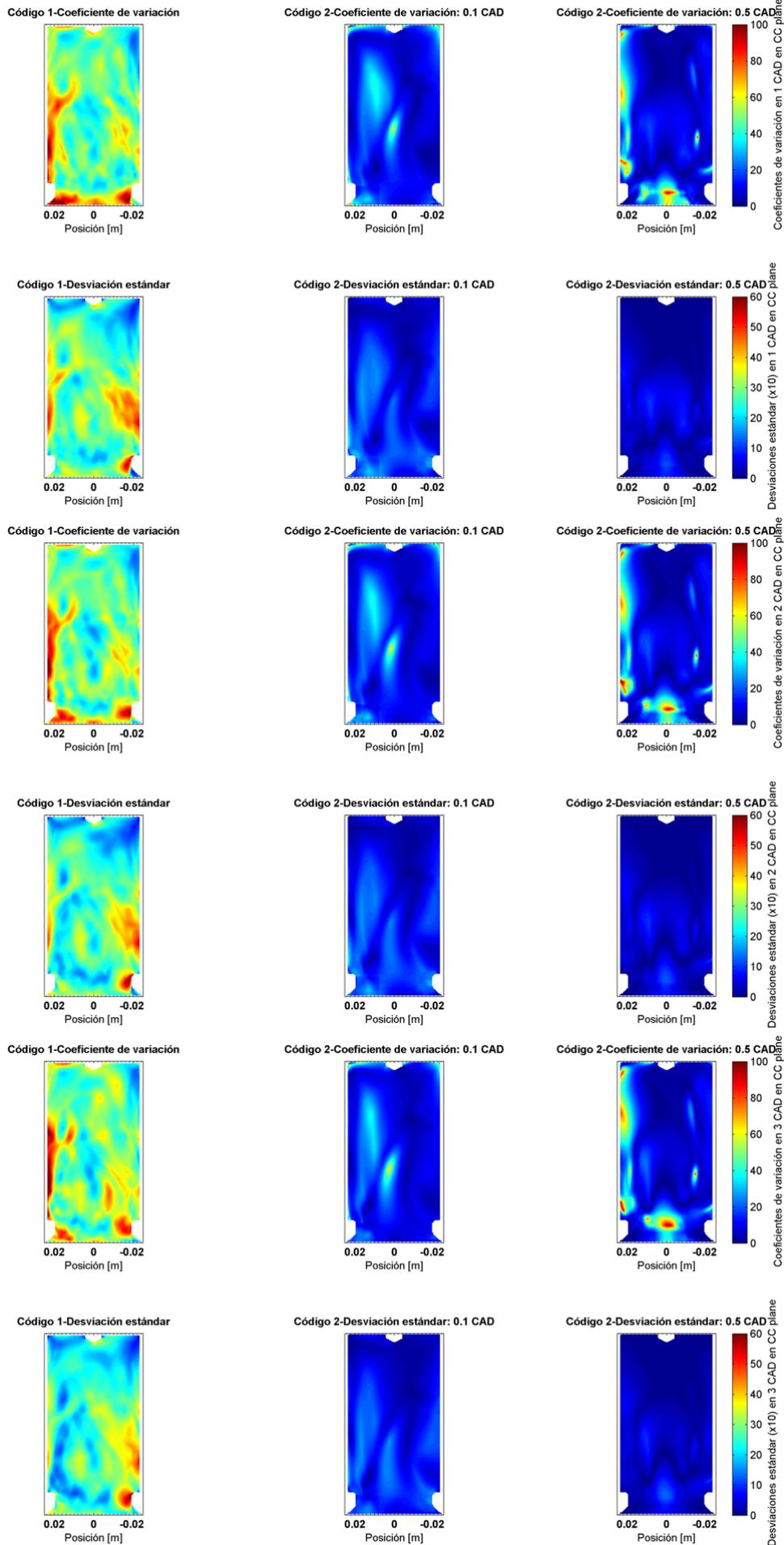


Tabla E.2: Contornos de velocidad promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.1 CAD para el **plano CC**







