



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



# TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Mecánica

---

**CÁLCULO CFD DE LA TURBULENCIA EN TOBERAS DE  
INYECCIÓN MEDIANTE SIMULACIONES LES PARA SU  
APLICACIÓN AL CÁLCULO DE LA ATOMIZACIÓN  
PRIMARIA MEDIANTE DNS**

---

Autor: Alejandro Lozano Antón

Dirigido por: Francisco Javier Salvador Rubio  
Marco Crialesi Esposito

Valencia, junio de 2018

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA



*A toda mi familia,  
en especial mis padres y hermana*

*A Javier Salvador  
por confiar en mí desde el principio*



# Resumen

El presente trabajo es un estudio del flujo interno de combustibles líquidos a su paso por la tobera de inyección de un inyector mediante técnicas CFD. Para llevarlo a cabo, se han seleccionado tres combustibles diferentes (etanol, isooctano y heptano) con números de Reynolds dispares, y se han realizado simulaciones LES con el *software* computacional OpenFOAM para observar y analizar el comportamiento del flujo a través de una tobera de geometría cilíndrica.

Para llevar a cabo el estudio se han analizado diferentes parámetros del flujo una vez que éste ha sido calculado. Parámetros tales como los campos de velocidad absoluta y pulsátil, de especial importancia este último para poder observar las zonas en las que es más importante la componente instantánea de la velocidad que es la propia de movimientos turbulentos, así como la vorticidad y las estructuras turbulentas presentes en el flujo, que van a indicar las zonas en las que el desarrollo de la turbulencia es mayor y los casos de combustible en los que existe un mayor comportamiento turbulento. Además se han obtenido datos como los perfiles de velocidad y la ley de pared del flujo para poder compararlos con la teoría y tener así una validación fiable de los resultados obtenidos.

Los resultados comentados en el párrafo anterior se han obtenido gracias a la generación de un pequeño campo turbulento inicial, mediante la herramienta *boxTurb*, en una geometría prismática en la que se desarrolla el flujo y se torna turbulento para luego mapear o traspasar los datos del flujo ya turbulento a la geometría cilíndrica. A partir de ahí, se deja desarrollar el flujo en esta geometría y se obtienen posteriormente los resultados gracias a las herramientas de postprocesado ParaView y Spyder.

Tras analizar los resultados, se ha realizado una comparación de los chorros que se forman cuando el combustible abandona la tobera de inyección, calculados mediante simulaciones DNS, con el objetivo de ver el comportamiento de cada combustible durante el proceso de atomización, que es el fin último del presente trabajo.

Finalmente, las conclusiones obtenidas casan adecuadamente con lo que en un principio se esperaba. El número de Reynolds tiene una importancia fundamental en lo que al desarrollo del flujo turbulento y la posterior atomización se refiere. Del mismo modo, la interacción del flujo con la pared del conducto tiende a generar esa turbulencia y a contribuir en su desarrollo. Es por ello que el estudio del flujo interno en toberas de inyección se confirma como valioso para la obtención de información relativa a la turbulencia del flujo de combustible y consecuentemente a la atomización de los combustibles líquidos.

**Palabras clave:** Flujo interno, atomización, número de Reynolds, CFD, LES, turbulencia, tobera, chorro.



# Índice general

Resumen	III
<b>I MEMORIA</b>	<b>1</b>
<b>1. Introducción del proyecto</b>	<b>3</b>
1.1. Objeto y justificación del proyecto . . . . .	4
1.2. Antecedentes . . . . .	4
1.3. Estructura del proyecto . . . . .	5
1.3.1. Memoria . . . . .	5
1.3.2. Pliego de condiciones . . . . .	6
1.3.3. Presupuesto . . . . .	6
<b>2. Marco Teórico</b>	<b>7</b>
2.1. El proceso de inyección . . . . .	7
2.2. Combustión por difusión . . . . .	8
2.2.1. Introducción . . . . .	8
2.2.2. Llamas de difusión . . . . .	10
2.3. Atomización . . . . .	12
2.3.1. Regímenes de atomización . . . . .	13
2.3.2. Números adimensionales en atomización . . . . .	14
2.3.3. Mecanismos de atomización primaria . . . . .	16
2.4. Flujo interno . . . . .	17
2.4.1. Regímenes del flujo en un conducto cilíndrico . . . . .	17
2.4.2. Flujo interno en toberas de inyección . . . . .	19
<b>3. La Turbulencia</b>	<b>23</b>
3.1. ¿Qué es la turbulencia? . . . . .	23
3.2. Transición de flujo laminar a turbulento . . . . .	27
3.2.1. Transición en chorros . . . . .	28
3.2.2. Transición de flujos en conductos cilíndricos . . . . .	28
3.2.3. Conclusiones . . . . .	29
3.3. Descriptores del flujo turbulento . . . . .	30
3.4. Ley de pared . . . . .	32
<b>4. Herramientas utilizadas.</b>	
<b>CFD y software OpenFOAM</b>	<b>37</b>
4.1. Introducción al CFD . . . . .	37
4.1.1. Ecuaciones que describen el movimiento del fluido . . . . .	40
4.1.2. Discretización de las ecuaciones del flujo . . . . .	42
4.1.3. Resolución de las ecuaciones discretizadas . . . . .	44

4.1.4.	Modelos de Turbulencia . . . . .	45
4.1.5.	<i>Large Eddy Simulation</i> . . . . .	47
4.2.	Introducción a OpenFOAM . . . . .	49
4.2.1.	Estructura general de OpenFOAM . . . . .	49
4.2.2.	El <i>solver</i> pisoFoam . . . . .	50
4.2.3.	La utilidad boxTurb . . . . .	52
4.2.4.	El método <i>Lambda2</i> . . . . .	53
<b>5.</b>	<b>Desarrollo del trabajo</b>	<b>55</b>
5.1.	Geometría y mallado . . . . .	55
5.1.1.	Geometría . . . . .	55
5.1.2.	Mallas de cálculo . . . . .	56
5.2.	Condiciones de contorno . . . . .	58
5.2.1.	Condiciones de contorno en el canal . . . . .	59
5.2.2.	Condiciones de contorno en el cilindro . . . . .	60
5.3.	Selección de combustibles . . . . .	60
5.4.	Resolución del caso “canal” . . . . .	63
5.4.1.	Preparación del problema o preprocesado . . . . .	63
5.4.2.	Resolución del problema . . . . .	64
5.5.	Resolución del caso “cilindro” . . . . .	66
5.5.1.	Preprocesado . . . . .	66
5.5.2.	Mapeado de datos . . . . .	67
5.5.3.	Resolución del problema . . . . .	68
5.6.	Postprocesado . . . . .	68
5.6.1.	Spyder . . . . .	68
5.6.2.	ParaView . . . . .	69
<b>6.</b>	<b>Análisis de resultados</b>	<b>71</b>
6.1.	Validación de los resultados . . . . .	71
6.1.1.	Perfiles de velocidad . . . . .	71
6.1.2.	Ley de pared . . . . .	78
6.2.	Resultados de las simulaciones . . . . .	82
6.2.1.	Campos de velocidad . . . . .	82
6.2.2.	Campos de velocidad pulsátil . . . . .	84
6.2.3.	Vorticidad . . . . .	87
6.2.4.	Visualización de estructuras . . . . .	91
<b>7.</b>	<b>Repercusión en la atomización</b>	<b>95</b>
7.1.	Influencia del flujo interno en la atomización del combustible . . . . .	95
<b>8.</b>	<b>Conclusiones y desarrollos futuros</b>	<b>99</b>
8.1.	Conclusiones . . . . .	99
8.2.	Desarrollos futuros . . . . .	100
<b>II</b>	<b>PLIEGO DE CONDICIONES</b>	<b>101</b>
<b>III</b>	<b>PRESUPUESTO</b>	<b>107</b>

# Índice de figuras

2.1.	Ejemplo del proceso de inyección en MCIA . . . . .	8
2.2.	Tipos de combustión . . . . .	9
2.3.	Llama de difusión laminar . . . . .	11
2.4.	Chorro inerte turbulento . . . . .	11
2.5.	Aspecto de las distintas fases de la atomización . . . . .	13
2.6.	Longitud de rotura en función de la velocidad del chorro . . . . .	14
2.7.	Desarrollo del régimen laminar . . . . .	18
2.8.	Desarrollo del régimen turbulento . . . . .	18
2.9.	Comparación de perfiles de flujo laminar y turbulento . . . . .	19
3.1.	Ejemplo de medida de velocidad en un flujo turbulento . . . . .	24
3.2.	Chorro turbulento coloreado . . . . .	24
3.3.	Espectro de energía de la turbulencia . . . . .	25
3.4.	Transición entre régimen laminar y turbulento en un flujo . . . . .	27
3.5.	Esquema de la transición entre flujo laminar y turbulento en chorros . . . . .	28
3.6.	Transición entre flujo laminar y turbulento en conductos cilíndricos . . . . .	29
3.7.	Gráfica representativa de la ley de pared y sus diferentes capas . . . . .	35
4.1.	Ejemplos de aplicaciones de las técnicas CFD . . . . .	39
4.2.	Subdivisión en celdas o volúmenes finitos . . . . .	43
4.3.	Resumen de las características de los modelos de turbulencia . . . . .	46
4.4.	Comparación de resultados entre los distintos modelos de turbulencia . . . . .	46
4.5.	Simulación LES de un flujo turbulento . . . . .	47
4.6.	Estructura del <i>software</i> OpenFOAM . . . . .	49
4.7.	Principales directorios en la configuración de un caso en OpenFOAM . . . . .	50
4.8.	Esquema del algoritmo PISO . . . . .	51
5.1.	Geometrías empleadas . . . . .	55
5.2.	Malla del canal . . . . .	57
5.3.	Malla del cilindro . . . . .	57
5.4.	Partes de la geometría “canal” . . . . .	59
5.5.	Partes de la geometría “cilindro” . . . . .	60
5.6.	Campo de velocidades inicial generado por boxTurb . . . . .	64
5.7.	Simulaciones en el canal . . . . .	65
5.8.	Resultado del mapeo del campo de velocidades . . . . .	67
6.1.	Perfil de velocidad media del caso etanol en el canal . . . . .	72
6.2.	Perfil de velocidad <i>rms</i> del caso etanol en el canal . . . . .	73
6.3.	Perfil de velocidad media del caso etanol en el cilindro . . . . .	74
6.4.	Perfil de velocidad <i>rms</i> del caso etanol en el cilindro . . . . .	74
6.5.	Perfil de velocidad media del caso heptano en el canal . . . . .	75

6.6.	Perfil de velocidad <i>rms</i> del caso heptano en el canal . . . . .	76
6.7.	Perfil de velocidad media del caso heptano en el cilindro . . . . .	77
6.8.	Perfil de velocidad <i>rms</i> del caso heptano en el cilindro . . . . .	77
6.9.	Ley de pared del caso etanol en el canal . . . . .	78
6.10.	Ley de pared del caso etanol en el cilindro . . . . .	79
6.11.	Ley de pared del caso heptano en el canal . . . . .	79
6.12.	Ley de pared del caso heptano en el cilindro . . . . .	80
6.13.	Ley de pared del caso isooctano en el canal . . . . .	81
6.14.	Ley de pared del caso isooctano en el cilindro . . . . .	81
6.15.	Campos de velocidad para el último <i>time step</i> en la sección de salida . . .	83
6.16.	Campos de velocidad para el último <i>time step</i> a lo largo del conducto . . .	84
6.17.	Campos de velocidad pulsátil para el último <i>time step</i> en la sección de salida	85
6.18.	Campos de velocidad pulsátil para el último <i>time step</i> a lo largo del conducto	86
6.19.	Vorticidad para el último <i>time step</i> en la sección de salida (rango alto) . .	87
6.20.	Vorticidad para el último <i>time step</i> a lo largo del conducto (rango alto) . .	88
6.21.	Vorticidad para el último <i>time step</i> en la sección de salida (rango medio) .	89
6.22.	Vorticidad para el último <i>time step</i> a lo largo del conducto (rango medio) .	90
6.23.	Visualización de estructuras para el último <i>time step</i> en la sección de salida	91
6.24.	Visualización de estructuras para el último <i>time step</i> a lo largo del conducto	92
7.1.	Chorro de etanol calculado mediante DNS . . . . .	96
7.2.	Chorro de isooctano calculado mediante DNS . . . . .	96

# Índice de tablas

2.1. Números adimensionales que controlan la atomización . . . . .	15
5.1. Dimensiones de las geometrías empleadas . . . . .	56
5.2. Número de celdas en cada geometría . . . . .	58
5.3. Números adimensionales adaptados a la geometría cilíndrica . . . . .	60
5.4. Valores de la velocidad de inyección y el diámetro del conducto . . . . .	60
5.5. Propiedades de los combustibles de partida . . . . .	61
5.6. Valor de los números adimensionales para cada combustible . . . . .	61
5.7. Tabla resumen de la selección de combustibles . . . . .	62
8.1. Desglose de salarios de la mano de obra . . . . .	110
8.2. Presupuesto parcial . . . . .	110
8.3. Presupuesto total . . . . .	111



Parte I  
MEMORIA



# Capítulo 1

## Introducción del proyecto

Muchos de los sistemas de combustión que existen en la actualidad requieren de un sistema de inyección de combustible que les sirva como fuente de alimentación. En ese aspecto, la tendencia hoy en día es diseñar estos sistemas de inyección de modo que se potencie el rendimiento del conjunto y se reduzcan al mínimo las emisiones de gases contaminantes fruto del proceso de combustión. En ese propósito el fenómeno de atomización, que se produce cuando el combustible abandona los conductos del sistema de inyección, juega un papel muy importante.

Tal es la importancia de este fenómeno que involucra una gran lista de aplicaciones las cuales se pueden optimizar si se logra profundizar en la comprensión y el conocimiento de la atomización del combustible. Aplicaciones tales como quemadores de turbinas de gas, de calderas, quemadores de combustible líquido industriales e incluso ciertos tipos de motores de combustión interna alternativos (MCIA).

Es por ello que el fenómeno de atomización es un aspecto de notable interés en el ámbito de la investigación y desarrollo de los diferentes sistemas de inyección que se emplean. Sin embargo, el estudio de este fenómeno no es sencillo y abordarlo experimentalmente resulta insuficiente, ya que se trata de un proceso bifásico que se desarrolla en intervalos de tiempo extremadamente cortos y en el que las condiciones de velocidad y presión son considerablemente altas.

En los últimos años, para abordar este problema se ha empleado el cálculo numérico por ordenador mediante la dinámica de fluidos computacional o CFD (*Computational Fluid Dynamics*), aunque sus métodos de cálculo más efectivos son muy costosos en lo que a recursos computacionales se refiere, por lo que no está al alcance de cualquiera abordar este tipo de investigación.

En ese sentido puede ser de gran utilidad el estudio de las condiciones del flujo en el interior de las toberas de inyección, justo antes de que el combustible las abandone y pase a la cámara de combustión para iniciar el proceso de atomización, puesto que a través del conocimiento del comportamiento del flujo en los conductos se puede tener una idea más clara sobre lo que va a suceder aguas abajo durante el proceso de atomización.

## 1.1. Objeto y justificación del proyecto

Los sistemas de inyección tienen una importancia fundamental en lo que al proceso de combustión se refiere, ya que su misión es aportar el combustible en las condiciones adecuadas para que la combustión sea lo más efectiva y limpia posible.

El fenómeno de atomización, y la consecuente mezcla del combustible atomizado con el aire ambiente, es sin duda el más importante para contribuir a ese adecuado proceso de combustión, por lo que su estudio es primordial en este ámbito.

Numerosos estudios realizados hasta ahora han demostrado que la atomización se produce debido a varios factores, y que ninguno de forma individual es esencial para que se produzca, si no que es necesario una combinación de todos para que la rotura de la vena líquida del combustible sea lo más eficaz posible. Sin embargo, se destaca la importancia del flujo interno del combustible, previo a la inyección en la cámara u hogar de combustión, en el sentido de que es ahí donde el flujo sufre una serie de efectos que le llevan a desarrollar un estado caótico y aleatorio de movimiento denominado turbulencia, y esta turbulencia sí es un fenómeno que contribuye en buena medida a la atomización.

Tomando lo anterior como base, en el presente Trabajo de Fin de Grado se ha optado por realizar un estudio del flujo interno en una tobera de inyección de geometría cilíndrica alternando varios combustibles con propiedades muy diferentes para observar y cuantificar el comportamiento de los flujos que se producen y para poder, en última instancia, ver cómo afectan al proceso de atomización del combustible. Para ello será importante observar y analizar el desarrollo de la turbulencia y el por qué se produce en cada caso, puesto que de ella dependerá en gran medida la correcta atomización y mezcla del combustible.

## 1.2. Antecedentes

Durante las últimas décadas se han publicado en el ámbito de la investigación numerosos artículos, e incluso trabajos académicos como el actual, que tratan de dar un paso más en la comprensión de los fenómenos que aquí se abordan, flujo interno y atomización del combustible.

Algunos de ellos se centran, al igual que el actual, en estudiar flujos de combustible por conductos de geometría cilíndrica con condiciones de número de Reynolds cambiante, como es el caso de [8], sin embargo estos autores emplean técnicas DNS para llevar a cabo su estudio, mientras que en el presente trabajo se emplean técnicas LES, menos costosas en cuanto a recursos computacionales.

Otros, como el trabajo académico de Selma [2], también realizan cálculos de flujo, aunque se centra más en estudiar el fenómeno de la cavitación, también importante de cara a la atomización, en toberas con distintas geometrías. Por su parte, González [9] enfoca su trabajo en la modelización de la atomización primaria en un chorro diésel, de nuevo mediante cálculos CFD.

Estos trabajos y artículos citados, aunque son diferentes al aquí realizado, persiguen un objetivo común que es tratar de progresar en la comprensión del complejo fenómeno de la atomización del combustible, y es por ello por lo que se han tomado, entre otras publicaciones, como base y referencia para la realización de este Trabajo de Fin de Grado.

## 1.3. Estructura del proyecto

En lo que respecta a la estructura del presente proyecto, se ha dividido en tres partes principales claramente diferenciadas. El proyecto constará de una **Memoria**, un **Pliego de Condiciones** y un **Presupuesto**. Cabe destacar que no hay un documento de Planos debido a la naturaleza del trabajo realizado.