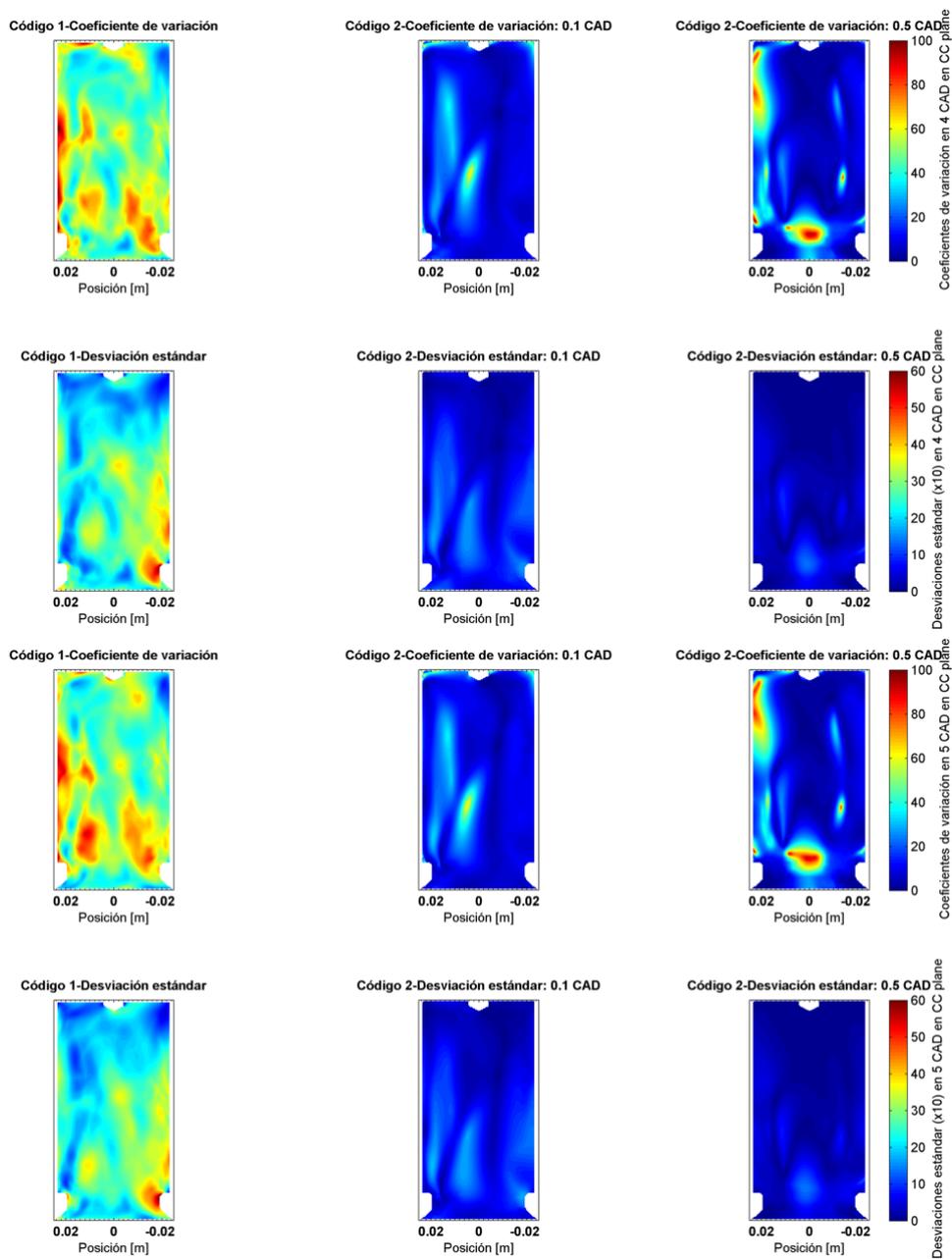
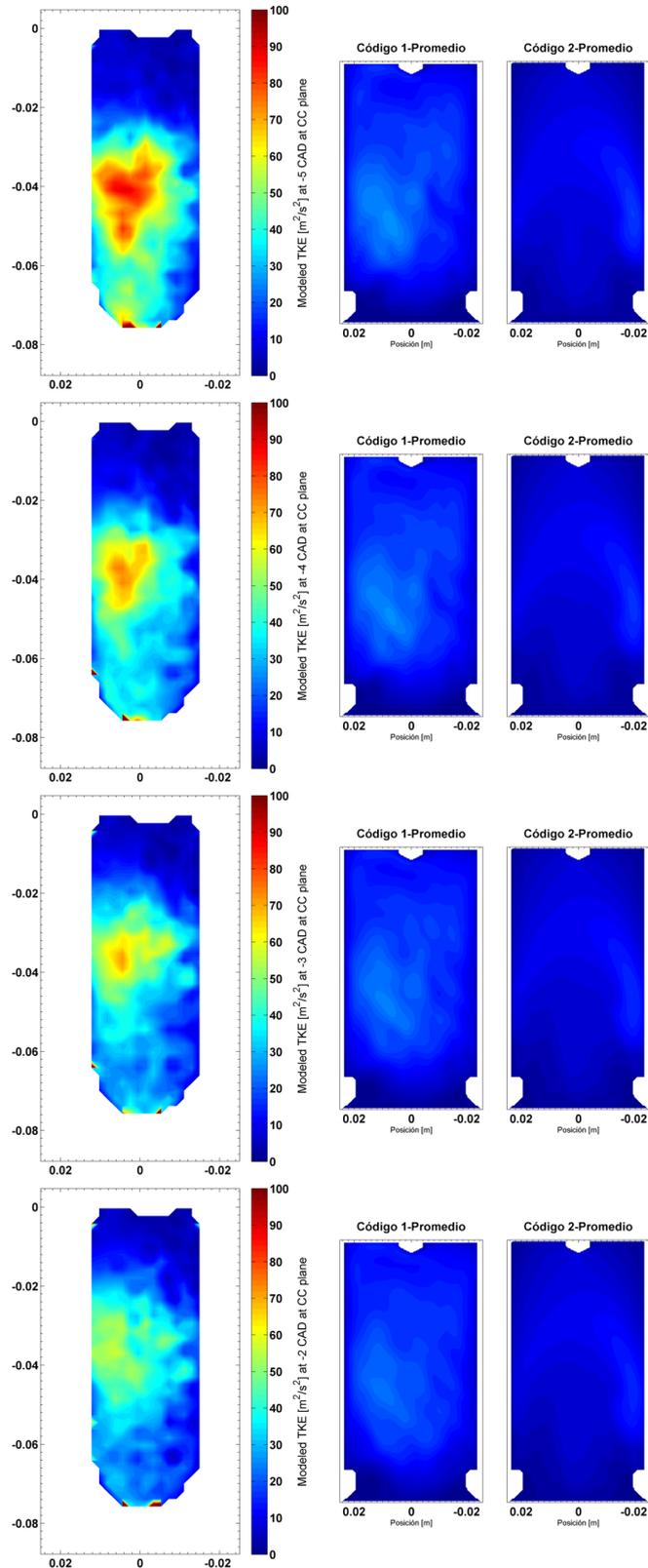
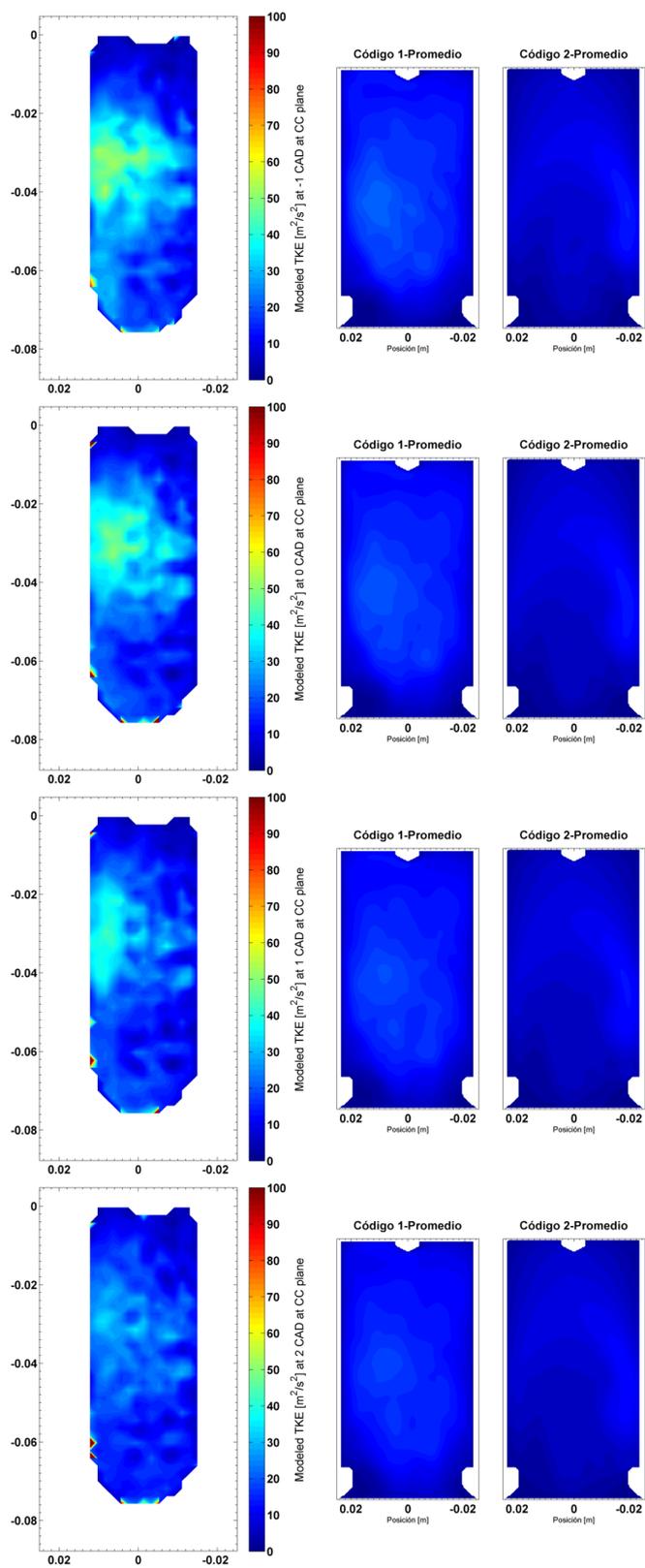


Tabla E.3: Contornos de desviación estándar (abajo) y coeficientes de variación (arriba) para -5:5 CAD en el **plano CC**

## F. Anexo VI: Contornos de TKE promediados para el caso de ciclo abierto

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de energía cinética turbulenta correspondientes a un promedio en la cámara de combustión, y que han sido representados para el plano de estudio CC. Los mismos se corresponden al caso de ciclo abierto con un paso angular de 0.5 CAD en primera instancia, seguidos de la misma representación con un paso de 0.1 CAD.