### 1.3.1. Memoria

La Memoria es el documento en el que se expone todo el trabajo realizado, comenzando por explicaciones teóricas que ayudan a contextualizar y enmarcar el trabajo, describiendo posteriormente el trabajo que se ha llevado a cabo así como las herramientas necesarias para ello, y finalizando con los resultados y conclusiones obtenidas a partir de ellos. La Memoria se divide en 8 capítulos que se resumen a continuación:

1. *Introducción del proyecto*: en él se realiza una introducción general al trabajo realizado, en la que se expone el objetivo y justificación del mismo, sus antecedentes y la estructura de la que consta.
2. *Marco teórico*: en él se trata de contextualizar el trabajo mediante breves explicaciones de aspectos teóricos que guardan relación con lo realizado, tales como el proceso de inyección, la combustión por difusión, el fenómeno de la atomización y características generales del flujo interno.
3. *La turbulencia*: en este capítulo se desarrollan aspectos importantes relativos a la turbulencia y que son necesarios para la correcta comprensión de este trabajo, ya que la turbulencia es uno de los aspectos clave.
4. *Herramientas utilizadas. CFD y software OpenFOAM*: en él se explica detalladamente en qué consiste el CFD y se expone la principal herramienta utilizada para la realización del trabajo; el *software* computacional OpenFOAM.
5. *Desarrollo del trabajo*: en el quinto capítulo se explica de manera detallada todos los procedimientos llevados a cabo para realizar el trabajo y obtener los resultados que resultan de interés para el estudio que aquí se realiza.
6. *Análisis de resultados*: se presentan y analizan los resultados obtenidos tras el post-procesado con el objetivo de visualizar el comportamiento de los flujos que son objeto de estudio.
7. *Repercusión en la atomización*: en este capítulo se presentan varios resultados obtenidos mediante simulaciones DNS a partir de los datos obtenidos en este estudio, con lo que se puede ver la influencia del flujo interno en la atomización y comparar los resultados.

8. *Conclusiones y desarrollos futuros*: en el último capítulo de la memoria, y tras haber analizado los resultados, se expresan las conclusiones extraídas que pueden servir como base para realizar futuros estudios.

### **1.3.2. Pliego de condiciones**

En este segundo documento se recogen ciertas exigencias técnicas y legales que fijan un modo de realización del proyecto, tales como aspectos relativos al entorno de trabajo y material utilizado.

### **1.3.3. Presupuesto**

Es el último documento que compone el presente Trabajo de Fin de Grado. En él se presentan todos los costes relativos a la realización del trabajo, tanto de horas invertidas como de materiales empleados, con lo que se llega a un hipotético valor final que refleja el coste de realización de un estudio de estas características.

# Capítulo 2

## Marco Teórico

En este segundo capítulo se van a explicar varios aspectos teóricos, de manera más o menos genérica, con el objetivo de contextualizar el presente proyecto dentro de un marco teórico. En primer lugar, se hablará del proceso de inyección, ya que es el marco global en el que se encuadra el proyecto, además de por la importancia que por sus características tiene para el correcto funcionamiento de las máquinas en las que se emplea. Posteriormente, se comentarán brevemente ciertos aspectos de la combustión por difusión, ya que es el tipo de combustión que mayoritariamente tiene lugar después de que el combustible salga de la tobera de inyección en forma de chorro y tras atomizarse. Seguidamente, se analizará el fenómeno de la atomización puesto que es dicho fenómeno el que acontece tras la salida del combustible del inyector. Por último, se explicará el flujo interno y sus características, ya que es el fundamento principal de estudio de este trabajo y tiene una gran influencia en las fases posteriores del proceso de inyección de combustible.

### 2.1. El proceso de inyección

Un sistema de inyección es un sistema de alimentación de combustible, especialmente desarrollado en motores de combustión interna alternativos (MCI), pero que en la actualidad puede encontrarse en casi cualquier tipo de sistema de combustión. Este sistema se encarga de transportar el combustible desde el depósito donde está ubicado hasta la cámara u hogar de combustión en el que se va a inyectar, con el objetivo de mezclarlo eficientemente con el aire que el hogar contenga. Una vez mezclado, podrá tener lugar el proceso de combustión en el que se liberará la energía química contenida en el combustible para transformarse en otro tipo de energía (calor, cinética, etc.) en función de la aplicación en que se quiera emplear.

Hay una serie de acciones que deben cumplirse de forma correcta para que el proceso de inyección se lleve a cabo satisfactoriamente:

- **Dosificar:** La finalidad de esta acción es que el combustible pase correctamente a través de los conductos de transporte a la zona en la que se encuentra el comburente, esto es, el hogar de combustión, con un control absoluto. Una vez transportado el combustible, el inyector debe aportar una tasa de inyección adecuada para cada situación.

- **Atomizar:** Tras ser inyectado, el combustible pasa por esta fase en la que tiene lugar la rotura de la vena líquida del combustible debido al aumento de la superficie de contacto aire-combustible. Este fenómeno se provoca con el objetivo de que los procesos de evaporación y mezcla sean rápidos y eficientes para conseguir una combustión lo más limpia posible. Más detalles sobre la atomización se explican en la Sección 1.3 de este capítulo.
- **Mezclar:** Tras la atomización del combustible, este no debe depositarse o concentrarse en una única zona del hogar de combustión, cosa que originaría que hubiera zonas de dosado demasiado rico, mientras que otras zonas tendrían un dosado excesivamente pobre. Esto podría causar un aumento importante en la emisión de contaminantes producto de una combustión mal realizada.

De todos modos, el proceso de inyección no consta única y exclusivamente de estas tres fases, aunque sí son principales, sino que también es necesario controlar otros aspectos del proceso, sobre todo cuando el objetivo es mejorar la eficiencia y reducir los contaminantes de los sistemas de combustión. Cabe mencionar también que existen diversos tipos de sistemas de inyección, como por ejemplo los sistemas de inyección directa o indirecta propios de los MCIA, e inyectores cada vez más modernos y sofisticados, como los electrónicos, que permiten una mayor versatilidad y adaptabilidad para cualquier situación o necesidad que pueda requerir el sistema de combustión en el que estén trabajando. Gracias a esto, cada vez hay una mayor capacidad para mejorar el rendimiento de estos sistemas y hacer de la combustión un proceso más limpio y respetuoso con el medio ambiente, de ahí la gran importancia del sistema de inyección dentro de la combustión.



Figura 2.1: Ejemplo del proceso de inyección en MCIA

## 2.2. Combustión por difusión

### 2.2.1. Introducción

Según el punto de vista de la teoría clásica, el término combustión hace referencia al conjunto de reacciones de oxidación producidos de manera rápida de ciertos materiales llamados combustibles. Dichos materiales están formados principalmente por carbono, hidrógeno y, en algunos casos, azufre.

Estos combustibles en presencia de un comburente, como por ejemplo el oxígeno contenido en el aire, se oxidan y liberan una gran cantidad de calor. Por tanto, la combustión es una serie de procesos físico-químicos mediante los cuales se libera parte de la energía interna que contiene el combustible, llamada energía química, que se manifiesta en forma de calor, un calor que puede ser aprovechado para diversas aplicaciones.

De manera general, en un proceso de combustión se pueden distinguir tres fases: en la primera fase los hidrocarburos se descomponen en una prerreacción para reaccionar con el comburente, dando lugar a unos compuestos llamados radicales, que son inestables. La segunda fase es la oxidación y en ella se libera la mayor parte del calor. Por último, en la tercera fase se completa la oxidación y se forman los productos de la combustión, ya estables, que formarán los gases de combustión.

Se van a distinguir dos tipos de combustión diferentes:

- **Combustión premezclada:** es aquella en la que el combustible y el comburente se encuentran en la misma corriente antes de producirse la combustión, es decir, los componentes de la combustión están ya mezclados previamente al proceso de combustión.
- **Combustión por difusión:** es aquella en la que el combustible y el comburente están inicialmente separados y los procesos de mezcla y reacción química se producen simultáneamente, llegando el combustible y el comburente a la zona de combustión desde zonas opuestas.

En la Figura 2.1 se muestra un ejemplo visual de ambos tipos de combustión que se acaba de distinguir.



(a) Premezclada



(b) Difusión

Figura 2.2: Tipos de combustión

Sin embargo, en esta sección se va a hacer incapié únicamente en la combustión por difusión, ya que va a ser el resultado final del proceso de inyección para el cual se ha estudiado el fenómeno de flujo interno, que es el objetivo de este Trabajo de Fin de Grado y, por ello, supone una mejor contextualización del mismo. Es por ello que no se va a hablar en adelante de la combustión premezclada, simplemente queda indicada.

### 2.2.2. Llamas de difusión

Una llama de difusión puede ser definida como cualquier llama en la cual el combustible y el oxidante están inicialmente separados, con lo cual, dicho término es sinónimo de combustión no premezclada. Dentro de esta definición y durante el desarrollo de la llama, tiene lugar una amplia variedad de procesos, como son el flujo transitorio, flujo de alta velocidad, y por supuesto la aparición de turbulencia en el seno del fluido en el caso de tener un gasto alto de combustible o alta velocidad de inyección del mismo, de lo contrario se podría tener una llama de difusión laminar.

El comportamiento de la llama está condicionado de manera importante por parámetros como la cantidad de movimiento del combustible aportado y su flotabilidad, variando mucho la morfología y estabilidad de la llama en función de estos dos indicadores.

Dentro de las llamas de difusión, se va a distinguir entre dos tipos de llamas; llamas de difusión laminares y llamas de difusión turbulentas, siendo estas últimas las más comunes en el ámbito de la ingeniería y las que más interés tienen de cara a la contextualización de este proyecto, por ser las que van a aparecer como resultado de todo el proceso de inyección del combustible.

#### Llamas de difusión laminares

Una llama laminar se caracteriza por tener un número de Reynolds bajo, normalmente inferior a 2000, respondiendo el Reynolds a la siguiente fórmula

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (2.1)$$

Siendo  $u$  la velocidad del fluido, en este caso combustible,  $L$  una longitud característica de la geometría en cuestión y  $\nu$  la viscosidad cinemática del combustible empleado.

En este tipo de llamas, los reactantes (combustible y comburente) se mezclan gracias al proceso físico de difusión molecular. El frente de llama se ubica en la zona donde la mezcla es casi estequiométrica, esto es  $F_r \approx 1$ , siendo  $F_r = \frac{F}{F_{eq}}$  el dosado relativo,  $F = \frac{m_f}{m_a}$  el dosado de la mezcla y  $F_{eq}$  el dosado estequiométrico del combustible en cuestión. Los términos  $m_f$  y  $m_a$  son los gastos máxicos de combustible y comburente respectivamente.

Aún así, la zona visible de la llama se corresponde con una zona de dosado ligeramente rico respecto al frente de llama. El hecho de que el Reynolds sea bajo permite que la turbulencia no aparezca en el combustible y, por tanto, en el proceso de combustión.

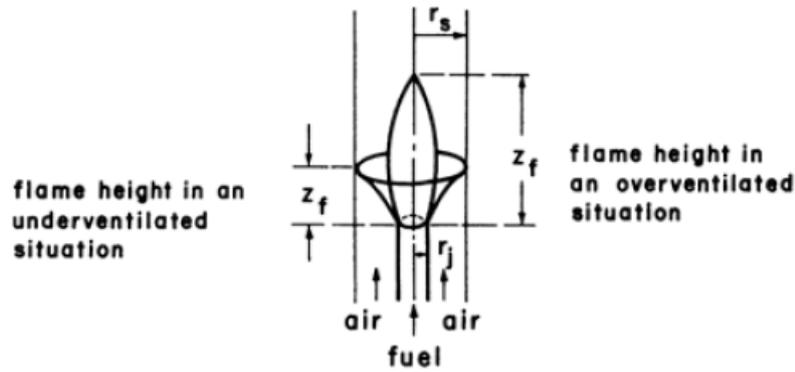


Figura 2.3: Llama de difusión laminar

En la mayoría de casos, la combustión está controlada por la mezcla por difusión de los reactantes, siendo las reacciones químicas muy rápidas comparadas con la velocidad de mezcla. Dado que suele ser la mezcla la que controla el proceso, la información obtenida sobre la mezcla, incluso en flujos no reactivos, puede aportar un valioso conocimiento para el estudio de la combustión.

Ejemplos de este tipo de llamas son fugas de combustible pequeñas, llamas alrededor de gotas o la llama de una vela.

### Llamas de difusión turbulentas

En motores diesel, turbinas de gas, muchos hornos y quemadores industriales, incluso en incendios naturales, la combustión es, en su mayoría, por difusión y altamente turbulenta. Estas llamas tienen ciertas características en común con las laminares. Para el estudio de este tipo de llamas, la base del problema es el chorro inerte turbulento, por lo tanto se comentará brevemente este fenómeno.

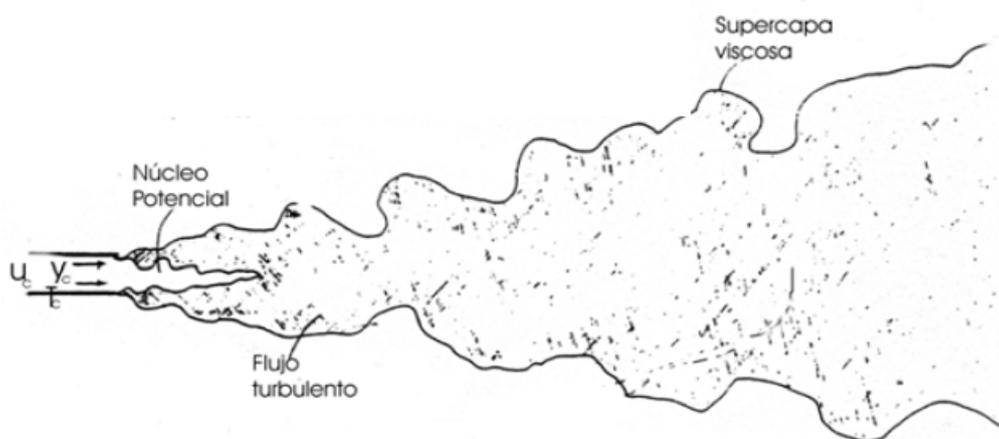


Figura 2.4: Chorro inerte turbulento

En la figura se muestra la sección sobre el eje de un chorro turbulento.

Hay una región del flujo turbulento (combustible) que posee movimientos en torbellino y que tiene una temperatura mayor que el fluido que tiene a su alrededor. Esta zona está separada del fluido circulante no turbulento (aire) por una frontera definida llamada supercapa viscosa, que sería el límite del chorro que se ve en la imagen. Como se ha dicho, en el aire que envuelve al chorro no existen movimientos turbulentos en un principio, mientras que en el propio chorro existen movimientos de escala grande que distorsionan la supercapa viscosa lo suficiente para inducir un movimiento en el aire envolvente, produciendo una difusión viscosa. En ese momento, el chorro de combustible y el aire envolvente comienzan a mezclarse y a contaminarse uno con el otro. Pasada una cierta longitud axial (aproximadamente 5 diámetros de orificio de salida) no queda flujo de chorro sin contaminar.

Durante este proceso, la velocidad, temperatura y concentración de especies varían con el tiempo. Para caracterizar estos parámetros se miden dos componentes: la componente media y la *rms* (*root mean square*). En el caso de que el proceso fuera estacionario (no es lo común), las componentes medias no variarían con el tiempo. El hecho de emplear las componentes media y *rms* es debido a que en un campo de flujo es muy complicado predecir la información instantánea, debido a que las curvas instantáneas son muy complejas y cambian continuamente. Para usos ingenieriles se suele especificar las componentes media y *rms*. Más detalles sobre la turbulencia y estas componentes se describen en el Capítulo 3.

Una vez caracterizados los parámetros mencionados del chorro turbulento, lo único que hay que añadir es la reacción química que da lugar a la combustión y caracterizar entonces parámetros como la temperatura y los productos de la combustión para así tener una caracterización razonable de la llama de difusión turbulenta, que tras ese proceso de combustión tendría el aspecto de la Figura 2.2 b).

### 2.3. Atomización

Como se ha indicado anteriormente, el primer fenómeno que ocurre tras abandonar el combustible la tobera de inyección es la atomización, es decir, la rotura de la vena líquida del combustible. Dicha vena líquida se transforma completamente en una colección de gotas a una cierta distancia axial, llamada longitud de rotura, en lo que se conoce como atomización primaria. Seguidamente, las gotas pueden continuar rompiéndose en gotas más pequeñas (atomización secundaria) o volver a juntarse en una gota más grande impactando unas con otras (coalescencia). El proceso de atomización es sumamente importante ya que de él dependerá el proceso de evaporación y mezcla del combustible con el comburente.

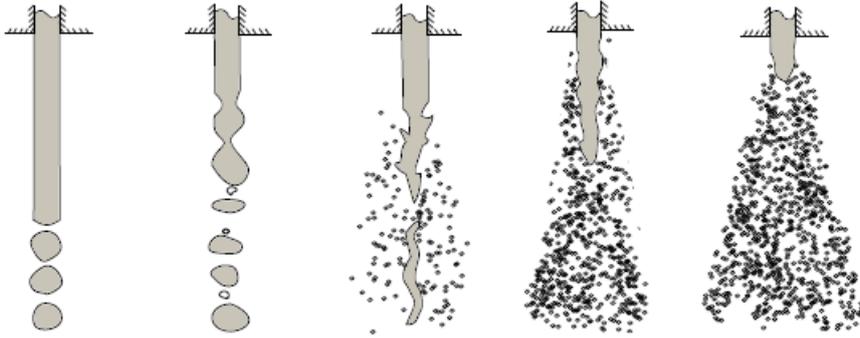


Figura 2.5: Aspecto de las distintas fases de la atomización

Como podemos ver en la Figura 2.5, macroscópicamente se aprecian varias fases durante el desarrollo de la atomización. Primeramente se expulsa el combustible de la tobera a alta velocidad y es ahí cuando comienza el proceso de atomización. Posteriormente, debido al comienzo de la atomización y el englobamiento de aire, el chorro adquiere una forma cónica con un frente semielíptico.

### 2.3.1. Regímenes de atomización

En función de la velocidad del chorro, existen varios regímenes de atomización. Son los siguientes:

- **Régimen de Rayleigh:** se da cuando hay velocidades bajas de inyección. Se producen pequeñas oscilaciones que van creciendo debido al efecto de la tensión superficial hasta producir la rotura del chorro, que atomiza en gotas de un tamaño aproximado al doble del diámetro del orificio de salida. Este régimen corresponde con la primera imagen (de izquierda a derecha) de la Figura 2.5.
- **Primer régimen inducido por interacción aerodinámica:** aquí, la influencia de la tensión superficial del líquido aumenta como consecuencia del aumento de la velocidad relativa entre el combustible y el aire envolvente. La atomización tiene lugar lejos del orificio de la tobera, igual que ocurría en el régimen de Rayleigh. En este régimen, el proceso de atomización es más rápido que en régimen anterior y las gotas generadas son de un tamaño similar al de la vena líquida. Se corresponde con la segunda imagen.
- **Segundo régimen inducido por interacción aerodinámica:** conforme aumenta la velocidad del chorro, la tensión superficial va perdiendo influencia frente a las fuerzas aerodinámicas. La superficie, en un principio cilíndrica, de la vena líquida comienza a tener perturbaciones generadas por la turbulencia del fluido a la salida del orificio y por la interacción aerodinámica. Dichas perturbaciones favorecen la atomización de las gotas, cada vez de menor tamaño, que comienza a suceder cada vez más cerca de la tobera de inyección hasta que la alcanza, entonces se considera que comienza el siguiente régimen. Corresponde a la imagen central.

- Régimen de atomización:** a velocidades suficientemente altas aparecen otros mecanismos independientes como inestabilidades aerodinámicas, cavitación, etc. Conjugando el segundo régimen de interacción aerodinámica, ya alcanzado, con estos nuevos efectos, el chorro se descompone completamente en las proximidades del orificio de la tobera. Este régimen está dividido en dos imágenes (las dos de la derecha en la Figura 2.5); la primera corresponde a un régimen de atomización incompleta, y la última a uno de atomización completa. La diferencia radica en que la longitud intacta de la vena líquida es mayor en el primero y el ángulo de chorro es mayor en el segundo.

En la Figura 2.6 se muestra una gráfica con la evolución de la longitud de rotura según los regímenes de atomización explicados.

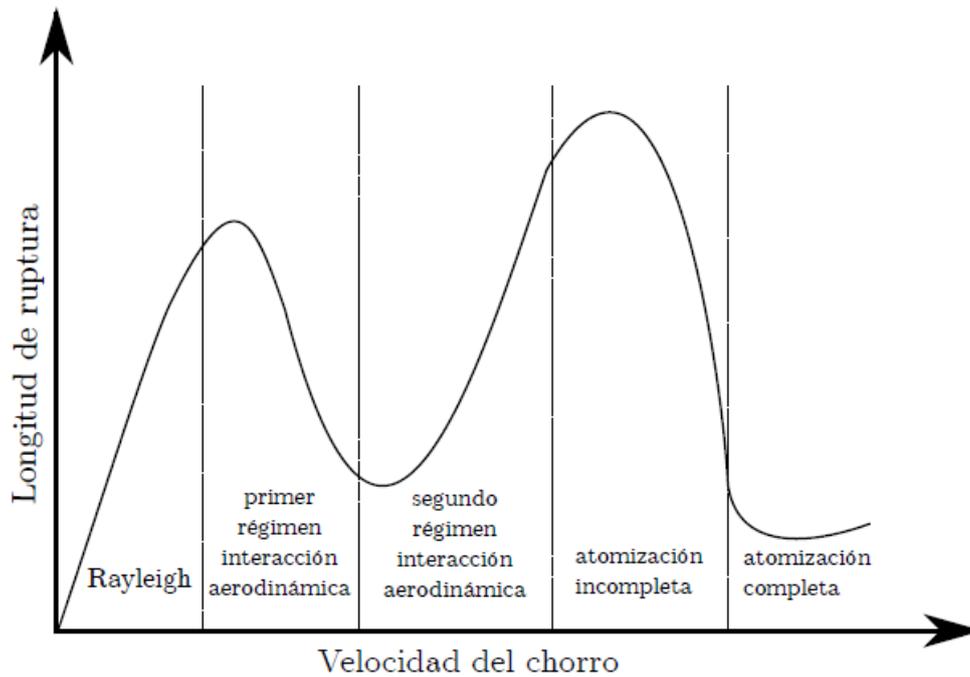


Figura 2.6: Longitud de rotura en función de la velocidad del chorro

Como se puede apreciar en la Figura 2.6, se contrasta a la perfección la diferencia entre la longitud de rotura del chorro para los regímenes de atomización completa e incompleta, como ya se había comentado anteriormente.

### 2.3.2. Números adimensionales en atomización

Existen tres números adimensionales que, por lo que representan, pueden ayudar a predecir, a priori, el grado de atomización que se va a producir. Dado que están basados en propiedades del fluido, como se va a exponer a continuación, estos números van a indicar si un fluido va a ser capaz de atomizar mejor o peor. Dichos números son el número de Reynolds ( $Re$ ), el número de Weber ( $We$ ) y el número de Ohnesorge ( $Oh$ ). En este apartado se van a detallar sus correspondientes expresiones y su significado para así poder aplicarlo al fenómeno de la atomización.

Las expresiones de estos números adimensionales son las siguientes:

$$Re = \frac{uL}{\nu}; \quad We = \frac{u^2 L \rho}{\sigma}; \quad Oh = \frac{\mu}{\sqrt{L \rho \sigma}}$$

Tabla 2.1: Números adimensionales que controlan la atomización

Los parámetros que los definen son los siguientes:

$u$  es la velocidad del fluido, en este caso el combustible, en  $\frac{m}{s}$ .

$L$  es una longitud característica, normalmente el diámetro del orificio de descarga, en  $m$ .

$\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido en  $\frac{m^2}{s}$ .

$\rho$  es la densidad del fluido en  $\frac{kg}{m^3}$ .

$\sigma$  es la tensión superficial del fluido en  $\frac{kg}{s^2}$ .

$\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido en  $\frac{kg}{ms}$ .

A continuación, se explica qué representa cada uno de estos números adimensionales:

- **Número de Reynolds:** representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Es un número muy empleado en mecánica de fluidos para localizar la frontera entre el régimen laminar y el régimen turbulento de un flujo. Además, el  $Re$  indica, dentro de un flujo turbulento, la variedad de escalas turbulentas que existen, es decir, a mayor  $Re$  más variedad de tamaños tendrán los torbellinos de un flujo. Por ello, cuanto más grande sea el  $Re$  más turbulento será el flujo estudiado y mejor atomizará.
- **Número de Webber:** es un parámetro importante en la atomización de líquidos. Representa la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de tensión superficial que actúan en la superficie del líquido. Con un  $We$  grande (fuerzas de inercia altas) las gotas tienden a atomizarse en gotas todavía más pequeñas. Cuando hay  $We$  pequeños, la tensión superficial sujeta la columna de líquido que posteriormente se separará para formar gotas de tamaño grande. Esto es, a mayor  $We$  se tendrán como resultado gotas más pequeñas.
- **Número de Ohnesorge:** Este número relaciona las fuerzas viscosas con las fuerzas de tensión superficial. Se trata de un número complementario a los otros dos. Prueba de ello es que se puede calcular también en función de los dos anteriores con la siguiente expresión:

$$Oh = \sqrt{\frac{We}{Re}} \quad (2.2)$$

### 2.3.3. Mecanismos de atomización primaria

Debido al hecho de que no hay una teoría que explique los comportamientos observados durante el fenómeno de la atomización, se cree que la atomización se debe a la superposición de varios fenómenos independientes, que cobrarán más o menos importancia en función de las condiciones de inyección. Estos mecanismos se explican en este apartado.

#### Ruptura por inestabilidades aerodinámicas

Probablemente, el crecimiento de las perturbaciones en la superficie del chorro se incrementa cuando aumenta la velocidad relativa líquido-gas ambiente. En ese caso, las inestabilidades de las ondas de alta frecuencia presentes en la superficie de la vena líquida forman finos ligamentos. El diámetro de la vena líquida disminuye conforme se aleja del orificio. Los ligamentos se rompen por la acción de las fuerzas de tensión superficial y/o interacción aerodinámica con el gas ambiente. Para bajas velocidades de inyección, este análisis concuerda con los datos medidos experimentalmente, sin embargo, conforme aumenta la velocidad de inyección, la tasa de inyección y el ángulo del chorro teóricos son menores que los experimentales, demostrando que existen otros efectos importantes que favorecen la atomización. Además, la teoría aerodinámica no tiene en cuenta la geometría del orificio, cuyo efecto es importante en este aspecto. Por ello, no es posible explicar la atomización únicamente analizando las inestabilidades en la superficie del líquido.

#### Turbulencia

Numerosos autores han calificado la turbulencia como una de las principales causas de la atomización. Dicha turbulencia se genera durante el flujo del combustible por los orificios internos de los inyectores. Dentro de los orificios, la componente radial de la velocidad turbulenta es contenida por las paredes, sin embargo, a la salida del inyector, esta componente radial tiende a expulsar el combustible fuera de la vena líquida, provocando así la atomización. Este mecanismo permite explicar, por ejemplo, la atomización de chorros inyectados en el vacío donde no hay interacción aerodinámica del líquido con el ambiente. Aún así, no es el único mecanismo de atomización de un chorro, ya que es ajeno a las variaciones de comportamiento del chorro en función de la densidad del gas.

#### Cavitación

Es otra de las causas importantes de la atomización y depende en gran medida de las características geométricas del inyector. La cavitación tiene dos tipos de influencias en la atomización. Por un lado, suele provocar la separación del flujo respecto a la pared del orificio, separación que junto al eventual contacto posterior del flujo contra la pared provocarán un aumento de la turbulencia que, como se ha dicho, incrementaría la atomización. Por otro lado, las burbujas de vapor que se forman en el seno del combustible inducirían (si llegan a la salida) discontinuidades en el líquido que facilitarían la rotura del chorro en ligamentos y gotas.

### **Reorganización o relajación del perfil de velocidad**

La modificación del perfil de velocidad justo a la salida del orificio también provoca la atomización del chorro. Los esfuerzos viscosos debidos a la pared del orificio desaparecen y el combustible cerca de la superficie de la vena líquida se acelera produciendo inestabilidades. Esta modificación de la velocidad perturba la superficie del líquido y se favorece la atomización.

Aparte de los mecanismos mencionados, hay un cierto consenso en que la relación entre la densidad del combustible y la del aire ambiente es uno de los parámetros que controlan la atomización, aunque no existe un acuerdo general sobre su influencia en términos cuantitativos.

## **2.4. Flujo interno**

Una clasificación habitual del flujo es dividirlo en flujo externo y flujo interno. El flujo externo se da habitualmente alrededor de objetos sólidos, mientras que el flujo interno se da dentro de objetos tales como tubos, conductos, canales, etc. Las ecuaciones diferenciales que los describen son prácticamente iguales, sin embargo, las condiciones de contorno son diferentes, lo que hace que los flujos resultantes sean completamente distintos.

El flujo interno se define como aquél flujo que tiene lugar en el interior de un conducto que se encuentra completamente lleno por el fluido (en carga). Los casos más habituales son los flujos por tuberías, con líquidos y gases a presión por lo que han de ser resistentes, y el flujo por conductos, que generalmente conducen gases o líquidos a baja presión, por lo que son menos resistentes.

En el presente apartado se pretende explicar las características principales que presenta el flujo interno en las condiciones correspondientes a este estudio, es decir, el flujo interno en toberas de inyección de combustible, que va a resultar de gran importancia para el desarrollo posterior del proceso de inyección con la correspondiente atomización del chorro y, por último, el proceso de combustión.

### **2.4.1. Regímenes del flujo en un conducto cilíndrico**

Se va a explicar el comportamiento del flujo en una geometría cilíndrica por ser esta la correspondiente a la tobera de inyección con la que se va a trabajar, como se puede ver en el Capítulo 5 en el que se explica el desarrollo del proyecto. Se puede distinguir dos regímenes principales en el paso de un fluido por este tipo de geometrías; el régimen laminar y el régimen turbulento.

## Régimen Laminar

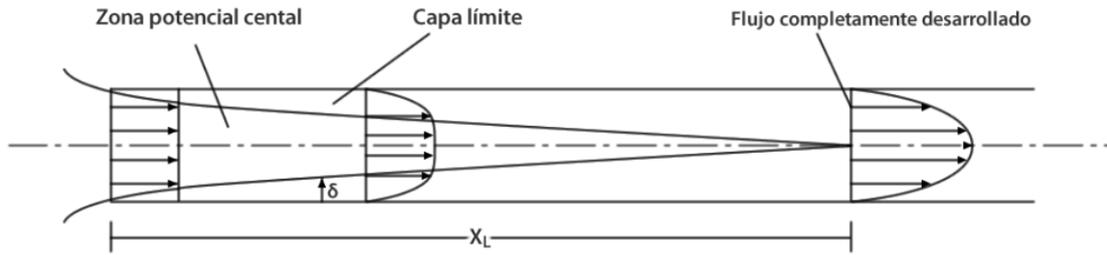


Figura 2.7: Desarrollo del régimen laminar

En la Figura 2.7 se aprecia el desarrollo del flujo laminar y su capa límite en el interior de un tubo cilíndrico de radio cualquiera  $R$ . Al comienzo, el espesor de la capa límite es nulo, pero posteriormente va creciendo hasta que alcanza el eje central del conducto. Es en ese momento cuando el perfil de velocidades queda completamente formado. Esa zona de desarrollo de la capa límite desde que su espesor es nulo hasta que alcanza el eje de la tubería es una región de transición.

El espesor de esta capa límite en función de la posición axial puede estimarse analíticamente para este caso con la siguiente fórmula hallada experimentalmente por Blasius [3]:

$$\delta(x) = \frac{4,92x}{\sqrt{Re_x}} \quad (2.3)$$

Siendo  $x$  la posición axial dentro del conducto y  $Re$  el número de Reynolds, ya explicado en apartados anteriores.

## Régimen Turbulento

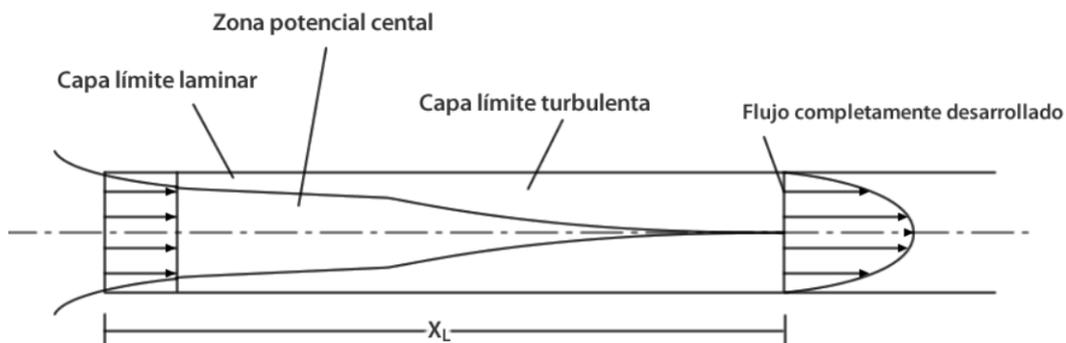


Figura 2.8: Desarrollo del régimen turbulento

En el caso de que la capa límite alcance el régimen turbulento antes de que el perfil de velocidades esté totalmente desarrollado, dicho perfil adoptará una forma más rellena y no la distribución laminar. Este sería el perfil de velocidades turbulento. Ya que en la Figura 2.8 no se aprecia claramente la forma de dicho perfil, en la Figura 2.9 se puede

comprobar con claridad la diferencia de forma entre el perfil de velocidades axiales laminar y turbulento.

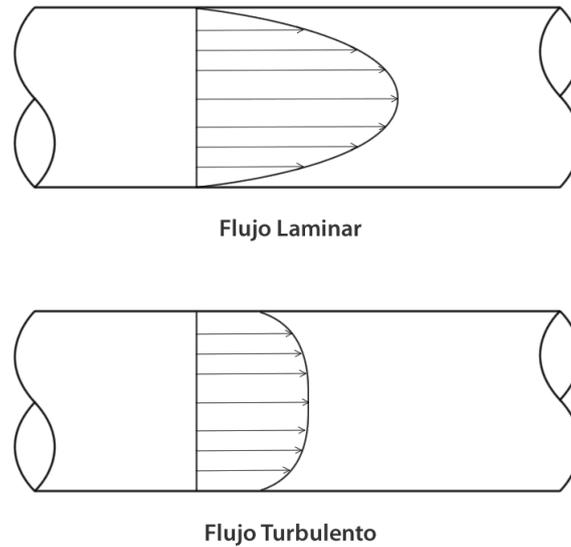


Figura 2.9: Comparación de perfiles de flujo laminar y turbulento

En este caso, el número de Reynolds sirve como referencia para distinguir cuándo el flujo alcanza el régimen turbulento y cuándo no. F.M. White [11] propone, a través de una serie de correlaciones, que los valores de Reynolds que marcan las fronteras entre regímenes para flujo interno en tuberías son los siguientes:

- $Re < 2000$  **Régimen Laminar**
- $2000 < Re < 2300$  **Régimen Crítico**
- $2300 < Re < 4000$  **Régimen de Transición**
- $Re > 4000$  **Régimen Turbulento**

Sin embargo, no deja de tratarse de una referencia que se ha obtenido a través del ensayo experimental. Puede darse el caso de flujos que pertenezcan a uno u otro régimen con valores fuera de los indicados en los rangos anteriores.

### 2.4.2. Flujo interno en toberas de inyección

El funcionamiento del sistema de inyección, principalmente del inyector, y la geometría de los conductos (tobera de inyección) condicionan las características del flujo tanto en el interior de dichos conductos como a la salida de estos. De igual modo, de las características que el flujo adquiera va a depender el proceso de atomización y mezcla, de cuya calidad depende el rendimiento de la combustión y la formación de contaminantes en ella. De ahí la importancia del estudio del flujo interno en este tipo de aplicaciones.

Sin embargo, la predicción del comportamiento del flujo de combustible dentro de este tipo de orificios y su posterior estudio es realmente complicado debido a las siguientes razones:

- El reducido tamaño de los orificios de las toberas, del orden de décimas de milímetro de diámetro.
- La elevada velocidad que puede alcanzar el flujo a su paso por los orificios, del orden de cientos de metros por segundo.
- Se trata de un proceso, aunque muy rápido, transitorio con una duración del orden de milisegundos.
- La influencia de las agujas de los inyectores, que en el momento de su levantamiento afectan a las características del flujo.
- La posibilidad de tratar con flujos de naturaleza bifásica debido al fenómeno de la cavitación, que puede llegar a evaporar el combustible dentro de los orificios.

No hay duda de que si llegáramos a comprender completamente el comportamiento del flujo interno sería más sencillo abordar los procesos de atomización y mezcla del combustible con el aire. No obstante, como se ha visto, el estudio de la dinámica del flujo en el interior de estos orificios es un problema en si mismo muy complicado cuyo interés es considerable en el campo de la investigación.

### Características del flujo

Para determinar las características del flujo en orificios de inyección suele emplearse modelos y ecuaciones basadas o bien en el flujo laminar o bien en el flujo turbulento, donde el paso de régimen laminar a turbulento lo marca un determinado número de Reynolds conocido como número de Reynolds crítico ( $Re_c = 2300$ ), como ya se ha explicado en el apartado anterior.