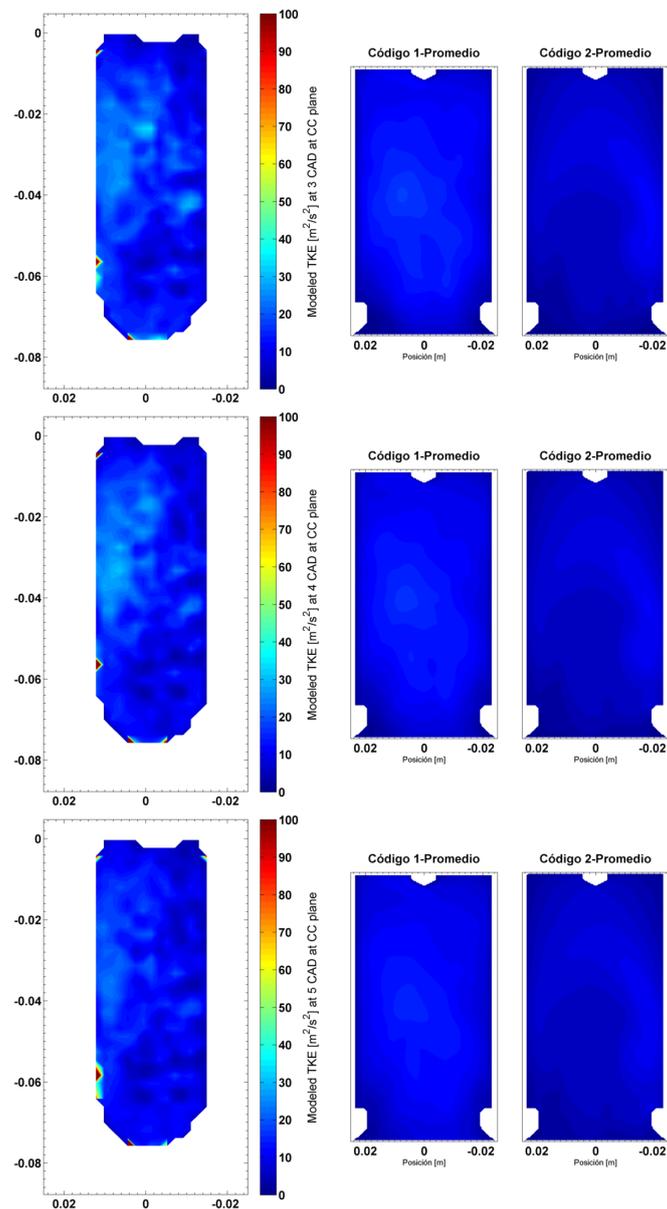
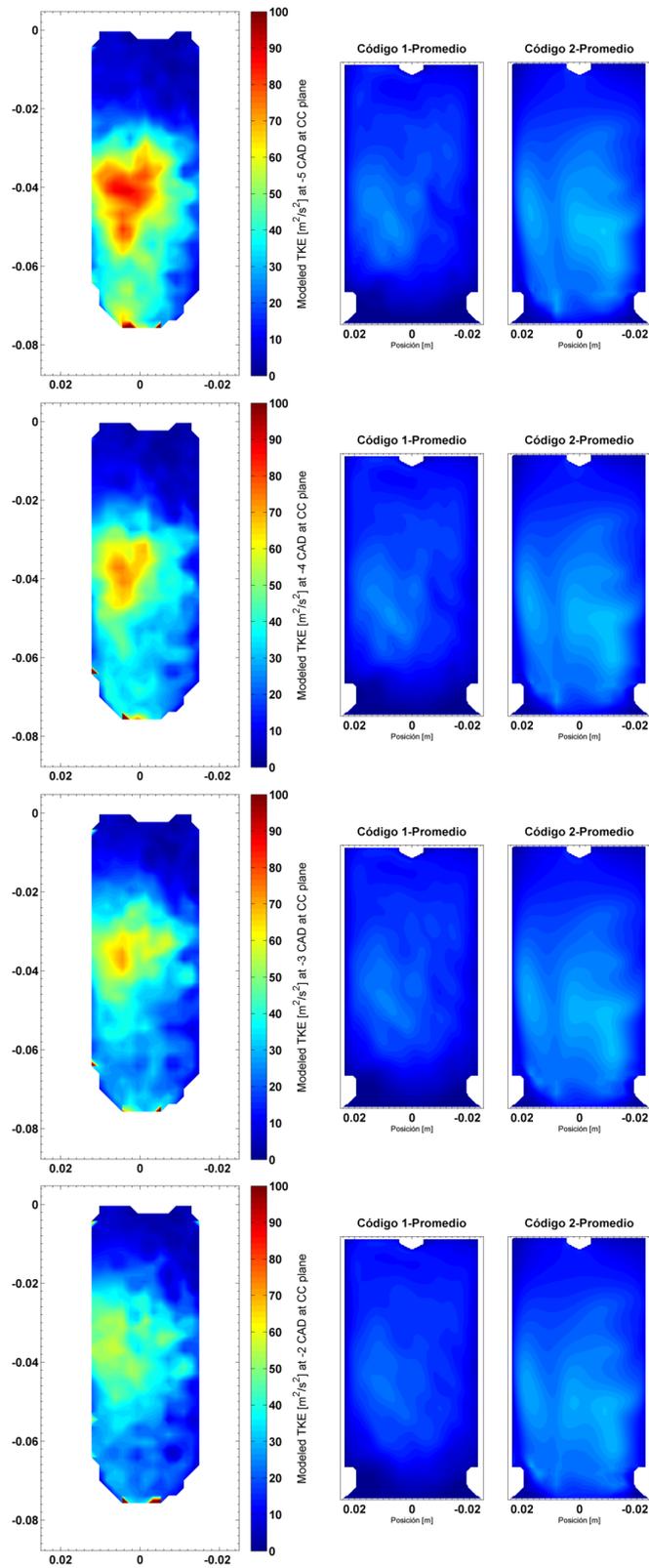
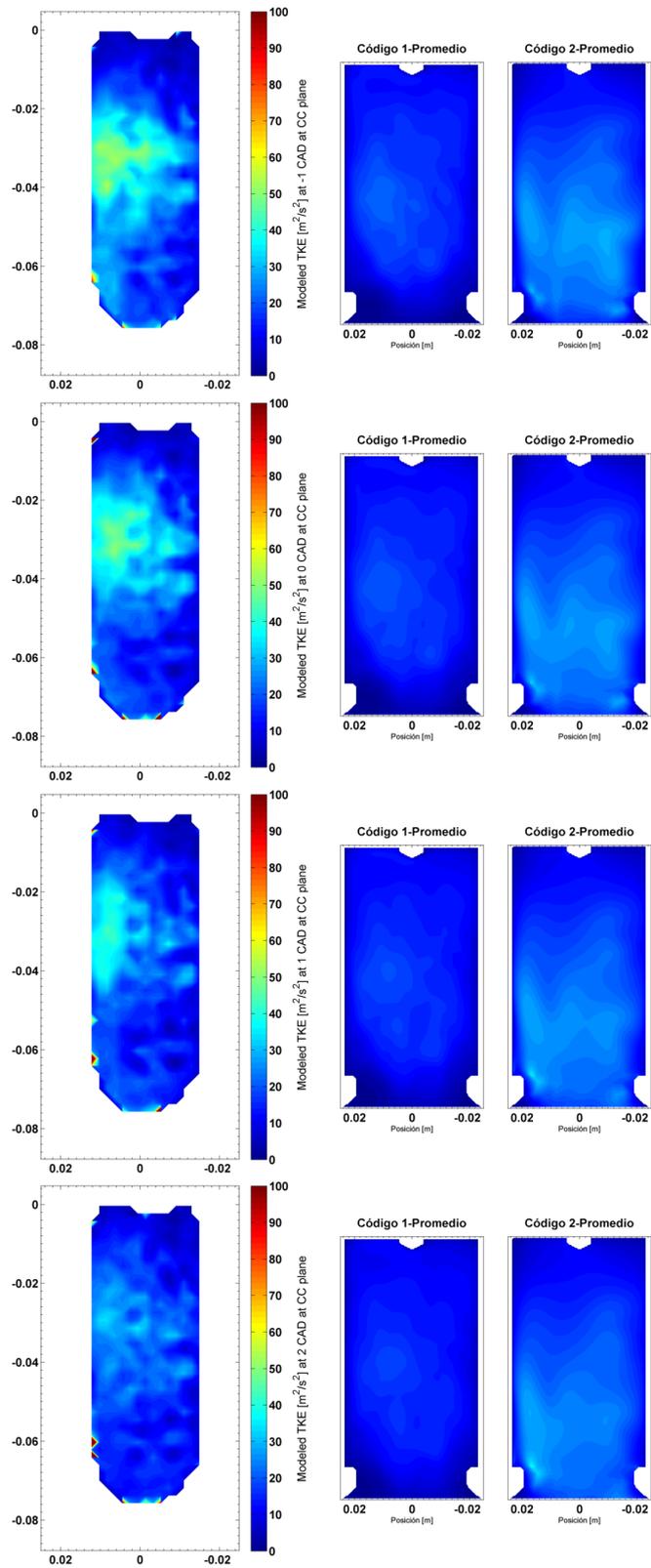