No obstante, esta forma de describir el flujo únicamente resulta válida para flujos totalmente desarrollados, esto es, para conductos suficientemente largos con una relación longitud-diámetro ( $L/D$ ) grande. Por lo tanto, no será válida para el caso del flujo en orificios de inyección, ya que esta relación longitud-diámetro es pequeña ( $L/D \leq 10$  habitualmente) y, por tanto, puede ser menor que la longitud de entrada característica del flujo para alcanzar un flujo totalmente desarrollado, ya sea laminar o turbulento.

Dicha longitud de entrada  $Le$  viene determinada, según [6], para régimen laminar por

$$\frac{Le}{D} = 0,03Re \quad (2.4)$$

que para valores de  $Re$  por debajo de 2300 proporciona valores de  $Le$  de entre 50 y 60 veces el diámetro del conducto.

En régimen turbulento, debido a la intensidad de mezcla provocada por la propia turbulencia, la longitud de entrada es más pequeña que en el caso laminar. La fórmula propuesta por White [11] es la siguiente:

$$\frac{Le}{D} = 4,4Re^{1/6} \quad (2.5)$$

la cual proporciona una  $Le$  de entre 20 y 30 diámetros para los  $Re$  característicos de este tipo de conductos de inyección.

Como puede apreciarse, tanto para el caso laminar como para el caso turbulento, la longitud del orificio va a ser menor que la longitud de entrada  $Le$ , luego en ningún caso el flujo estará completamente desarrollado. Esto hace que a la hora de analizar el flujo interno en este tipo de aplicaciones haya que tener en cuenta una serie de consideraciones:

- El flujo está afectado principalmente por los efectos que le suceden en su entrada al orificio, esto es, desprendimiento de capa límite, caídas de presión, etc. Es por ello que las características del flujo (perfiles de velocidad, pérdidas de carga, etc.) dependerán fundamentalmente de estos efectos sufridos en la entrada.
- Al no ser un flujo completamente desarrollado, el  $Re$  crítico normalmente adoptado como frontera entre régimen laminar y turbulento ( $Re_{crit} \approx 2300$ ) no es válido. En el flujo en orificios no solo es importante el Reynolds en el que aparecen las primeras trazas de turbulencia, sino también el lugar donde aparece, es decir, su distancia axial desde la entrada, así como el grado de desarrollo que ésta alcanza.
- Hay que tener precaución al aplicar la teoría de flujo en conductos, puesto que es posible que ciertos parámetros teóricos del flujo interno (como perfiles de velocidad a la salida del orificio) pueden no seguir las leyes descritas ni comportarse igual que en los casos donde el flujo está completamente desarrollado, cosa que puede dar lugar a confusión.

Por último, cabe citar los parámetros más característicos que suelen cuantificarse para tratar de caracterizar los diferentes estudios sobre flujo interno. Parámetros como la tasa de inyección, el flujo de cantidad de movimiento, las pérdidas de carga, y una serie de coeficientes que permiten comparar las mediciones o cálculos de flujo interno con la teoría, como son el coeficiente de descarga, el coeficiente de velocidad y el coeficiente de área.

Mencionar que en este estudio no se va a realizar una medición de esta serie de parámetros, sino que se va a centrar en tratar de caracterizar la turbulencia en el desarrollo del flujo en los orificios para con ello ver cómo ésta afecta a los fenómenos posteriores, empleando para ello ciertas herramientas como los perfiles de velocidad a la salida del orificio, mencionados anteriormente en este apartado, entre otras. Se detallará todo en los capítulos posteriores.



# Capítulo 3

## La Turbulencia

Todos los flujos que se puede encontrar en aplicaciones de ingeniería, desde los más simples como los bidimensionales, hasta flujos más complejos como los tridimensionales, pasan a ser inestables a partir de cierto número de Reynolds ( $UL/\nu$  donde  $U$  y  $L$  son la velocidad y longitud características, respectivamente, del flujo medio, y  $\nu$  es la viscosidad cinemática). En bajos  $Re$  los flujos son laminares. Para números de Reynolds más altos, los flujos comienzan a volverse turbulentos. Se desarrolla entonces un estado de movimiento caótico y aleatorio en el cual la velocidad y la presión del fluido cambian constantemente con el tiempo.

Los flujos laminares pueden ser completamente descritos por las ecuaciones de Navier-Stokes, pero los flujos turbulentos, más complejos, se deben afrontar con técnicas de CFD, como el método del volumen finito. Muchos, si no la mayoría, de los flujos importantes en ingeniería son turbulentos, por lo que el régimen turbulento del flujo no es únicamente interesante desde el punto de vista teórico. Los ingenieros que trabajan con fluidos tienen acceso a herramientas capaces de representar los efectos de la turbulencia en el flujo. Es por ello que se va a hablar en este tercer capítulo sobre la turbulencia y sus características.

### 3.1. ¿Qué es la turbulencia?

El número de Reynolds de un flujo da una medida de la importancia de las fuerzas de inercia respecto a las fuerzas viscosas. En experimentos con sistemas fluidos se puede observar que a Reynolds por debajo del llamado Reynolds crítico ( $Re_{crit}$ ) el flujo circula suavemente, en capas paralelas y de forma ordenada. Si las condiciones de contorno no cambian con el tiempo, el flujo es estable. Este es el régimen laminar.

A valores de Reynolds por encima de  $Re_{crit}$ , ocurre una complicada serie de eventos que conduce a un cambio radical del carácter del fluido. Llegado a la etapa final, el comportamiento del flujo es aleatorio y caótico. El movimiento pasa a ser inestable incluso con condiciones de contorno constantes. La velocidad y el resto de variables del fluido varían aleatoria y caóticamente. Este es el régimen turbulento.

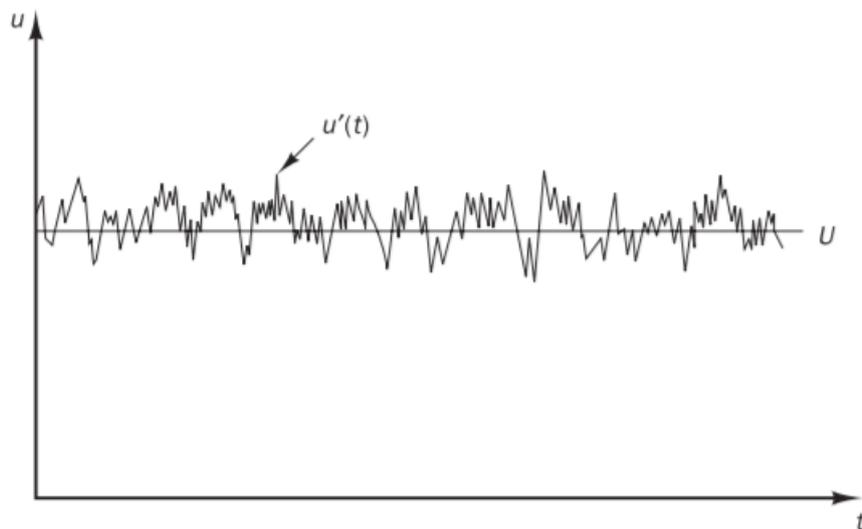


Figura 3.1: Ejemplo de medida de velocidad en un flujo turbulento

La naturaleza aleatoria del flujo turbulento imposibilita una descripción concreta del movimiento de las partículas del fluido. Las propiedades del flujo, como la velocidad representada en la Figura 3.1, se descomponen en un valor medio ( $U$  en el caso de la velocidad) y un valor fluctuante o pulsátil ( $u'(t)$  en el caso de la velocidad), con lo que queda que  $u(t) = U + u'(t)$ . A esta distinción se le denomina descomposición de Reynolds. Por lo tanto, un flujo turbulento puede ser caracterizado mediante valores medios de sus propiedades ( $U, V, W, P$ , etc.) y mediante algunas propiedades estadísticas de sus fluctuaciones ( $u', v', w', p'$ , etc.).

Incluso en flujos en los que las velocidades y presiones medias varían en únicamente una o dos dimensiones espaciales, las fluctuaciones turbulentas siempre tienen un carácter tridimensional. Además, observaciones de flujos turbulentos revelan estructuras rotacionales del flujo, que son los llamados torbellinos, con un amplio rango de escalas de longitud. En la Figura 3.2, que muestra un chorro turbulento coloreado con el objetivo de que sea más visual, se puede apreciar los torbellinos que se acaban de describir, y cómo coexisten escalas de tamaño grande, intermedio y pequeño.



Figura 3.2: Chorro turbulento coloreado

Debido al efecto de estos torbellinos, las partículas de fluido que inicialmente están separadas pueden llegar a juntarse. Como consecuencia de esto, el calor, la masa y la cantidad de movimiento son intercambiadas de forma muy efectiva. Por ejemplo, un chorro de tinta introducido en un punto de un flujo turbulento se romperá rápidamente y se dispersará por el flujo. Esta mezcla tan efectiva que se produce hace que los coeficientes de difusión másica, de calor y de cantidad de movimiento sean elevados.

Los torbellinos más grandes interactúan y extraen energía del flujo medio mediante un proceso llamado estiramiento del vórtice, en el cual los torbellinos adecuadamente alineados se estiran debido a que una parte del torbellino está forzada a moverse más rápido que la otra. El trabajo de estiramiento que ejerce el flujo medio sobre las escalas grandes proporciona la energía que mantiene la turbulencia activa.

La velocidad característica  $\vartheta$  y la longitud característica  $\ell$  de los torbellinos más grandes son de un orden de magnitud similar a las correspondientes al flujo ( $U$  y  $L$ ). En consecuencia, el Reynolds correspondiente a los torbellinos grandes va a ser un número grande, de un orden de magnitud similar al Reynolds del flujo. Ésto sugiere que los torbellinos grandes están dominados por efectos de inercia, y los efectos viscosos son despreciables.

Los torbellinos más pequeños son fuertemente estirados debido a los torbellinos grandes en mayor medida y al flujo medio en menor medida. De este modo, la energía cinética va pasando de las escalas grandes a las escalas cada vez más y más pequeñas, en lo que se denomina cascada de energía. Todas las propiedades fluctuantes del flujo turbulento contienen energía a través de un amplio espectro de frecuencias o números de onda ( $= 2\pi f/U$ , donde  $f$  es la frecuencia).

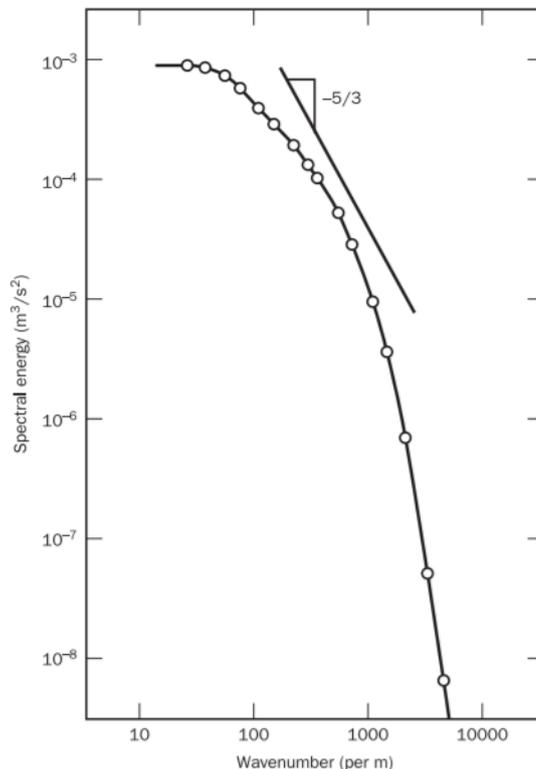


Figura 3.3: Espectro de energía de la turbulencia

En la Figura 3.3, la energía espectral  $E(\kappa)$  es una función del número de onda  $\kappa = 2\pi/\lambda$ , donde  $\lambda$  es la longitud de onda de los torbellinos. A partir de esta figura se puede llegar a la conclusión de que los torbellinos más grandes, que son los que tienen menor número de onda (al ser éste inversamente proporcional a la longitud de onda), son los que poseen mayor energía, mientras que los más pequeños son los menos energéticos.

Los torbellinos más pequeños están dominados por los efectos viscosos, al contrario que los grandes. Su número de Reynolds  $Re_\eta$ , basado en su velocidad característica  $v$  y su longitud característica  $\eta$ , es aproximadamente igual a 1,  $Re_\eta = v\eta/\nu = 1$ , por tanto, los torbellinos pequeños presentes en un flujo son aquellos para los cuales las fuerzas de inercia y viscosas están igualadas. Estas escalas más pequeñas se denominan microescalas de Kolmogorov, debido al científico ruso que las descubrió en los años 40. La energía asociada a estas pequeñas escalas se disipa debido a los efectos viscosos y se convierte en energía térmica. Esta disipación resulta en unas pérdidas de energía que son características de los flujos turbulentos.

### Características generales de los flujos turbulentos

En esta subsección se recalcan y detallan las principales características que posee un flujo turbulento.

- **Irregularidad:** Es una característica fácilmente apreciable para un observador. La irregularidad se manifiesta en la aparición de fluctuaciones de las variables fluidodinámicas (velocidad, presión, temperatura, etc.) con escalas de tamaños y tiempos muy diferentes. A pesar de ser un fenómeno determinista, los flujos turbulentos parecen caóticos e impredecibles, lo que justifica el uso de métodos estadísticos para su estudio.
- **Tridimensionalidad:** Pueden existir flujos turbulentos que, al estar promediados en el tiempo, pueden ser bidimensionales. Incluso pueden existir movimientos turbulentos en los que las escalas más grandes sean fundamentalmente bidimensionales. No obstante, a medida que el tamaño de las escalas se reduce resulta que el movimiento asociado a estas pequeñas escalas es siempre tridimensional.
- **Difusividad:** Los fenómenos de transporte de masa, cantidad de movimiento y energía se ven amplificados por el efecto de la turbulencia debido a las fluctuaciones del movimiento turbulento. Aunque estas fluctuaciones suceden a escalas mucho mayores a la molecular, se produce un efecto difusivo semejante al de carácter molecular.
- **Disipación:** Los flujos turbulentos son disipativos. Una vez que se desarrolla el flujo turbulento, éste tiende a mantenerse, aunque para ello necesita un aporte continuo de energía. Esta energía se extrae del flujo principal y se invierte en aumentar la energía interna mediante deformaciones a las que se ven sometidas las partículas fluidas. La turbulencia necesita una transferencia continua de energía para poder superar las pérdidas viscosas. Si no existe tal aporte de energía, la turbulencia decae rápidamente.
- **Altos números de Reynolds:** La turbulencia se origina como una inestabilidad de flujos laminares. Del análisis de estabilidad de flujos laminares, se puede extraer que la solución se vuelve inestable a partir de un valor crítico del número de Reynolds. Sin embargo, este valor depende del tipo de aplicación.

## 3.2. Transición de flujo laminar a turbulento

La causa inicial de la transición de flujo laminar a turbulento se puede explicar considerando la estabilidad de los flujos laminares frente a pequeñas perturbaciones, llamada estabilidad hidrodinámica. La teoría de la estabilidad hidrodinámica trata de identificar condiciones en las que se eleva la amplificación de las perturbaciones. Es de especial interés predecir los valores del número de Reynolds en los que las perturbaciones se amplifican ( $Re_{x,crit} = Ux_{crit}/\nu$ ) y también en los que tiene lugar la transición de flujo laminar a turbulento ( $Re_{x,tr} = Ux_{tr}/\nu$ ).

El punto donde aparece en primer lugar la inestabilidad, correspondiente a  $Re_{x,crit}$ , siempre se encuentra aguas arriba del punto donde ocurre la transición de laminar a turbulento, correspondiente a  $Re_{x,tr}$ . La distancia entre uno y otro depende del grado de amplificación de las perturbaciones. Los puntos comentados pueden predecirse mediante la teoría de la estabilidad hidrodinámica, sin embargo, por el momento no hay una teoría que permita conocer o describir el camino que lleva de la inestabilidad inicial al flujo completamente turbulento que finalmente se desarrolla.

En esta sección se va a comentar brevemente la transición, en base a observaciones experimentales, de flujo laminar a turbulento en los casos concretos del chorro y del flujo en conductos cilíndricos por ser los casos de mayor aplicación a este trabajo.



Figura 3.4: Transición entre régimen laminar y turbulento en un flujo

### 3.2.1. Transición en chorros

Los flujos que poseen un punto de inflexión (es decir, un cambio en las condiciones del flujo, como es el caso de un chorro que pasa de fluir por un orificio a ser un flujo externo) amplifican la longitud de onda de las perturbaciones para todos los números de Reynolds por encima de 10 aproximadamente. Se considerará que el flujo interno es laminar y pasa a ser turbulento una vez sale al exterior para facilitar la comprensión del fenómeno.

Después de que el flujo emerja del orificio, el flujo laminar saliente produce la formación de un vórtice cerca del orificio. Como consecuencia se produce un único vórtice de gran escala que va dando lugar a vórtices un poco más pequeños. A poca distancia aguas abajo, existen perturbaciones tridimensionales que causan que el/los vórtices que existan en ese momento se perturben fuertemente. Debido a esto, el flujo se “rompe” generando un enorme número de torbellinos de pequeña escala, y entonces el flujo se desarrolla rápidamente hacia el régimen turbulento.

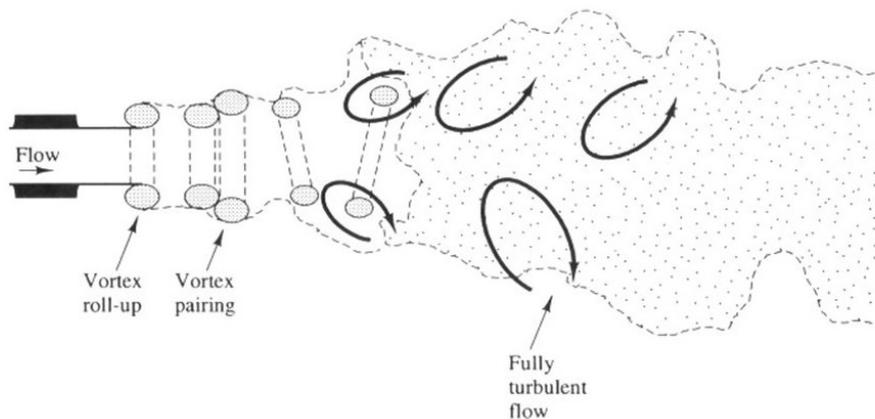


Figura 3.5: Esquema de la transición entre flujo laminar y turbulento en chorros

### 3.2.2. Transición de flujos en conductos cilíndricos

La transición de flujos en conductos cilíndricos representa un ejemplo de flujos sin puntos de inflexión. La teoría de la estabilidad hidrodinámica predice que este tipo de flujos son absolutamente estables frente a perturbaciones infinitesimales para todos los números de Reynolds. En la práctica, como bien es sabido, esto no es cierto, y la transición a la turbulencia tiene lugar en Reynolds entre 2000 y  $10^5$ . Sin embargo, existen varios detalles que todavía no están claros, lo cual deja ver las limitaciones de las actuales teorías de estabilidad.