Tabla F.1: Contornos de TKE promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.5 CAD para el **plano CC**





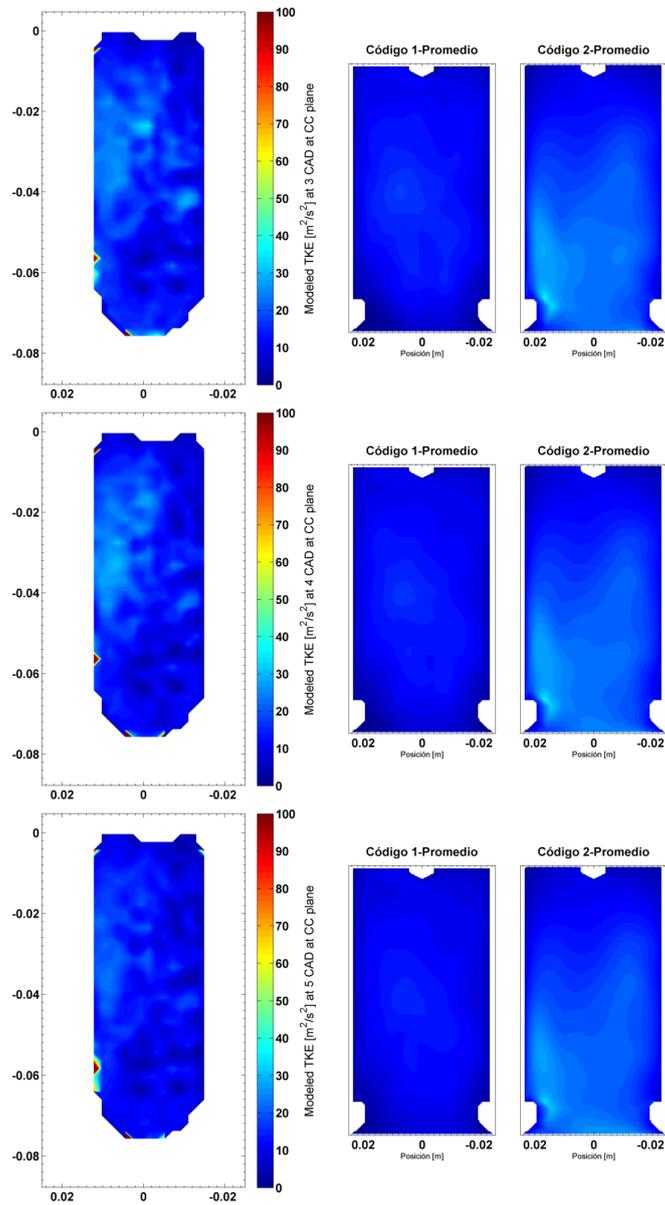
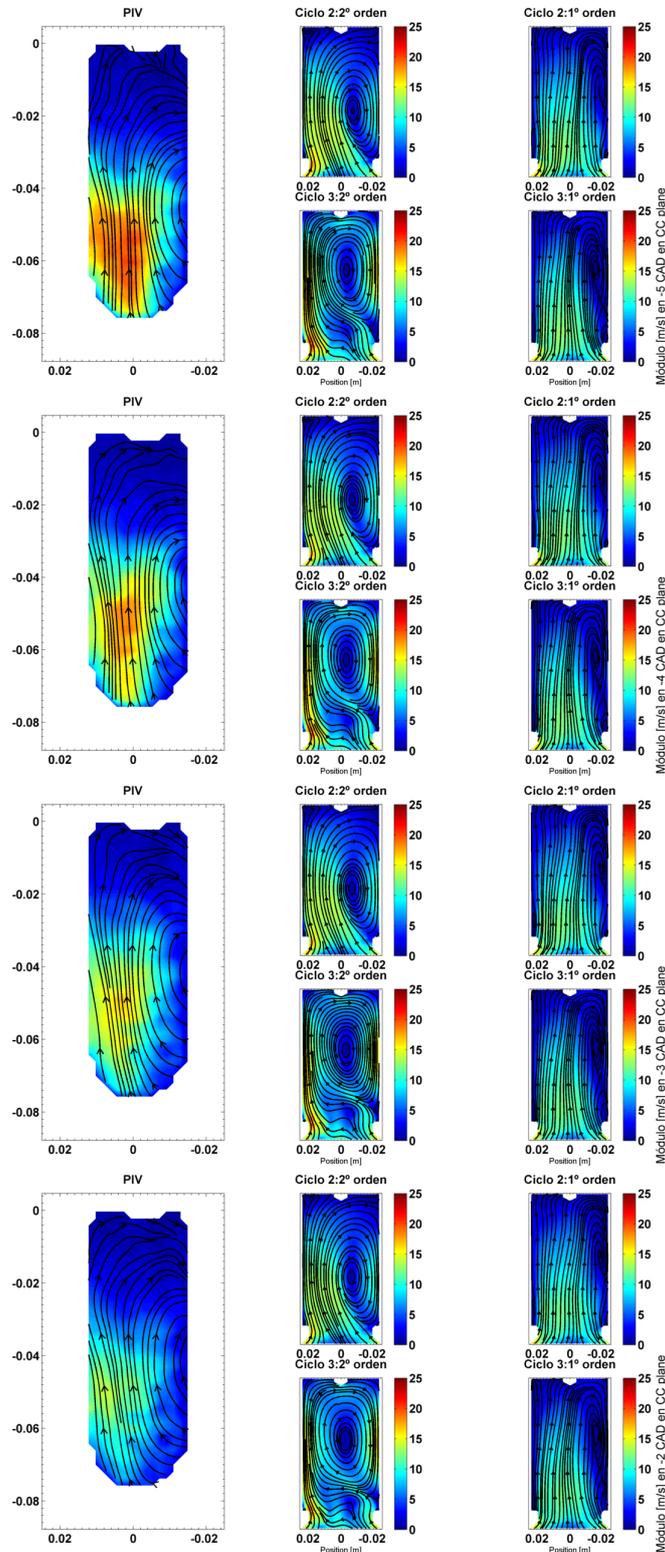
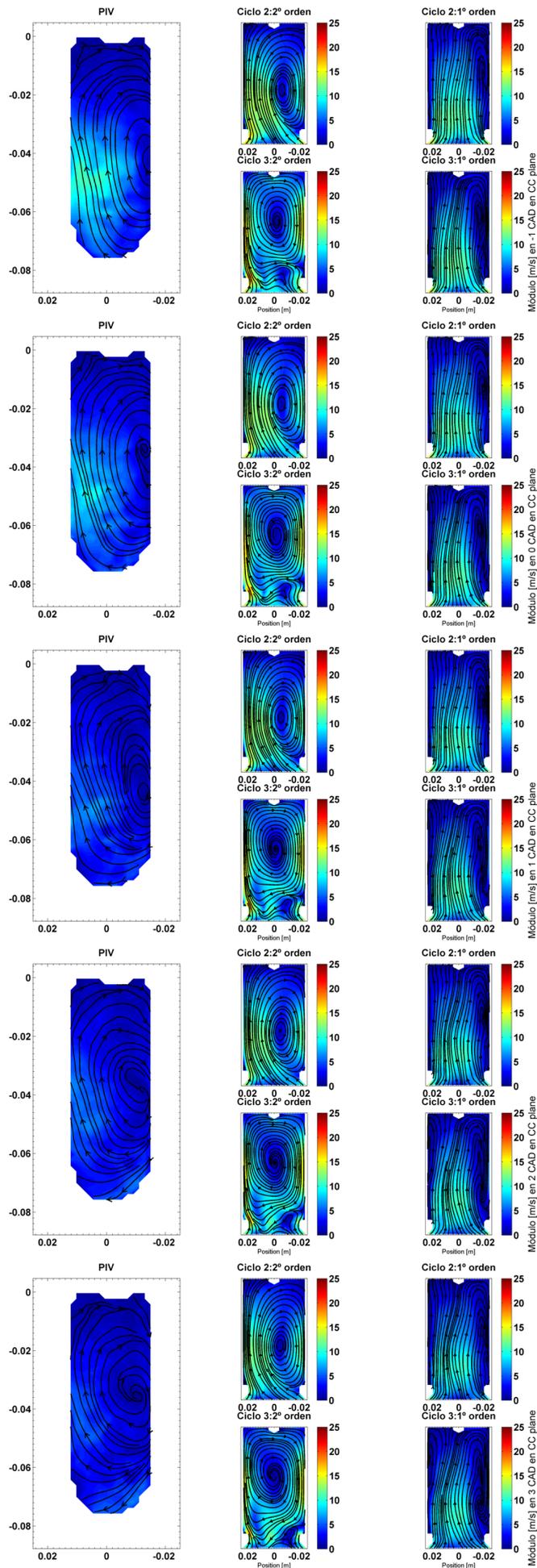


Tabla F.2: Contornos de TKE promediados para -5:5 CAD con un paso angular de 0.1 CAD para el **plano CC**

## G. Anexo VII: Comparación de velocidades por diferente orden de discretización en el caso de ciclo abierto

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de velocidad en módulo correspondientes a la cámara de combustión, y que han sido representados para los planos de estudio CC y C (ambos situados a  $90^\circ$  el uno del otro). Los mismos se corresponden al caso de ciclo abierto con un paso angular de  $0.1$  CAD, pero con diferente orden de discretización:  $1^\circ$  y  $2^\circ$  orden.





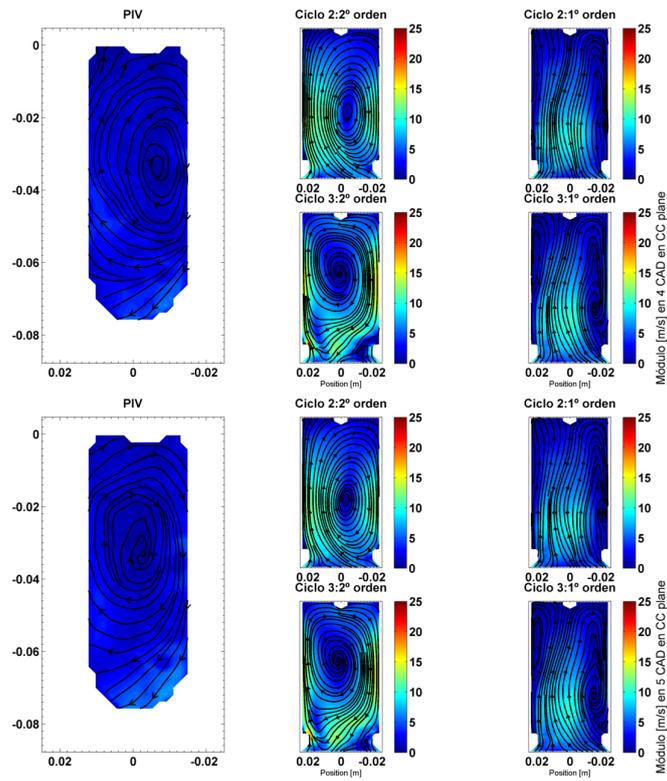
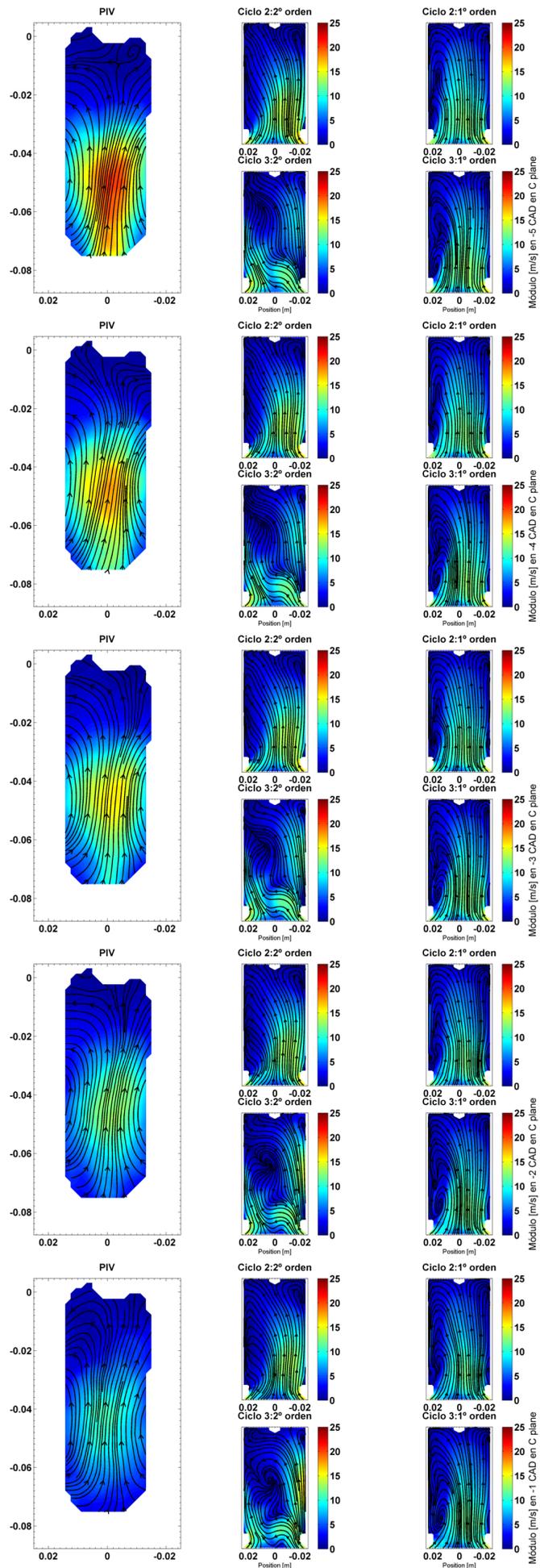
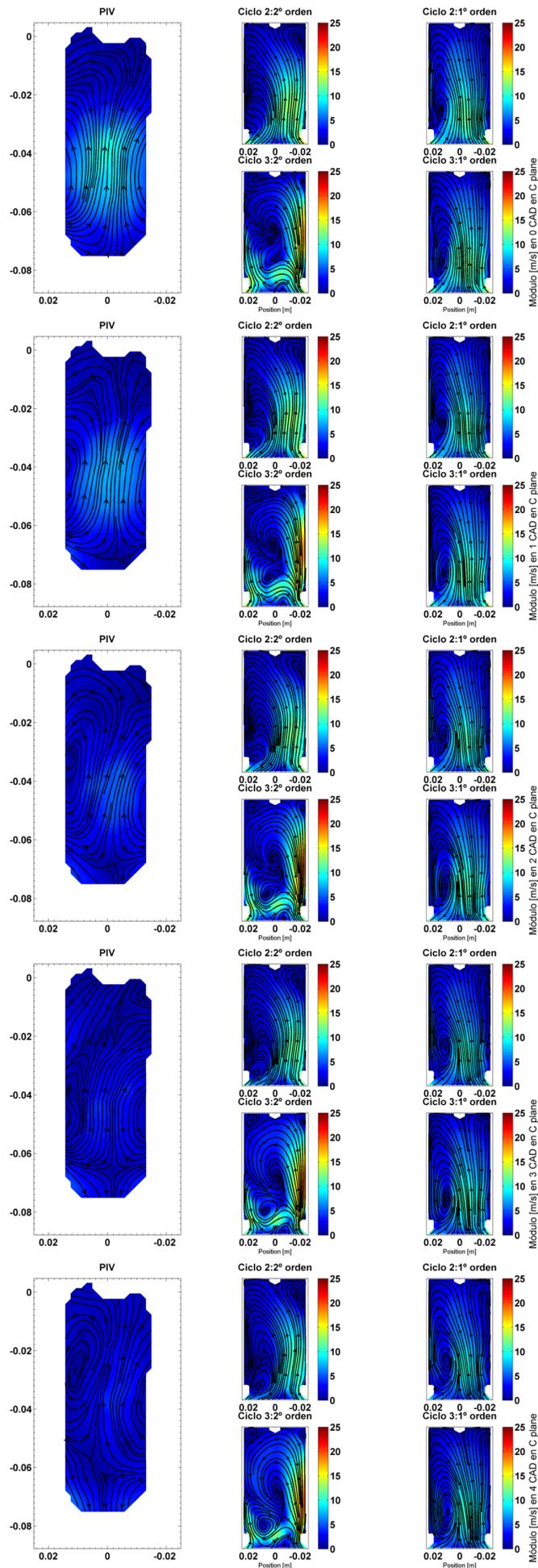