La causa del fallo de esta teoría es, casi con total seguridad, el papel que juegan las distorsiones del perfil de velocidad de entrada y las perturbaciones de amplitud finita que aparecen debido a los efectos de entrada que padece el flujo. Los experimentos muestran que en flujo por conductos cilíndricos las trazas de turbulencia aparecen en regiones cercanas a la pared. Estas trazas crecen y, consecuentemente, van ocupando la sección del conducto creando zonas de turbulencia, cosa que sucede en Reynolds normalmente del orden de 2000, dando lugar a zonas alternadas de flujo laminar y turbulento a lo largo de la longitud del conducto. En Reynolds superiores a 2300 las zonas turbulentas ocupan prácticamente toda la sección, y el flujo acaba siendo completamente turbulento.

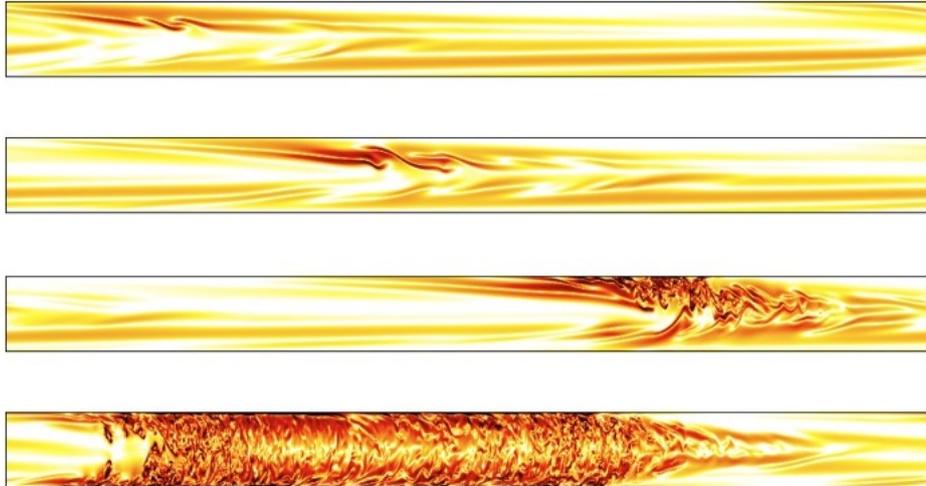


Figura 3.6: Transición entre flujo laminar y turbulento en conductos cilíndricos

### 3.2.3. Conclusiones

De las descripciones de la transición de los flujos realizadas en los apartados 3.2.1 y 3.2.2 se puede destacar una serie de acontecimientos comunes de los procesos de transición en ambos tipos de flujo. Son los siguientes:

- La amplificación de perturbaciones que inicialmente son pequeñas.
- El desarrollo de áreas con una concentración de estructuras rotacionales (vórtices).
- La formación de intensos movimientos de vórtices de pequeña escala.
- El crecimiento y desarrollo de estas áreas con escalas pequeñas para dar lugar a un flujo completamente turbulento.

La transición a la turbulencia está fuertemente afectada por ciertos factores como los gradientes de presiones, los niveles de perturbación, la rugosidad de pared y la transferencia de calor. Cabe destacar que aunque se ha llegado a describir el fenómeno de la transición a través de experimentos y cálculos CFD, no hay una teoría concreta que cubra este campo. Sin embargo, los avances en los ordenadores y su potencia de cálculo han hecho posible simular los eventos que conducen a la transición, incluyendo la formación de la turbulencia, e incluso la propia turbulencia mediante modelos que se describirán en el Capítulo 4.

### 3.3. Descriptores del flujo turbulento

Para el desarrollo de este apartado, se va a suponer que se mide un único punto del flujo turbulento. Tal y como se muestra en la Figura 3.1, la presencia de turbulencia se manifiesta mediante las fluctuaciones aleatorias de la componente pulsátil de la velocidad medida alrededor de un valor medio. El resto de variables del flujo que se pueden medir (otras componentes de la velocidad, presión, temperatura, densidad, etc.) van a mostrar el mismo comportamiento dependiente del tiempo.

La descomposición de Reynolds, mencionada en la sección 3.1, define una propiedad cualquiera del flujo  $\varphi$  en el punto medido como la suma de una componente media estable  $\Phi$  y una componente fluctuante que varía con el tiempo  $\varphi'(t)$ , esto es,  $\varphi = \Phi + \varphi'(t)$ . En esta sección se va a explicar un poco más detalladamente estas componentes así como otras herramientas útiles para tratar de caracterizar la turbulencia.

#### Componente media

La componente media  $\Phi$  de una propiedad del flujo  $\varphi$  se define de la siguiente manera:

$$\Phi = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi(t) dt \quad (3.1)$$

En teoría se debería coger el límite del intervalo de tiempo  $\Delta t$  aproximadamente infinito, pero el proceso indicado por la Ecuación 3.1 proporciona medias temporales con sentido solo si  $\Delta t$  es mayor que la escala de tiempo asociada con las variaciones más lentas (debidas a los torbellinos más grandes) de la propiedad  $\varphi$ . Esta definición de la propiedad media de un flujo es adecuada para flujos medios estacionarios. En flujos dependientes del tiempo, la componente media de una propiedad en un tiempo  $t$  se toma como el promedio de los valores instantáneos de la propiedad a lo largo de un enorme número de repeticiones de un experimento idéntico. Esto se denomina conjunto promedio.

El promedio temporal de las fluctuaciones  $\varphi'$  es, por definición, igual a cero:

$$\overline{\varphi'} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi'(t) dt \equiv 0 \quad (3.2)$$

A partir de ahora no se escribirá explícitamente la dependencia temporal de  $\varphi$  y  $\varphi'$ , únicamente se mostrará la descomposición de Reynolds como  $\varphi = \Phi + \varphi'$ .

La descripción más compacta de las principales características de las componentes fluctuantes de las variables de un flujo turbulento se realiza acorde a sus estadísticas.

### Varianza, *rms* y energía cinética turbulenta

Los descriptores utilizados para indicar la dispersión de las fluctuaciones  $\varphi'$  alrededor del valor medio  $\Phi$  son la varianza y la componente *rms* (*root mean square*), es decir, la raíz cuadrada de la varianza de la fluctuación:

$$\overline{\varphi'^2} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (\varphi')^2 dt \quad (3.3)$$

$$\varphi_{rms} = \sqrt{\overline{\varphi'^2}} = \left[ \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} (\varphi')^2 dt \right]^{1/2} \quad (3.4)$$

Los valores de *rms* de las componentes de la velocidad son de especial importancia ya que son generalmente los más fáciles de medir y expresan la magnitud del promedio de las fluctuaciones de la velocidad. Por otra parte, las varianzas de las fluctuaciones de la velocidad son proporcionales a los flujos de cantidad de movimiento inducidos por los torbellinos turbulentos, lo que causa tensiones normales adicionales que experimentan los elementos del fluido en un flujo turbulento.

En ciertas ocasiones, estas varianzas comentadas tienen una interpretación que va más allá, en forma de energía cinética media por unidad de masa contenida en las respectivas fluctuaciones de velocidad. La energía cinética total por unidad de masa  $k$  de la turbulencia en una posición determinada tiene la siguiente expresión:

$$k = \frac{1}{2} \left( \overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) \quad (3.5)$$

Siendo  $\overline{u'^2}$ ,  $\overline{v'^2}$  y  $\overline{w'^2}$  las varianzas de las fluctuaciones de las tres componentes espaciales de la velocidad  $u$ ,  $v$  y  $w$ .

La intensidad turbulenta  $T_i$  es la velocidad *rms* promedio dividida por la velocidad de un flujo medio de referencia  $U_{ref}$ , y está relacionada con la energía cinética turbulenta  $k$  de la siguiente manera:

$$T_i = \frac{\left( \frac{2}{3} k \right)^{1/2}}{U_{ref}} \quad (3.6)$$

### Función de densidad de probabilidad

Finalmente, se menciona la función de densidad de probabilidad  $P(\phi^*)$  que hace referencia a la fracción de tiempo que una señal fluctuante pasa entre  $\varphi^*$  y  $\varphi^* + d\varphi$ . Esto se define en términos de probabilidad de la siguiente forma:

$$P(\varphi^*)d\varphi^* = Prob(\varphi^* < \varphi < \varphi^* + d\varphi^*) \quad (3.7)$$

La media y la varianza de la variable y sus fluctuaciones están referidas a la función de densidad de probabilidad de la siguiente manera:

$$\bar{\varphi} = \int_{-\infty}^{+\infty} \varphi P(\varphi) d\varphi \quad (3.8)$$

$$\overline{\varphi^n} = \int_{-\infty}^{+\infty} (\varphi')^n P(\varphi') d\varphi' \quad (3.9)$$

En la Ecuación 3.9 se puede emplear  $n = 2$  para obtener la varianza de  $\varphi'$ , mientras que empleando otros valores de  $n$  ( $n = 3, 4, \dots$ ) se puede obtener la relación de la función de densidad de probabilidad con otros descriptores de la turbulencia que no se van a comentar en este trabajo. Las funciones de densidad de probabilidad se usan extensivamente en el modelado de combustión.

### 3.4. Ley de pared

En este apartado se va a examinar las características del flujo turbulento cerca de paredes. Debido a la presencia de un límite sólido, el comportamiento del flujo y las estructuras turbulentas son considerablemente diferentes a los casos de flujos turbulentos libres, como por ejemplo un chorro. En flujos turbulentos de capa delgada, el Reynolds asociado a una longitud  $L$  en la dirección del flujo (o el radio del conducto),  $Re_L$ , siempre es un número grande, lo cual implica que las fuerzas de inercia son superiores a las fuerzas viscosas.

Si se calcula un Reynolds basado en una distancia  $y$  lejos de la pared (en dirección radial),  $Re_y = Uy/\nu$ , se puede apreciar que si el valor de  $y$  es del orden del de  $L$  el argumento del párrafo anterior se mantiene, las fuerzas de inercia seguirán dominando frente a las viscosas lejos de la pared. Conforme  $y$  se vaya acercando a cero, el Reynolds hará lo propio. Solo un poco antes de que  $y$  sea 0 habrá un rango de valores de  $y$  para los cuales el Reynolds sea del orden de 1. A esa distancia de la pared, y más cerca, las fuerzas viscosas serán iguales a las de inercia en orden de magnitud y superiores cuando  $Re_y < 1$ . Resumiendo, en flujos que pasan por paredes normalmente hay una región amplia de flujo dominado por la inercia lejos de la pared y una estrecha capa en la cual los efectos viscosos son importantes.

Cerca de la pared el flujo está influenciado por efectos viscosos y no depende de parámetros de flujo libre. La velocidad del flujo medio solo depende de la distancia  $y$  a la pared, la densidad  $\rho$  y la viscosidad  $\mu$  del fluido, y la tensión cortante de la pared  $\tau_w$ . Por tanto  $U = f(y, \rho, \mu, \tau_w)$ . Un análisis dimensional muestra que:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = f\left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu}\right) = f(y^+) \quad (3.10)$$

La Fórmula 3.10 se denomina **ley de pared** y contiene dos importantes coeficientes adimensionales,  $u^+$  e  $y^+$ , además de la velocidad de fricción  $u_\tau$ , definida como  $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$ .

- $y^+$  es la coordenada de pared, es decir, la distancia a la pared  $y$  adimensionalizada con la velocidad de fricción  $u_\tau$  y la viscosidad cinemática  $\nu$ :

$$y^+ = \frac{yu_\tau}{\nu}$$

- $u^+$  es la velocidad adimensionalizada, que es la velocidad paralela a la pared  $U$  en función de la distancia a la pared  $y$ , dividida entre la velocidad de fricción  $u_\tau$ :

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau}$$

Cabe destacar que en zonas lejanas a la pared la velocidad en un punto puede verse afectada por el efecto de la pared a través de su tensión cortante, pero no por efectos viscosos. La escala de longitud apropiada para esta región es el espesor de la capa límite  $\delta$ . En esta región se tiene que  $U = g(y, \delta, \rho, \tau_w)$ , y el análisis dimensional lleva a:

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (3.11)$$

Lo más útil radica en fijar la tensión cortante de la pared como la causa de un déficit de velocidad,  $U_{max} - U$ , el cual decrece cuanto más cerca se encuentra el punto del eje central del conducto:

$$\frac{U_{max} - U}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (3.12)$$

Esta Fórmula 3.11 se denomina **ley del defecto de velocidad**.

### Subcapa viscosa - *Viscous Sub-layer*

#### La capa de fluido en contacto con la pared

En la superficie sólida el fluido es estacionario. Los torbellinos turbulentos deben detenerse también muy cerca de la pared y el comportamiento del fluido más cercano a la pared está dominado por efectos viscosos. La subcapa viscosa es en la práctica extremadamente fina ( $y^+ < 5$ ) y se puede asumir que la tensión cortante es aproximadamente constante e igual a la tensión cortante de la pared  $\tau_w$  en toda la capa. Esto es:

$$\tau(y) = \mu \frac{\partial U}{\partial y} \cong \tau_w$$

Después de integrar respecto a  $y$ , y aplicar las condiciones de contorno  $U = 0$  cuando  $y = 0$ , se obtiene una relación lineal entre la velocidad media y la distancia a la pared:

$$U = \frac{\tau_w y}{\mu}$$

Tras operar y utilizar las definiciones de  $u^+$  e  $y^+$ , queda que:

$$u^+ = y^+ \quad (3.13)$$

Debido a esta relación lineal entre la velocidad y la distancia a la pared, la capa de fluido adyacente a la pared se denomina también *subcapa lineal*.

### Capa logarítmica - *Log-law Layer* La región turbulenta cercana a la pared

Fuera de la subcapa viscosa, un poco más cerca del eje central del conducto ( $30 < y^+ < 500$ ), existe una región donde tanto los efectos viscosos como los efectos turbulentos tienen importancia. La tensión cortante  $\tau$  varía muy lentamente con la distancia a la pared, y por ello dentro de esta región se asume de nuevo que es constante e igual a la tensión cortante de la pared. Una suposición más profunda en lo que respecta a la escala de longitud de la turbulencia permite obtener una relación entre  $u^+$  e  $y^+$  que es dimensionalmente correcta:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.14)$$

Los valores numéricos de las constantes que contiene esta ecuación están basados en datos experimentales. La constante de von Karman vale  $\kappa \approx 0,4$  y la constante de adición  $B \approx 5,5$  (o en su defecto  $E \approx 9,8$ ) para paredes lisas. Conforme la rugosidad de la pared aumenta, va disminuyendo el valor de  $B$ . Los valores de  $\kappa$  y  $B$  son constantes universales válidas para todos los flujos turbulentos que pasan por paredes lisas con altos números de Reynolds. Debido a la relación logarítmica que existe entre  $y^+$  y  $u^+$ , la Fórmula 3.14 se denomina **ley logarítmica**, y la capa de fluido donde  $y^+$  toma valores entre 30 y 500 aproximadamente, la *capa logarítmica*.

### Capa intermedia o de amortiguación - *Buffer Layer*

En esta capa intermedia, situada entre 5 y 30 unidades de pared  $y^+$ , no se cumple estrictamente ninguna de las leyes anteriormente mencionadas, ni la de la subcapa viscosa ni la de la capa logarítmica:

Para  $5 < y^+ < 30$

$$u^+ \neq y^+$$

$$u^+ \neq \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B$$

La mayor variación de cualquiera de las leyes ocurre aproximadamente donde las dos ecuaciones interceptan, en  $y^+ = 11$ . Esto es, para valores de  $y^+$  menores que 11, la aproximación lineal es más precisa, y para valores de  $y^+$  por encima de 11 es conveniente utilizar la ley logarítmica, aunque ninguna de las dos sea estrictamente correcta, solo sirven como aproximación.

El perfil de velocidades medio  $u^+$  mejora para  $y^+ < 20$ , con una formulación de la viscosidad turbulenta basada en la energía cinética turbulenta cercana a la pared  $k^+$ . Comparaciones con datos DNS de flujo turbulento completamente desarrollado en canales para  $109 < Re_T < 2003$  muestran una concordancia adecuada.

### Capa externa - *Outer layer*

#### La región dominada por la inercia lejos de la pared

Las mediciones experimentales muestran que la ley logarítmica es válida en la región donde  $0,02 < y/\delta < 0,2$ . Para valores de  $y$  mayores, o lo que es lo mismo  $y^+ > 500$  aproximadamente, la ley de defecto de velocidad, mencionada al comienzo del apartado 3.4, aporta la solución correcta. En la región de superposición, la ley logarítmica y la ley de defecto de velocidad deben ser iguales:

$$\frac{U_{max} - U}{u_\tau} = -\frac{1}{\kappa} \ln \frac{y}{\delta} + A \quad (3.15)$$

donde  $A$  es una constante. Esta ley de defecto de velocidad se denomina **ley de la estela** (*law of the wake*).