Tabla G.1: Comparación de velocidades para -5:5 CAD en el plano CC





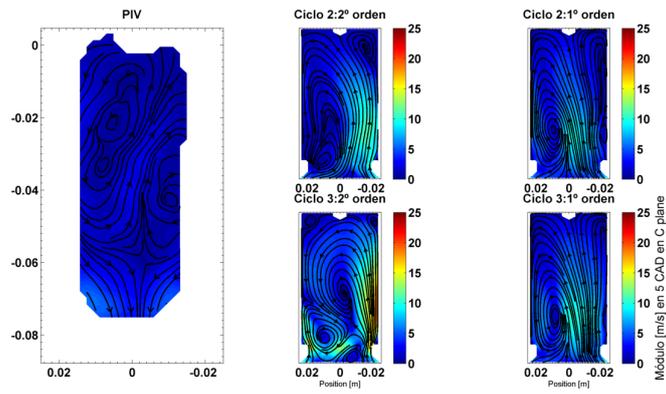
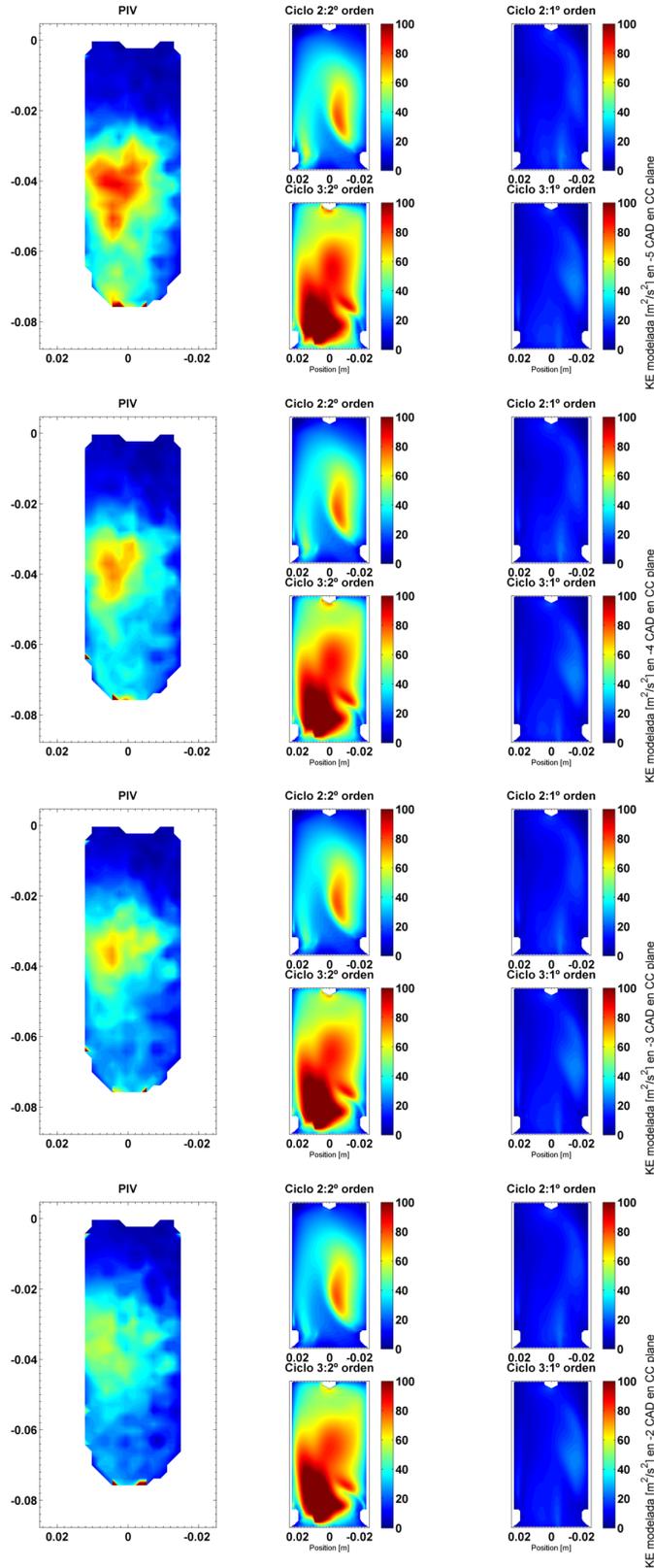
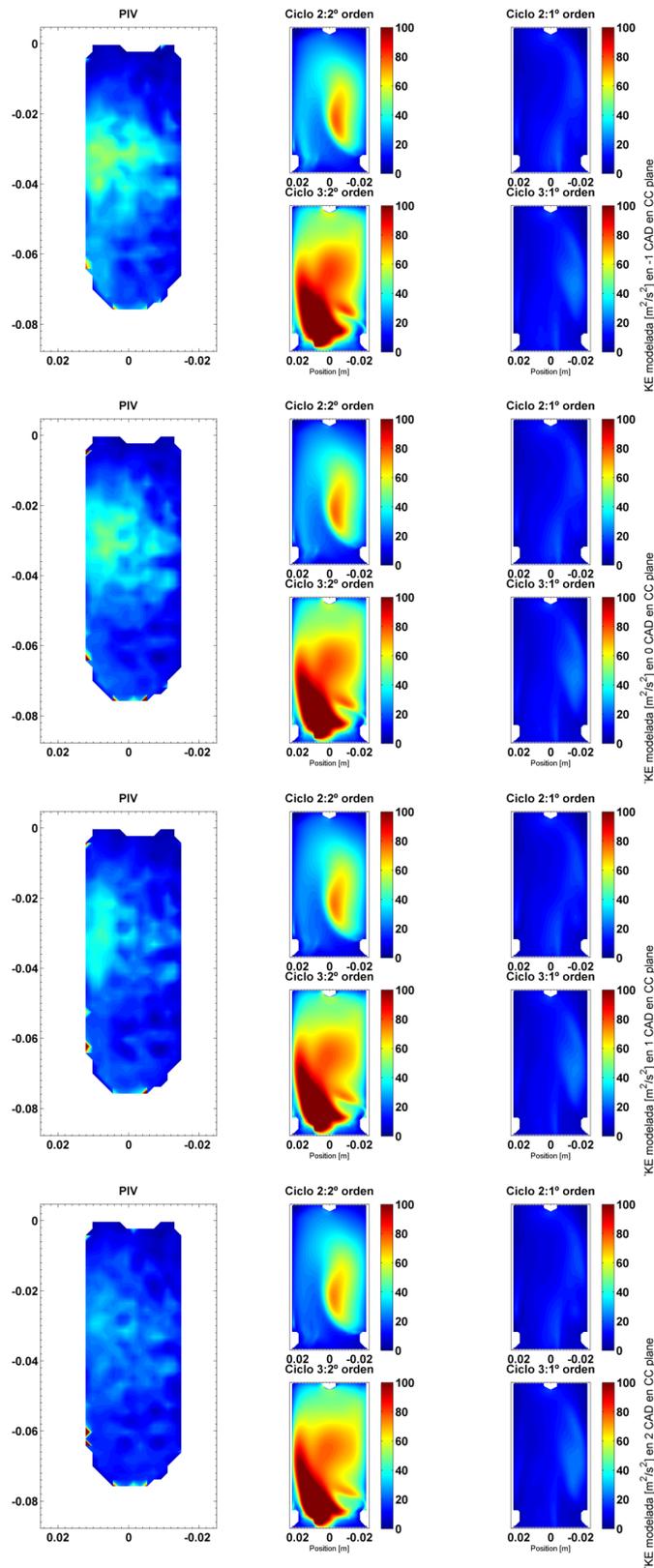