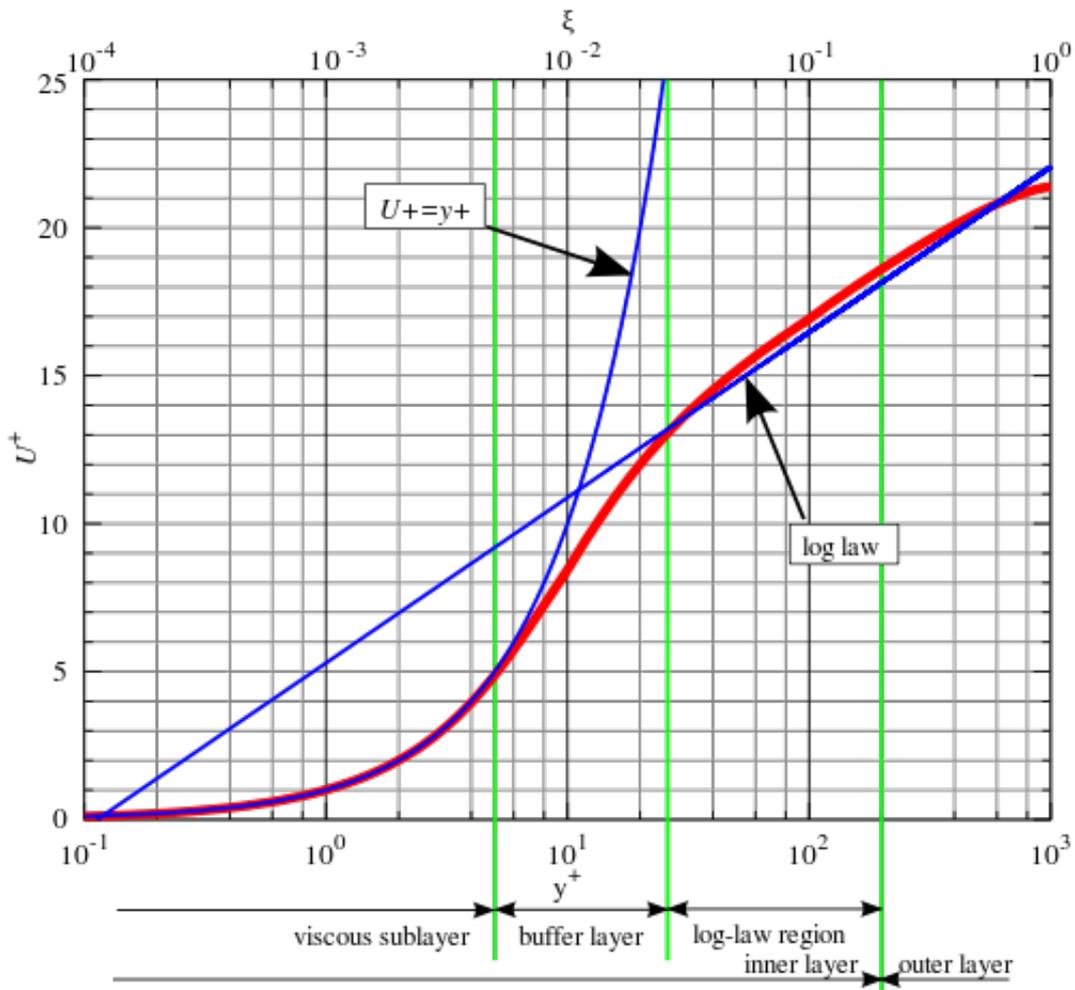


Figura 3.7: Gráfica representativa de la ley de pared y sus diferentes capas

En la Figura 3.7 se puede ver gráficamente lo explicado en los diferentes subapartados anteriores. Las líneas azules representan los resultados teóricos de las leyes lineal y logarítmica, mientras que la línea roja serían resultados experimentales o de cálculo, que deben ajustarse lo mejor posible a las leyes teóricas, tal y como se muestra en la figura, para demostrar que los cálculos de la zona cercana a la pared sean correctos, como se verá en el desarrollo del proyecto.

En resumen, la capa límite turbulenta cercana a una superficie sólida, como una pared, está compuesta fundamentalmente por dos regiones:

- La **región interna**: tiene un espesor del 10–20 % del espesor de la pared. La tensión cortante es (casi) constante e igual a la tensión cortante de la pared  $\tau_w$ . Dentro de esta región interna existen tres zonas que, mencionadas en orden de distancia a la pared, son:
  - La *subcapa viscosa*, donde los efectos viscosos dominan el flujo cercano a la pared.
  - La *capa de amortiguación*, donde los efectos viscosos y turbulentos son de un orden de magnitud similar.
  - La *capa logarítmica*, donde dominan los efectos turbulentos
- La **región externa** o capa de la ley de la estela: los efectos de la inercia dominan el flujo lejos de la pared en una zona libre de efectos viscosos directos.

Para concluir este tercer capítulo, cabe destacar que la turbulencia se genera y mantiene debido a esfuerzos cortantes sobre el flujo medio. En las zonas en las que los esfuerzos cortantes son grandes, las variables que describen la turbulencia, como la velocidad *rms*, tienen un valor elevado y poseen mayores niveles de fluctuaciones en la dirección del flujo medio. Sin estos esfuerzos cortantes, u otros factores que mantengan activa la turbulencia, ésta acabaría cayendo.

En regiones cercanas a paredes, las estructuras están dominadas por esfuerzos cortantes debido a la fricción con las paredes y al amortiguamiento causado por las fluctuaciones de velocidad perpendiculares a dichas paredes. Como consecuencia resulta una estructura de flujo compleja caracterizada por cambios rápidos en las componentes medias y fluctuantes de la velocidad concentradas en una región muy estrecha en las proximidades de la pared. Dado que muchos flujos en el ámbito de la ingeniería poseen contornos sólidos, la turbulencia generada por ellos será dependiente de cada geometría en particular.

# Capítulo 4

## Herramientas utilizadas. CFD y *software* OpenFOAM

En este cuarto capítulo se va a exponer la principal herramienta empleada durante el desarrollo del presente Trabajo de Fin de Grado. Se trata de OpenFOAM, un *software* CFD gratuito que permite resolver problemas de mecánica de fluidos. Dado que es un *software* CFD, es conveniente explicar brevemente qué es el CFD y cómo funciona. Además de esto, se hablará también del modelo LES (*Large Eddy Simulation*) que ha sido empleado para realizar los cálculos en OpenFOAM. Por último, se describen de forma resumida herramientas como boxTurb y Lambda2, también empleadas, y de vital importancia para el desarrollo del proyecto y la posterior obtención de resultados.

### 4.1. Introducción al CFD

La dinámica de fluidos computacional o CFD (*Computational Fluid Dynamics*) es la técnica que emplea los ordenadores para realizar el cálculo del movimiento de los fluidos y otros fenómenos asociados, como por ejemplo transmisión de calor, reacciones químicas como la combustión, arrastre de sólidos, etc.

Los paquetes de CFD que actualmente hay en el mercado son suficientemente potentes y fáciles de utilizar como para que su uso resulte rentable a nivel industrial. Sus beneficios provienen principalmente de la reducción del número de ensayos experimentales necesarios y del tiempo requerido para llevarlos a cabo.

Además pueden proporcionar información complementaria del comportamiento detallado, que resulta extremadamente complicado de conocer experimentalmente. Con la creciente expansión de programas comerciales, cada vez más profesionales han entrado en contacto con estos métodos. Sin embargo, a menudo no se conocen bien las características que el CFD posee y, debido a esto, los resultados que se obtienen pueden ser incorrectos y poco útiles. Por ello, se ha acrecentado la importancia del manejo del CFD, la formación en dinámica de fluidos y el conocimiento de las capacidades y limitaciones de estos sistemas.

### Ventajas e inconvenientes

Hasta el final de los años 60, los ordenadores no tenían capacidad de cálculo suficiente para resolver casos sencillos, casos como el flujo laminar alrededor de un obstáculo. Antes de ese momento, la experimentación era el medio básico de cálculo y desarrollo.

Actualmente, los ensayos experimentales siguen siendo necesarios para la comprobación y corroboración de diseños no demasiado complejos. No obstante, los continuos avances en los ordenadores y algoritmos de cálculo permiten una reducción importante en el número de ensayos necesarios.

Algunas de las ventajas que proporciona el cálculo mediante CFD son:

- Reducción significativa de los tiempos y costes en el cálculo de nuevos diseños.
- La posibilidad de analizar sistemas o condiciones determinadas muy difíciles de analizar experimentalmente, como temperaturas extremas, velocidades hipersónicas, estudio de geometrías muy pequeñas, etc.
- Capacidad de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas o simplemente fuera de sus condiciones límite de funcionamiento.
- Enorme nivel de detalle. Los métodos experimentales son más caros cuanto mayor es el número de puntos de medida, mientras que los códigos CFD pueden generar una gran cantidad de resultados sin coste añadido.

Sin embargo, no todo son ventajas. Las técnicas CFD no son baratas, ya que son necesarias máquinas de gran capacidad de cálculo y un *software* con precio no accesible para todos (a no ser que sea un *software* libre o abierto). Además, se necesita personal cualificado que sea capaz de hacer funcionar los programas y herramientas, y analizar adecuadamente los resultados, que es un aspecto muy importante dentro del uso del CFD.

Los avances en el campo del CFD están logrando que esta técnica se acerque a otras herramientas de CAE (Ingeniería Asistida por Ordenador). El motivo del retraso que el CFD sufre es la gran complejidad de las ecuaciones y, principalmente, la dificultad que existe para modelar adecuadamente y con la mayor precisión posible la turbulencia.

El mayor inconveniente del CFD consiste en que no siempre se puede llegar a obtener resultados lo suficientemente precisos, y en que es sencillo cometer graves errores. Esto es debido a las siguientes razones:

- Es necesario simplificar el fenómeno a estudiar para que el código sea capaz de tratarlo. El resultado será más preciso cuanto más adecuadas hayan sido las hipótesis y las simplificaciones aplicadas al caso.
- La limitación de los modelos existentes para la turbulencia, flujo bifásico, combustión, etc.

## Utilidad y aplicaciones

El *software* CFD trata de calcular detalladamente el movimiento de los fluidos mediante la utilización de ordenadores para la resolución de las ecuaciones matemáticas que expresan las leyes por las que se rigen, ecuaciones que se introducirán en posteriores apartados.

En los resultados de estas técnicas, además del movimiento y la presión, pueden obtenerse las variaciones de ciertas propiedades, las fuerzas que ejercen los fluidos sobre los sólidos adyacentes, intercambios de energía, etc. Algunas de las aplicaciones más importantes son las siguientes:

- Cálculo de la aerodinámica de vehículos tanto terrestres como aéreos.
- Refrigeración de sistemas eléctricos y electrónicos.
- Diseño de equipos para procesos físicos y químicos, como reactores, mezcladores, intercambiadores, etc.
- Diseño de motores de combustión, calderas, turbomáquinas, que es la aplicación que realmente interesa y que se va a emplear para el desarrollo del presente proyecto.
- Predicción meteorológica.
- Biomedicina.

Estas son algunas de las muchas aplicaciones para las que puede ser útil el CFD. En general, son casos en los que resulta necesario entrar en los detalles de la dinámica de fluidos para obtener los resultados que se buscan.

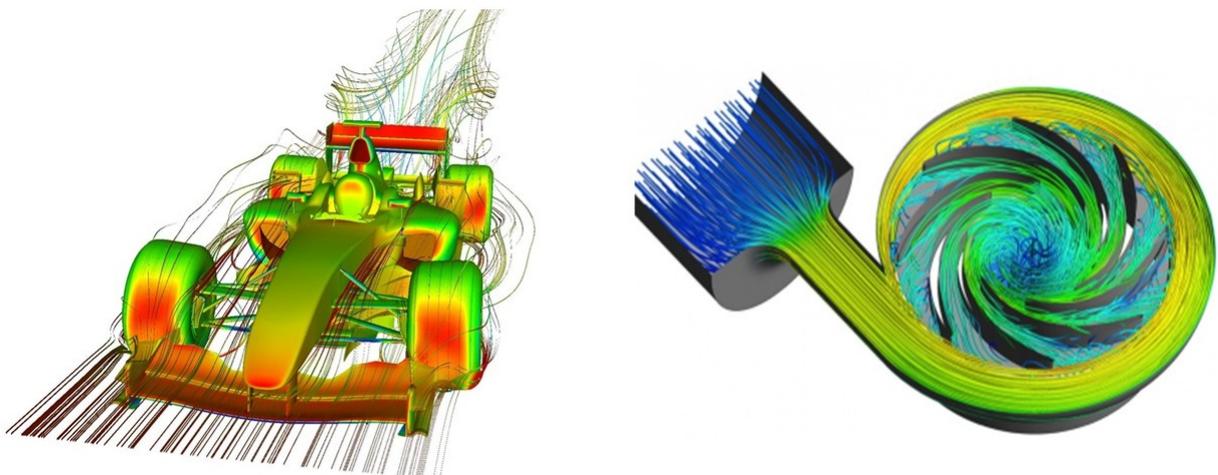


Figura 4.1: Ejemplos de aplicaciones de las técnicas CFD

### 4.1.1. Ecuaciones que describen el movimiento del fluido

El fundamento matemático de la mecánica de fluidos es un conjunto de ecuaciones mediante las cuales se rige el comportamiento de los fluidos. Estas ecuaciones son tres:

- Ecuación de conservación de la masa o ecuación de continuidad.
- Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento.
- Ecuación de conservación de la energía.

Las ecuaciones mencionadas, en su conjunto, reciben el nombre de ecuaciones de Navier-Stokes, y se explican individualmente a continuación. Cabe destacar que este conjunto de ecuaciones puede expresarse en forma diferencial o en forma integral, en función de si se quiere estudiar una partícula en concreto o un volumen de control.

#### Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad expresa que la masa no puede crearse ni destruirse, por lo que tiene que conservarse en el tiempo. En su forma diferencial, la ecuación de continuidad es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

con la que se estudia individualmente una partícula del fluido en cuestión. Para el estudio de un cierto volumen de control se emplea la expresión integral de la ecuación de continuidad, que es la siguiente:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{u} dV + \int_{S_c} \rho \cdot (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (4.2)$$

donde:

- $\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{u} dV$ : Variación de la cantidad de movimiento de un volumen de control con el tiempo.
- $\int_{S_c} \rho \cdot (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS$ : Flujo neto de masa a través de la superficie de ese volumen de control.

#### Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento de un fluido expresa la Segunda Ley de Newton. Dice que la tasa de intercambio de cantidad de movimiento de una porción de fluido es igual a la resultante de las fuerzas que actúan sobre dicha porción de fluido. En forma diferencial la ecuación tiene la siguiente forma:

$$\frac{\partial(\rho \vec{u})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \cdot \vec{u}) = -\frac{dp}{dx} + \vec{\nabla} \tau + \rho \vec{f}_m \quad (4.3)$$

donde los términos de la derecha de la igualdad representan las fuerzas que son aplicadas sobre el elemento fluido, que se agrupan en fuerzas másicas y de superficie. Las másicas actúan sobre la masa volumétrica del elemento fluido, por ejemplo fuerzas gravitatorias, mientras que las de superficie actúan sobre la superficie del elemento fluido.

La forma integral de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento es la siguiente:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{u} dV + \int_{S_c} \rho \vec{u} (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS = \int_{S_c} \tau \cdot \vec{n} dS + \int_{V_c} \rho \vec{f}_m dV \quad (4.4)$$

donde:

- $\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \vec{u} dV$ : Variación de la cantidad de movimiento en un volumen de control con el tiempo.
- $\int_{S_c} \rho \vec{u} (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS$ : Flujo de la cantidad de movimiento a través de la superficie del volumen de control.
- $\int_{S_c} \tau \cdot \vec{n} dS$ : Fuerzas de superficie.
- $\int_{V_c} \rho \vec{f}_m dV$ : Fuerzas másicas.

### Ecuación de conservación de la energía

La ley de conservación de la energía afirma que la cantidad total de energía en cualquier sistema físico aislado no varía con el tiempo, aunque dicha energía puede transformarse en otra forma de energía. Esta ley constituye el primer principio de la termodinámica.

La ecuación de conservación de la energía tiene en cuenta la cantidad de energía que contiene el fluido en la entrada y en la salida del sistema a estudiar. En forma diferencial, la ecuación es:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho h \vec{u}) = -p \vec{\nabla} \cdot \vec{u} + \vec{\nabla} \cdot (\sigma \cdot \vec{u}) + \vec{\nabla} \cdot (k \nabla(T)) + \rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} + Q \quad (4.5)$$

El término de la izquierda de la igualdad representa la variación total de la energía interna y cinética. Los dos primeros términos de la derecha de la igualdad representan el trabajo que ejercen los esfuerzos en la superficie del elemento fluido por unidad de tiempo. El tercer término es el calor transmitido por conducción en la superficie. El cuarto término a la derecha de la igualdad representa el trabajo de las fuerzas másicas, y el último término es el calor transmitido por radiación y reacciones químicas.

Por otra parte, la forma integral de la ecuación es:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \left( h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) dV + \int_{S_c} \rho \left( h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS = \\ \int_{S_c} \vec{n} \cdot \tau \cdot \vec{u} dS + \int_{V_c} \rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} dV - \int_{S_c} \vec{q} \cdot \vec{n} dS + \int_{V_c} Q dV \end{aligned} \quad (4.6)$$

donde:

- $\frac{d}{dt} \int_{V_c} \rho \left( h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) dV + \int_{S_c} \rho \left( h + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) (\vec{u} - \vec{u}_c) \cdot \vec{n} dS$ : Variación de la energía interna del sistema, es decir, la variación con el tiempo de la energía total que contiene el volumen fluido.
- $\int_{S_c} \vec{n} \cdot \tau \cdot \vec{u} dS$ : Trabajo de las fuerzas de superficie por unidad de tiempo.
- $\int_{V_c} \rho \vec{f}_m \cdot \vec{u} dV$ : Trabajo de las fuerzas másicas por unidad de tiempo.
- $\int_{S_c} \vec{q} \cdot \vec{n} dS$ : Flujo de calor transmitido por conducción a través de la superficie.
- $\int_{V_c} Q dV$  Flujo de calor transmitido por radiación y reacciones químicas.

Esta serie de ecuaciones son las mismas para cualquier situación de flujo de fluidos. Para particularizar en casos concretos se emplean las condiciones de contorno y los valores iniciales del caso a estudiar. Dichas ecuaciones son suficientemente complicadas como para que su solución analítica sea posible solamente en ciertos casos muy elementales. El empleo de ordenadores para resolverlas numéricamente es lo que ha dado origen a la dinámica de fluidos computacional.

Incluso hoy en día la complejidad del cálculo y las limitaciones de los superordenadores hacen que no sea necesario emplear técnicas de CFD en aquellos casos en los que otras técnicas han logrado simplificaciones y soluciones adecuadas. También resultan impracticables para procesos muy extensos, como simulaciones globales de plantas industriales (químicas, depuradoras, etc.) incluso cualquier tipo de motor en su conjunto, por ello es necesario aplicar estas técnicas en partes o elementos individuales dentro del sistema global.

#### 4.1.2. Discretización de las ecuaciones del flujo

Como se ha mencionado anteriormente, las ecuaciones que gobiernan el flujo solo pueden resolverse analíticamente para un reducido número de casos muy elementales. Es por ello que se precisa de ordenadores para resolverlas numéricamente.

Para que un ordenador pueda resolver dichas ecuaciones, éstas han de ser transformadas en expresiones algebraicas que sólo contengan números combinados con operaciones sencillas como sumar, restar, multiplicar y dividir.

La transformación de las ecuaciones diferenciales en su correspondiente forma algebraica es lo que se conoce como proceso de discretización numérica. Existen varias técnicas de discretización, dependiendo de los principios en que se basen. Las más utilizadas son: diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos. En esta sección se va a explicar resumidamente el método de los volúmenes finitos dado que es el método que emplea el *software* computacional OpenFOAM para resolver las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos.