Tabla G.2: Comparación de velocidades para -5:5 CAD en el **plano C**

## H. Anexo VIII: Comparación de TKE por diferente orden de discretización en el caso de ciclo abierto

En el siguiente *Anexo* se incluyen los contornos de energía cinética turbulenta correspondientes a la cámara de combustión, y que han sido representados para los planos de estudio CC y C (ambos situados a 90° el uno del otro). Los mismos se corresponden al caso de ciclo abierto con un paso angular de 0.1 CAD, pero con diferente orden de discretización: 1° y 2° orden.





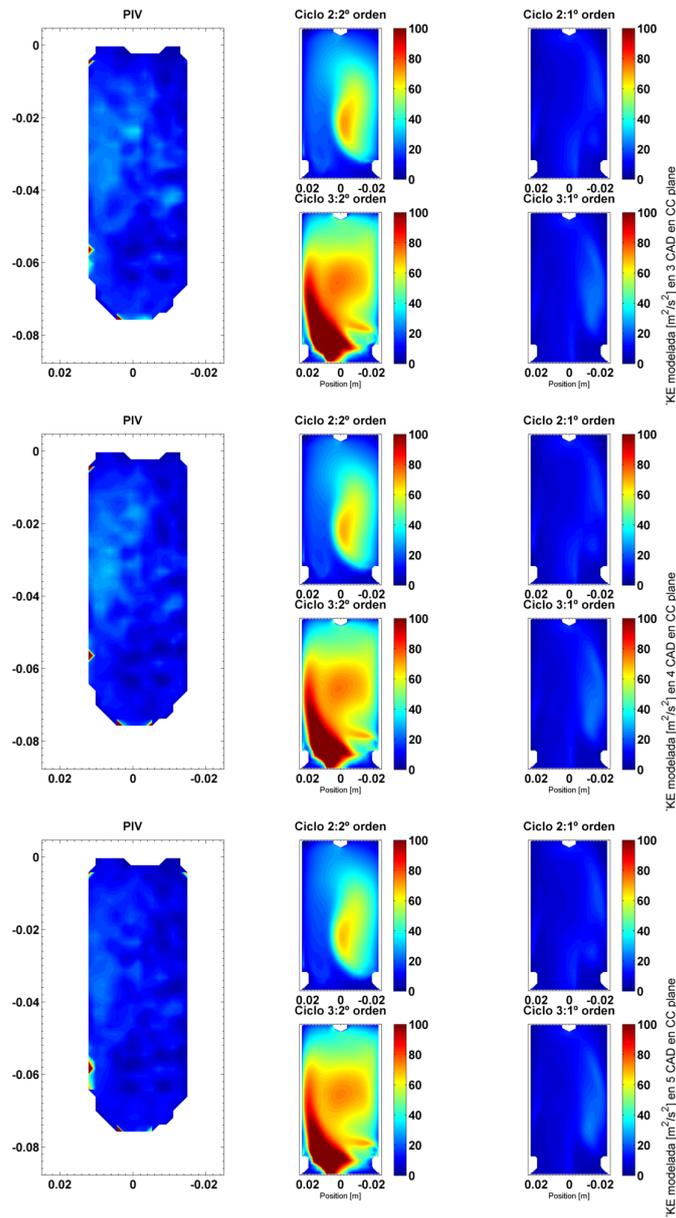
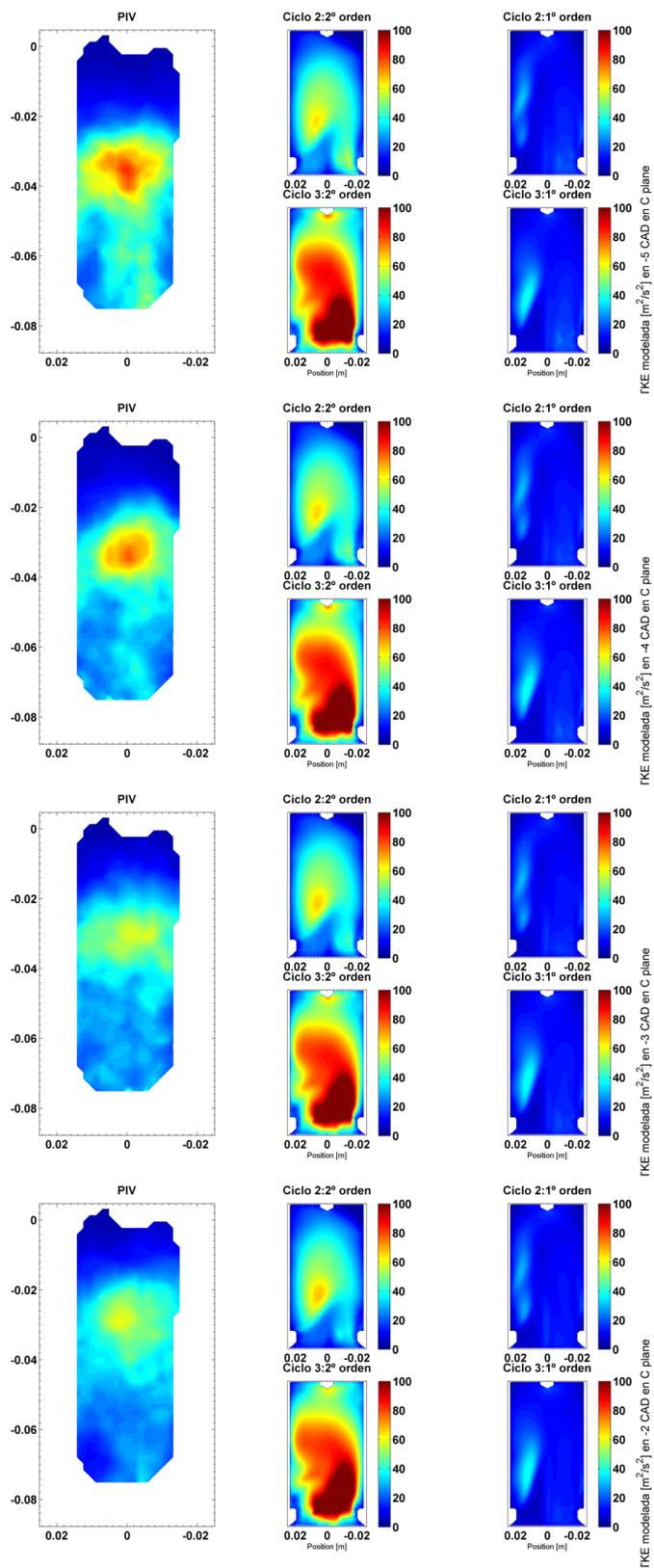
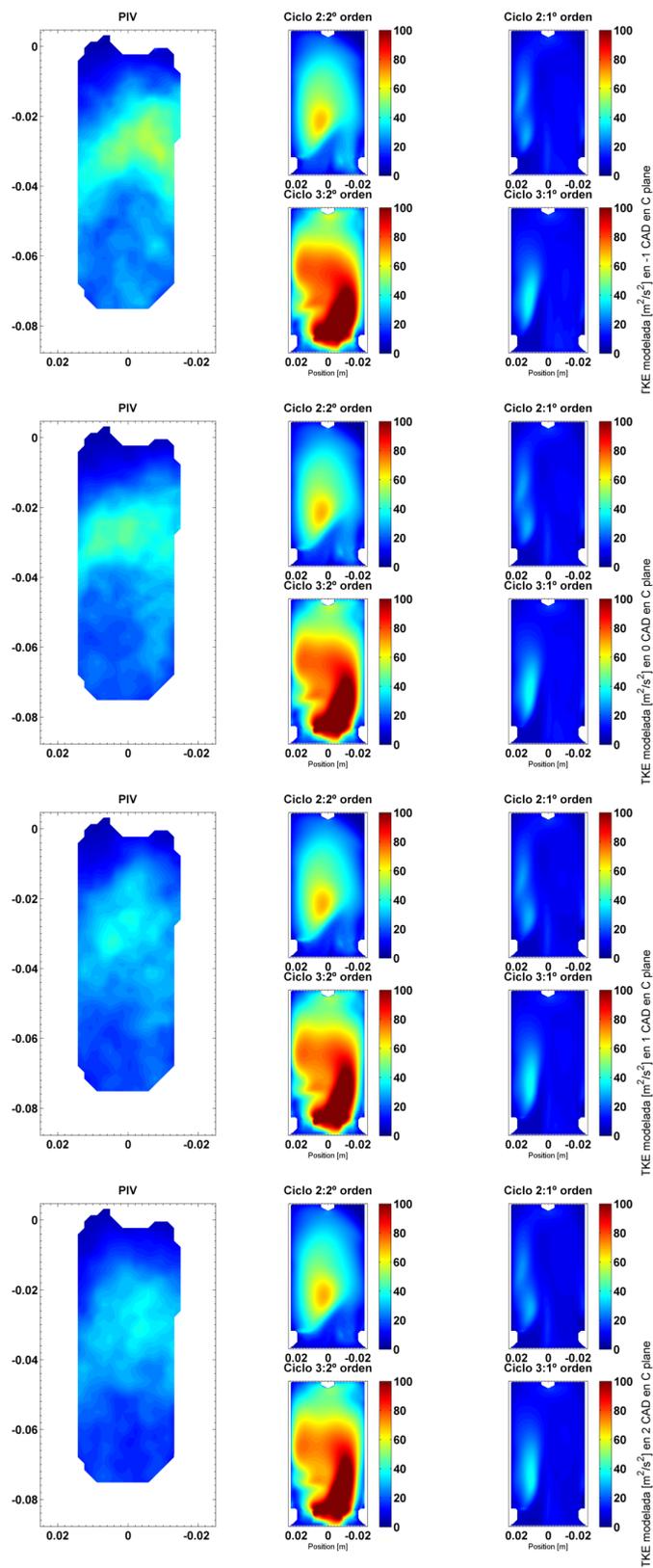


Tabla H.1: Comparación de TKE para -5:5 CAD en el **plano CC**





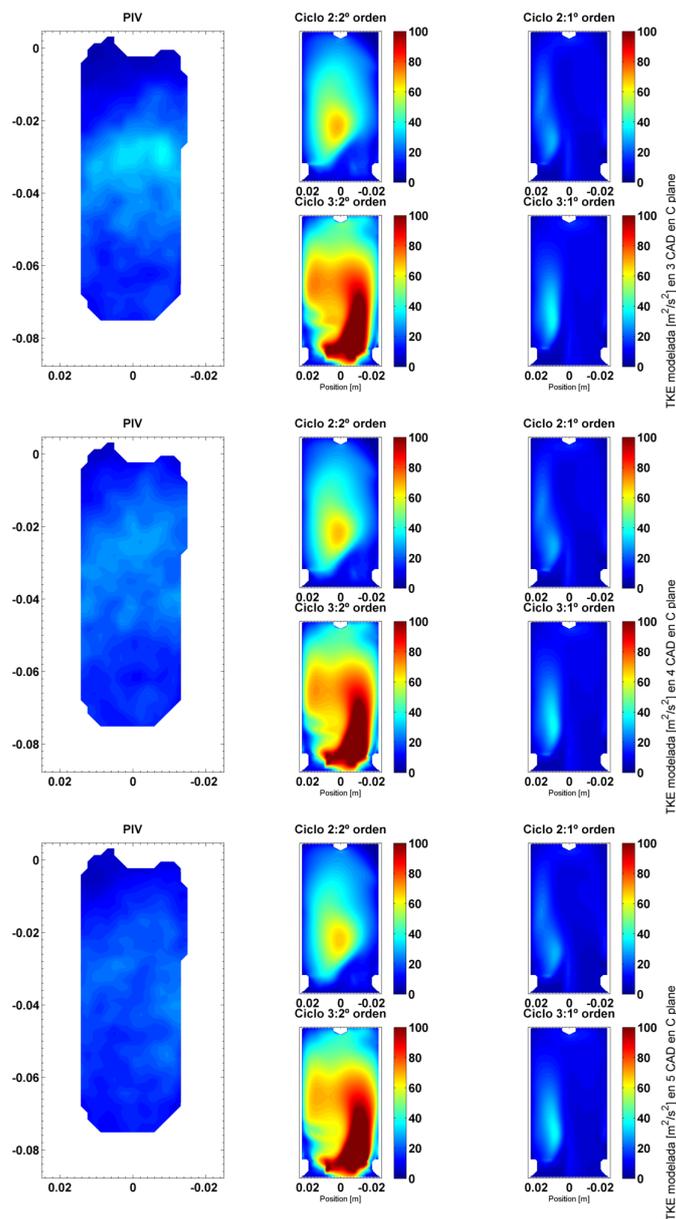


Tabla H.2: Comparación de TKE para -5:5 CAD en el plano C