### Método de volúmenes finitos

El método de los volúmenes finitos consiste en convertir las ecuaciones diferenciales en su análogo numérico mediante una transformación física de las ecuaciones. A modo de ejemplo, la ecuación de la cantidad de movimiento puede ser considerada como una serie de flujos dentro de un volumen de fluido, junto con un término fuente que sería el gradiente de presiones.

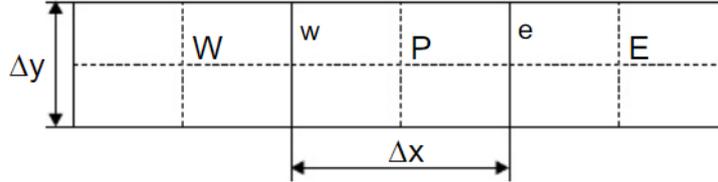


Figura 4.2: Subdivisión en celdas o volúmenes finitos

Para mostrar la discretización, se crean volúmenes finitos, es decir, particiones del espacio, en la dirección  $x$ , y se fija la atención en un volumen  $n$ -ésimo para simplificar. En la Figura 4.2 se puede apreciar un volumen finito (o celda) donde el centro del volumen, punto  $P$ , es el punto en el que se quiere hallar el análogo numérico de una ecuación diferencial. Los puntos centrales de las celdas vecinas son los puntos  $W$  y  $E$ , mientras que las caras que delimitan la celda a ambos lados son  $w$  y  $e$ .

Si se supone que se quiere discretizar la siguiente derivada:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \quad (4.7)$$

hay que hacerlo a partir de las primeras derivadas en las caras que limitan la celda:

$$\left( \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \right)_P = \frac{\frac{\partial U}{\partial x_e} - \frac{\partial U}{\partial x_w}}{x_e - x_w} \quad (4.8)$$

Éstas se calculan, a su vez, a partir de los valores de la variable  $U$  en los centros de las celdas vecinas

$$\frac{\partial U}{\partial x_e} = \frac{U_E - U_P}{x_E - x_P} \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial U}{\partial x_w} = \frac{U_P - U_W}{x_P - x_W} \quad (4.10)$$

Estas expresiones se emplean para implementar las derivadas de las ecuaciones en una celda cualquiera. Así, se puede hallar el análogo numérico de las ecuaciones diferenciales para cada celda o volumen finito, y posteriormente resolver el sistema de ecuaciones algebraicas que se obtiene. Igualmente, se puede introducir las condiciones de contorno, añadiendo términos fuente en las ecuaciones de las celdas que corresponda.

### 4.1.3. Resolución de las ecuaciones discretizadas

Tras discretizar las ecuaciones diferenciales se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas que se puede escribir en forma matricial de la siguiente manera:

$$A * x = b \tag{4.11}$$

En la Ecuación 4.11,  $A$  es la matriz de coeficientes,  $b$  es la columna de términos independientes y  $x$  es el vector incógnita. Para resolver este sistema de ecuaciones hay dos tipos de métodos: directos e iterativos.

Los métodos directos se basan en hallar la inversa de la matriz  $A$ . Habitualmente estos métodos comienzan descomponiendo la matriz  $A$  en el producto de dos matrices:  $L*U$ , una triangular superior y otra triangular inferior, lo cual es todo teóricamente más sencillo. Sin embargo, en los casos en que la matriz es grande este método no es rentable computacionalmente hablando.

Los métodos iterativos buscan hallar la solución partiendo de una aproximación o solución aproximada y calculan, a partir de ella, una solución cada vez más cercana a la real. Ejemplos de este tipo de métodos son *Gauss-Seidel* o *CGM* (método del gradiente conjugado). Cada uno de los diferentes métodos que existen tiene sus variantes, lo que normalmente indica que van bien para ciertos casos y no tan bien en otros.

Los métodos comentados resuelven sistemas de ecuaciones lineales con coeficientes constantes, por ello no pueden usarse directamente para resolver ecuaciones de flujo, ya que éstas son ecuaciones no lineales. Además, variables como la velocidad y la presión del fluido pueden depender del tiempo, por lo que hay que resolver el sistema completo para cada instante de tiempo. Ante esta situación, habrá que discretizar el tiempo como ya se explicó para el resto de variables y resolver el sistema para cada salto temporal.

Para que se pueda emplear los métodos de resolución de sistemas que se han comentado hay que linealizar las ecuaciones. Los términos no lineales son los productos de las velocidades por sus derivadas. Por tanto, se discretiza la derivada y se usa el valor de la velocidad existente en la celda que corresponda:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} \implies u \frac{-u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\partial x} \tag{4.12}$$

De este modo se puede resolver con iteraciones el sistema de ecuaciones lineal. Una vez resuelto, el valor de la velocidad en la celda  $i, j$  habrá cambiado, luego se linealiza de nuevo el sistema con los nuevos valores de las velocidades y se repite el proceso hasta llegar a la solución.

Luego de esto, se incrementa el paso temporal y se resuelve el sistema para el nuevo instante de tiempo, y así sucesivamente. El hecho de aumentar el salto temporal no será necesario en cálculos de problemas estacionarios (sin variación temporal).

#### 4.1.4. Modelos de Turbulencia

El movimiento turbulento de un fluido se caracteriza por la presencia de irregularidades en el flujo y por un comportamiento aleatorio de varias propiedades en función del tiempo y del espacio. Desde el punto de vista matemático, la turbulencia es cualquier solución caótica a las ecuaciones de Navier-Stokes dependiente de las condiciones de partida y que se da como resultado de la acumulación de sucesivas inestabilidades.

La inclusión de esta aleatoriedad en las ecuaciones de Navier-Stokes conduce a la aparición de varias formulaciones. La distinción entre unas y otras reside en la cantidad de información que estas representan sobre el fenómeno de la turbulencia. Se puede realizar una asociación mediante los costes computacionales que cada una de ellas requieren, asociados dichos costes a tener una mayor o menor cantidad y calidad de datos.

Según las ecuaciones que resuelven, los modelos de cálculo se dividen en RANS, LES, o DNS, ordenados de esta manera de menor a mayor coste computacional. A continuación se realiza una pequeña descripción de cada uno:

- RANS: *Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations*, resuelven las ecuaciones utilizando un promedio temporal de las propiedades del flujo, como la velocidad o la presión. Descartan las informaciones relacionadas con variaciones temporales instantáneas. El inconveniente que presentan es la necesidad de incluir modelos externos a las ecuaciones de Navier-Stokes para completar el sistema, ya que deben modelar toda la turbulencia que haya en el flujo.
- LES: *Large Eddy Simulation*, aplican filtros espaciales sobre las escalas (tamaños) de turbulencia, separando los torbellinos más grandes de los más pequeños. Las ecuaciones se resuelven en función del tiempo para los vórtices más grandes, descartando la información para las escalas menores. Los torbellinos pequeños que quedan sin resolver, junto con la información que sí está disponible de los torbellinos grandes, se fusionan en lo que se denomina modelos de subcapa SGS (*subgrid scale*), donde se resuelven los esfuerzos viscosos para las escalas pequeñas. Es decir, en este método se resuelven los torbellinos grandes y se modelan los pequeños.
- DNS: *Direct Numerical Simulation*, se resuelven todas las escalas de forma numérica. Consiste en calcular las ecuaciones de Navier-Stokes sin simplificaciones en base a modelos externos. Se necesita una discretización espacial y temporal extremadamente fina para resolver todas las escalas. A la hora de procesar datos, es una técnica que necesita muchos recursos tanto para el cálculo como para el posterior procesado de la información resultante.

En la Figura 4.3 que se presenta a continuación se muestra una gráfica de grado de modelado de turbulencia frente a coste computacional requerido para la obtención de resultados, así como un resumen de las características del RANS y el LES, que son los modelos más habituales.

Por su parte, la Figura 4.4 muestra la diferencia de resultados obtenidos entre los tres modelos.

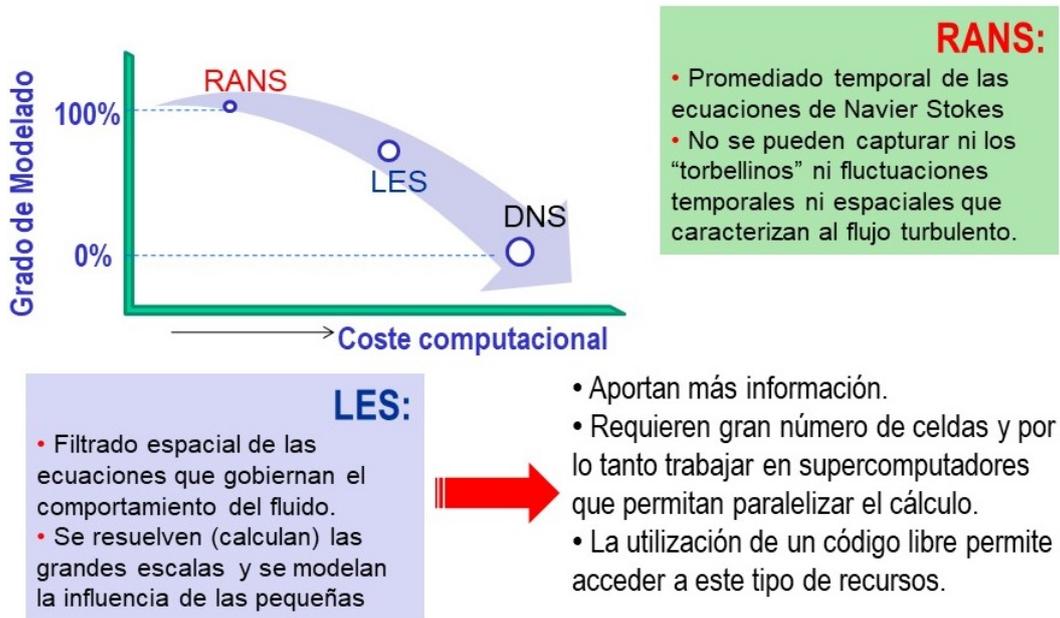


Figura 4.3: Resumen de las características de los modelos de turbulencia

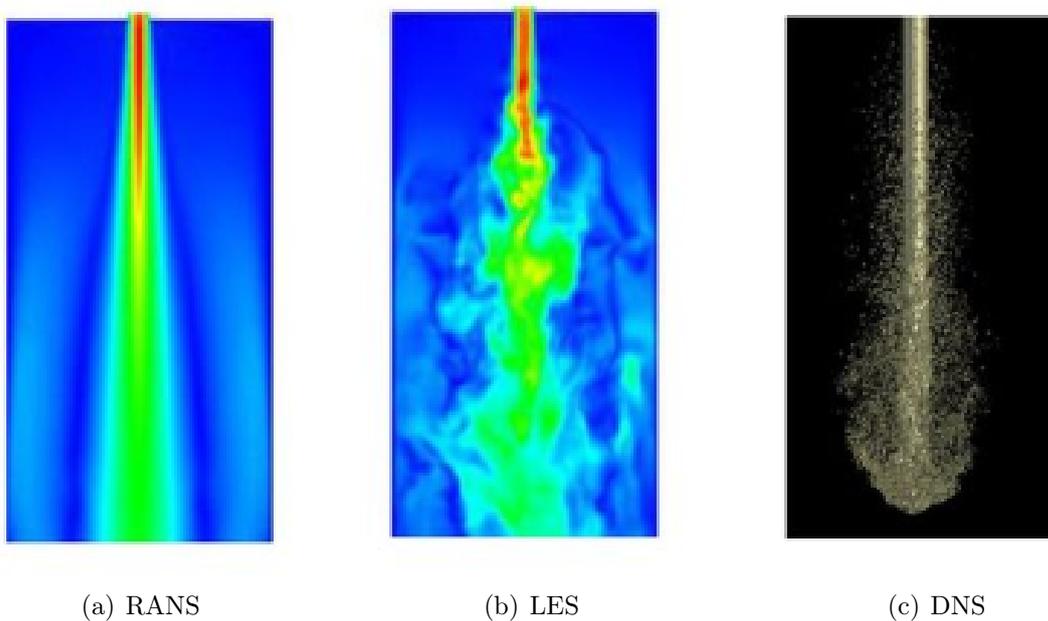


Figura 4.4: Comparación de resultados entre los distintos modelos de turbulencia

Dado que en el presente proyecto se han realizado simulaciones de tipo LES, se va a profundizar un poco más en esta técnica en el siguiente apartado.

#### 4.1.5. *Large Eddy Simulation*

Como se ha dicho, *Large Eddy Simulation* es un modelo matemático para la turbulencia empleado en cálculos CFD. Surgió en los años 60 de la mano de Joseph Smagorinsky con el objetivo de simular corrientes de aire atmosférico. Actualmente se emplea en una amplia variedad de aplicaciones de ingeniería.

La simulación de flujos turbulentos mediante la resolución numérica de las ecuaciones de Navier-Stokes requiere la solución de un amplio rango de escalas temporales y espaciales, las cuales afectan al campo del fluido. Dicha solución puede lograrse directamente mediante el DNS, pero requiere de muchos recursos computacionales, lo cual hace más complicado su uso habitual para la resolución de este tipo de problemas.

La idea principal del LES es reducir el coste computacional ignorando, o no resolviendo, las escalas de longitud más pequeñas, que son las que más recursos computacionales requieren. Esto se consigue a través de la aplicación de unos filtros a las ecuaciones de Navier-Stokes. Estos filtros logran “apartar” la información de las escalas más pequeñas de la solución numérica. Por supuesto, esta información no es irrelevante, por lo que su efecto en el campo del flujo debe ser modelado, tarea que es especialmente importante en situaciones como flujos cercanos a una pared (que es el caso de este trabajo), flujos reactivos o flujos multifase, situaciones en las cuales el papel que juegan las escalas de menor tamaño es muy importante.

El proceso de filtrado comienza con la selección de una función de filtrado, de formulación matemática compleja, y de un tamaño de corte que sirva como límite, con el objetivo de resolver todas las estructuras de escala mayor que ese tamaño de corte. Seguidamente se realiza la filtración espacial a las ecuaciones del flujo, momento en el que se “destruye” la información relativa a las estructuras más pequeñas, que son filtradas. Debido a la interacción existente entre las estructuras grandes ya resueltas y las estructuras pequeñas que se quedan sin resolver surgen las tensiones SGS (*sub-grid-scale*). El efecto de éstas en el flujo debe ser descrito a través de un modelo SGS, de los cuales se va a hablar brevemente a continuación, en especial del modelo empleado en el presente proyecto, que es el modelo WALE.

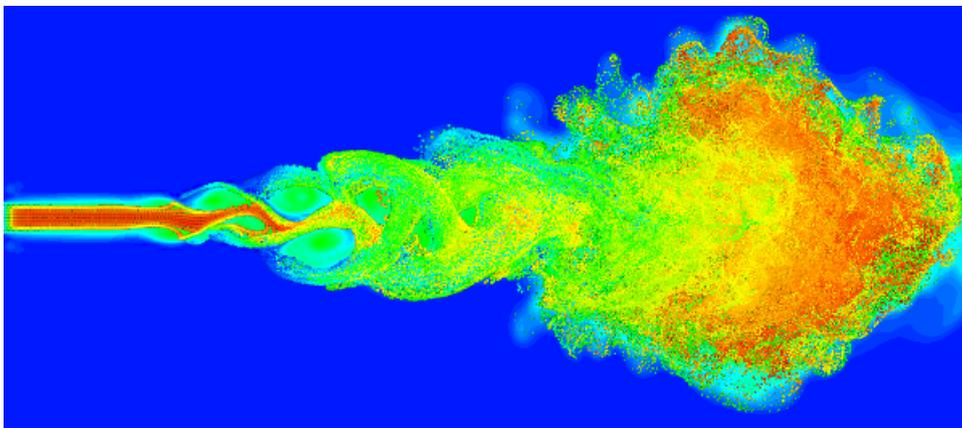


Figura 4.5: Simulación LES de un flujo turbulento

### *Subgrid-scale modeling*

Los modelos de subcapa (SGS) tratan de representar los procesos físicos importantes de las escalas más pequeñas que ocurren en tamaños de escala que no pueden ser adecuadamente resueltos, y así representar los efectos de las escalas más pequeñas que quedan sin resolver numéricamente, tales como torbellinos pequeños, vórtices, etc, e incluir dichos efectos en la parte del flujo que sí queda resuelta. Estos modelos se emplean en las técnicas LES para simular cómo afectan al flujo las propiedades de las escalas que se filtran y quedan sin resolver para con ello ahorrar costes computacionales.

Existen varios modelos diferentes que se pueden aplicar a los cálculos LES, tales como el modelo Smagorinsky-Lilly SGS, el modelo dinámico, el modelo Algebraic Wall-Modeled LES (WMLES), etc. Sin embargo, para los cálculos realizados en este proyecto se ha utilizado el modelo Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity (WALE).

### **Modelo WALE**

Es un modelo basado en el cuadrado del tensor del gradiente de velocidad. El modelo WALE modela la viscosidad turbulenta  $\nu_t$  mediante una serie de expresiones que tienen como punto de partida el valor de un coeficiente, el coeficiente WALE, cuyo valor se ha demostrado experimentalmente que es  $C_w = 0,325$ .

Se trata de un modelo algebraico, así como el modelo Smagorinsky, que es el primer modelo de este tipo que comenzó a utilizarse. Sin embargo, el WALE cubre ciertas deficiencias que tiene el Smagorinsky, como por ejemplo que permite tratar correctamente zonas de flujo laminar que pueda haber dentro del dominio, así como reproducir adecuadamente la transición entre flujo laminar y turbulento. Además no requiere funciones de amortiguamiento.

En adición, se ha demostrado en muchos artículos y trabajos de investigación, como en [14], que este modelo se comporta mejor que el resto en zonas cercanas a la pared, reproduce mejor estas condiciones, que es una parte muy importante a la hora de analizar el flujo interno dentro de un conducto. Es por todas estas razones por las que el modelo WALE es uno de los más utilizados a la hora de hacer simulaciones LES y, por ello, se ha empleado en este proyecto.

## 4.2. Introducción a OpenFOAM

OpenFOAM (*Open Field Operation and Manipulation*) es un software computacional, un programa CFD de código libre creado a partir del lenguaje C++. Este software es capaz de resolver problemas complejos de fluidos, como combustión, fluidos compresibles e incompresibles, transferencia de calor, electromagnetismo y muchos más, por lo que es un programa competitivo frente a otros códigos similares de pago.

OpenFOAM está organizado en un conjunto de módulos de C++, llamados librerías, que se emplean para crear ejecutables, llamados aplicaciones. Éstas se dividen en dos categorías: *solvers*, que realizan el cálculo real para resolver un problema específico de mecánica continua, y *utilities*, que sirven para llevar a cabo tareas que conllevan manipulación de información, como preparar la malla, configurar las simulaciones, procesar los resultados, es decir, realizar operaciones distintas a la solución del problema.

Además, existe una serie de paquetes de terceros que se emplean para proporcionar funcionalidad paralela (Open MPI) y post-procesamiento gráfico (ParaView), que también se han empleado en el desarrollo de este Trabajo de Fin de Grado.

### 4.2.1. Estructura general de OpenFOAM

El *software* OpenFOAM cuenta con herramientas de pre-procesado, cálculo y post-procesado, por lo que permite al usuario configurar un caso desde el principio hasta el final.

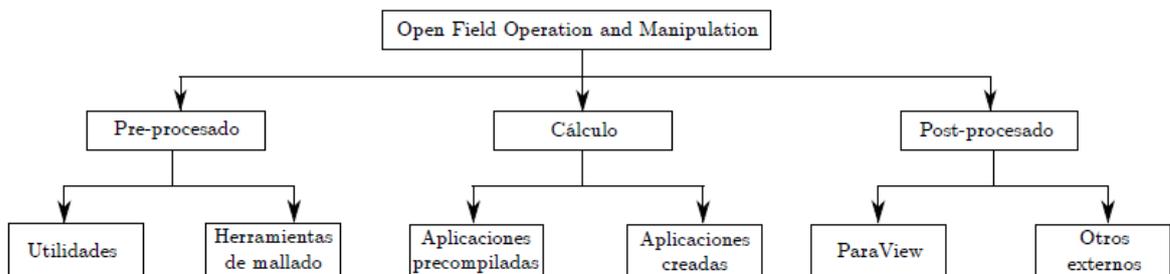


Figura 4.6: Estructura del *software* OpenFOAM

En la Figura 4.6 se muestra un esquema de la estructura general de OpenFOAM.

Cada caso que se quiera estudiar y resolver con OpenFOAM se caracteriza por tener tres directorios principales: el directorio *system*, el directorio *constant* y el directorio de tiempos, denominado en un comienzo  $t$ , ya que el problema todavía no habrá comenzado a resolverse. Cada directorio tiene sus funciones, que se resumen a continuación:

- Directorio *system*: Está creado para establecer los parámetros que guardan relación con el procedimiento de solución. Contendrá, al menos, 3 archivos: *controlDict*, que controla parámetros de ejecución como el tiempo de inicio y fin de la simulación, el valor del *time step* o salto temporal y ciertos parámetros de salida, *fvSchemes*, que controla los esquemas para el procedimiento de discretización, y *fvSolution*, que contiene las ecuaciones a emplear en función del *solver* que se aplique.

- Directorio *constant*: Contiene los parámetros que describen la malla que dividirá el dominio del caso en un fichero llamado *polyMesh*, así como otros archivos que contienen las propiedades físicas para la aplicación en cuestión.
- Directorio de tiempos: En él se encuentran los archivos de información de campos particulares (velocidad, presión, etc.), como los valores iniciales y las condiciones de contorno que el usuario debe especificar para definir el problema a resolver. El nombre de estos directorios temporales se basa en el tiempo de simulación, por lo que, como se ha indicado, antes de ejecutar el caso el único directorio temporal que habrá se llamará *0*.

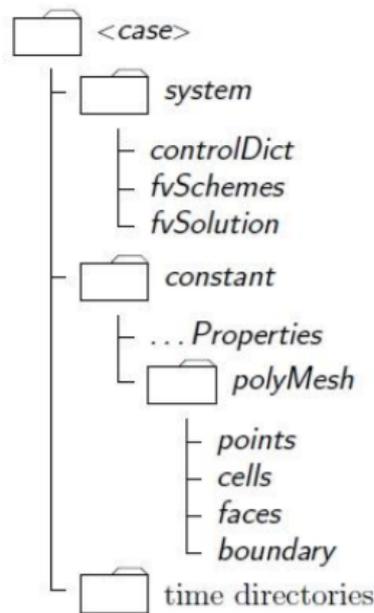


Figura 4.7: Principales directorios en la configuración de un caso en OpenFOAM

#### 4.2.2. El *solver* pisoFoam

Como todo *solver* de OpenFOAM, el *solver* pisoFoam se emplea para realizar los cálculos pertinentes que conducen a la resolución de un determinado problema. Concretando un poco más, pisoFoam se emplea para resolver problemas transitorios de flujo incompresible y turbulento, mediante el uso del algoritmo PISO [10].

El algoritmo PISO (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*) fue propuesto en 1986 sin iteraciones, amplios saltos temporales y un coste computacional menor. Se trata de una extensión del algoritmo SIMPLE usado en CFD para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes. El algoritmo PISO es un procedimiento de cálculo de la presión y la velocidad para las ecuaciones de Navier-Stokes, desarrollado originalmente para el cálculo no iterativo de flujos compresibles y transitorios, pero ha sido adaptado adecuadamente también para problemas estacionarios. PISO contiene un paso de predicción y dos pasos de corrección y está diseñado para satisfacer la conservación de la masa usando éstos pasos, que se resumen a continuación:

- El **paso de predicción** supone un campo de presiones inicial y calcula a partir de él el campo de velocidades usando la ecuación de cantidad de movimiento discretizada. Por supuesto, el campo de presiones supuesto puede ser correcto o incorrecto, que es lo habitual.

- Los **pasos de corrección** establecen unos factores de corrección ( $u'$  y  $p'$ ) para los casos en los que el campo de velocidades obtenido en la predicción no satisfaga la ecuación de continuidad, es decir, no sea correcto. Resuelve entonces la ecuación de cantidad de movimiento insertando el campo de presiones corregido, y obtiene a partir de éste el campo de velocidades adecuado.

Este algoritmo puede entenderse, por simplicidad considerando un flujo unidimensional y no viscoso, en la dirección del eje  $x$ , en la cual actúa la gravedad. Aquí,  $u$  puede reemplazarse por  $\bar{u}$  en RANS o LES sin consecuencias para entender el algoritmo PISO. La ecuación de cantidad de movimiento se simplificaría entonces a la siguiente expresión:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(uu) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho_k g \quad (4.13)$$

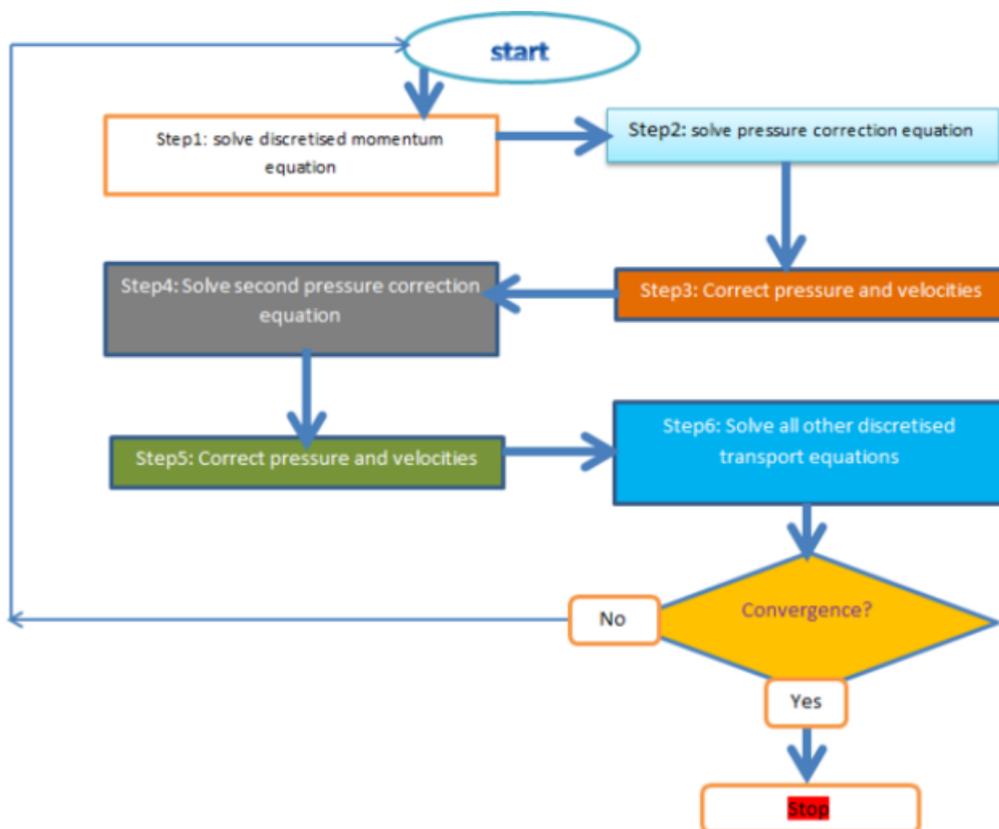


Figura 4.8: Esquema del algoritmo PISO

El algoritmo se puede resumir en los siguientes pasos:

1. Establecer las condiciones de contorno.
2. Resolver la ecuación de cantidad de movimiento discretizada para calcular un campo de velocidad media.
3. Calcular el flujo másico en las caras de las celdas.
4. Resolver la ecuación de presiones.
5. Corregir el flujo másico en las caras de las celdas.
6. Corregir las velocidades en base al nuevo campo de presiones.
7. Actualizar las condiciones de contorno.
8. Repetir los pasos desde el número 3 las veces que esté establecido.
9. Incrementar el salto temporal y repetir todo el proceso desde 1.

Por las características comentadas en este apartado, el solver pisoFoam, basado en el algoritmo PISO, ha sido seleccionado para realizar los cálculos necesarios para la realización del presente proyecto.

### 4.2.3. La utilidad boxTurb

BoxTurb es una utilidad de preprocesado que genera pequeñas trazas de turbulencia conforme a un espectro de energía dado. Dicho de otro modo, genera un campo de velocidades inicial,  $U$ , consistente con la malla que se haya generado para un caso concreto. Para entender un poco más esta utilidad es conveniente explicar una pequeña parte de la teoría de la turbulencia isotrópica.

La turbulencia isotrópica es un proceso estacionario, es decir, es un proceso aleatorio cuyas propiedades estadísticas no cambian en el espacio ni el tiempo. Esta propiedad le hace ser adecuada para trabajar en el espacio de Fourier y poder generar un campo de turbulencia aleatorio, ya que cada número de onda  $k = [k_1, k_2, k_3]$  puede ser utilizado por separado. El campo que interesa en este caso es tridimensional,  $U = [u_1, u_2, u_3]$ , y la manera más adecuada de aplicar la transformada de Fourier a un campo tridimensional es transformar cada componente separadamente;  $\hat{u}_1(k), \hat{u}_2(k), \hat{u}_3(k)$ , siendo la transformada de Fourier de  $u_1, u_2$  y  $u_3$  respectivamente.

Los coeficientes de estas transformadas pueden ser agregados en cada número de onda para formar el vector complejo  $\hat{U}(k) = [\hat{u}_1(k), \hat{u}_2(k), \hat{u}_3(k)]$ . Resulta que las componentes de este vector están lejos de ser independientes. Para un flujo incompresible, por ejemplo, la ecuación  $\nabla \cdot U = 0$  pasa a ser  $k_1 \cdot \hat{u}_1 + k_2 \cdot \hat{u}_2 + k_3 \cdot \hat{u}_3 = k \cdot \hat{U} = 0$  en el espacio de Fourier, lo que significa que el vector generado en el este espacio debería ser ortogonal al vector del número de onda. Una manera de encontrar un vector que es ortogonal a  $k$  es aprovechar el hecho de que el producto cruzado de cualquier vector con  $k$  cumple con este criterio, y ese es el truco empleado por la utilidad boxTurb.

En el código que define dicha utilidad, lo descrito se refleja en las siguientes líneas de código:

```
s = Ks;  
s = s/(mag(s) + 1,0e - 20);  
s = Ek(Ea, k0, mag(K)) * s;
```

donde el vector aleatorio  $s$  está multiplicado de forma cruzada con  $k$ , posteriormente normalizado, y finalmente dada la amplitud  $Ek(Ea, k_0, mag(K))$ . Esta función de amplitud se describe de la siguiente manera:

$$Ek(Ea, k_0, mag(K)) = Ea \left( \frac{|k|}{k_0} \right)^4 \cdot e^{-2 \left( \frac{|k|}{k_0} \right)^2} \quad (4.14)$$

y las variables  $Ea$  y  $k_0$  son las variables que el usuario puede configurar desde *constant/boxTurbDict* para modificar las características del campo inicial de velocidades que se va a crear para inicializar la turbulencia.

#### 4.2.4. El método *Lambda2*

El método *Lambda2*, también denominado criterio del vórtice *Lambda2*, es un algoritmo de detección del núcleo de vórtices que es capaz de identificar vórtices en el campo de velocidad tridimensional de un fluido. El método *Lambda2* es un “invariante de Galileo”, lo que significa que proporciona los mismos resultados cuando se añade un campo de velocidad uniforme al campo de velocidad existente o cuando el campo es trasladado.

El método surgió con la premisa de que la localización de mínimos de presión, que es la base que utilizaban los algoritmos de detección de vórtices anteriores, no era suficiente como criterio de detección. Los problemas se deben a esfuerzos inestables que pueden crear mínimos de presión en ausencia de vórtices, y los efectos viscosos, que pueden eliminar los mínimos de presión en presencia de vórtices. Para eliminar dichos efectos, se descompone el tensor del gradiente de velocidad  $J$  en su parte simétrica, el ratio de deformación o tensor de velocidad de deformación  $S$ , y la parte antisimétrica (el tensor de giro)  $\Omega$ , y se considera solo la contribución de  $S^2 + \Omega^2$ , siendo:

$$S^2 = \frac{J + J^T}{2} \quad \Omega^2 = \frac{J - J^T}{2} \quad (4.15)$$

Se define entonces un vórtice como una región conectada donde  $S^2 + \Omega^2$  tienen dos valores propios negativos. Dado que  $S^2 + \Omega^2$  es real y simétrico, solamente tiene un valor propio real. Suponemos que  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  y  $\lambda_3$  son los valores propios tales que  $\lambda_1 \geq \lambda_2 \geq \lambda_3$ . Si  $\lambda_2$  es negativo en un punto, entonces ese punto pertenece al núcleo de un vórtice. A través de varios ejemplos analíticos y datos de simulaciones DNS, se demostró la efectividad del método *Lambda2* en comparación con otros métodos.

De todos modos, en situaciones donde existen varios vórtices puede ser difícil para este método distinguir entre vórtices individuales.



# Capítulo 5

## Desarrollo del trabajo

En este quinto capítulo se va a proceder a explicar todo el proceso que se ha llevado a cabo para la elaboración del presente Trabajo de Fin de Grado. Este capítulo no se centra, por tanto, en resultados, si no en el camino que se ha recorrido para llegar a ellos. Se explican asuntos como las geometrías empleadas en las simulaciones, sus condiciones de contorno (aspecto muy importante para el desarrollo del problema), las mallas de cálculo, el procedimiento de selección de los combustibles que resultan de interés para el estudio realizado, y la configuración general que se ha establecido para el cálculo de los diferentes casos con el *software* OpenFOAM. Por último, se comenta también aspectos del postprocesado y de los programas utilizados para llevar a cabo tal labor.

### 5.1. Geometría y mallado

#### 5.1.1. Geometría

Para la realización del estudio del flujo interno en toberas de inyección se han empleado dos geometrías diferentes; un **canal** con forma de prisma de base cuadrada y un **cilindro**. Dichas geometrías se muestran en la Figura 5.1.

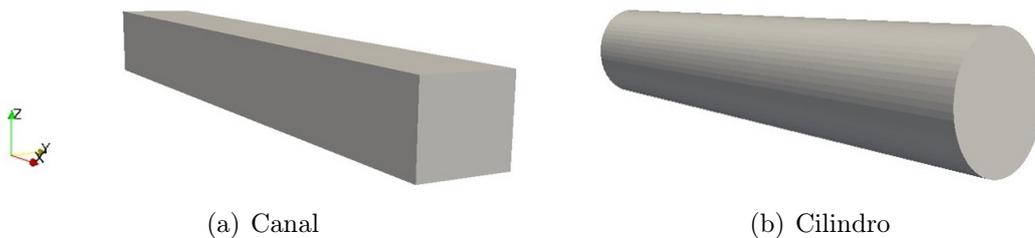


Figura 5.1: Geometrías empleadas

Cabe destacar que la geometría principal es el cilindro, ya que es la que va a representar la tobera de inyección que se va a estudiar. El hecho de emplear también una geometría prismática es para poder desarrollar la turbulencia del flujo antes de llevarlo al cilindro, como se explicará más adelante.

Las dimensiones de las dos geometrías expuestas se muestran en la siguiente tabla:

Dimensión	Canal	Cilindro
Longitud ( $\mu m$ )	720	720
Ancho ( $\mu m$ )	90	-
Alto ( $\mu m$ )	90	-
Diámetro ( $\mu m$ )	-	90

Tabla 5.1: Dimensiones de las geometrías empleadas

Donde *longitud* hace referencia a la dirección de eje  $x$ , *ancho* hace referencia a la dirección del eje  $y$ , y *alto* se refiere a la dirección del eje  $z$ , representadas estas tres coordenadas en el sistema de referencia de la Figura 5.1.

Como se puede comprobar en la Tabla 5.1, se trata de un orificio con un diámetro del orden de micrometros, y una longitud de décimas de milímetro, por lo que el estudio de las condiciones del flujo interno en este tipo de orificios resultaría muy complicado de realizar experimentalmente, pero puede abordarse gracias a las técnicas CFD. También se puede ver la similitud de dimensiones entre ambas geometrías, cosa que explica el empleo del canal para la preparación del flujo de cara a introducirlo en la geometría cilíndrica, que es la definitiva.

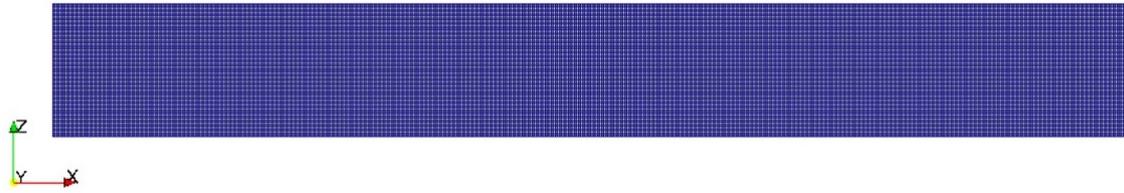
Mencionar también que las geometrías descritas en este apartado han sido proporcionadas por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, ya que al tratarse de geometrías sencillas resultaba más interesante dedicar más tiempo al desarrollo y posterior estudio del flujo que a la realización de dichas geometrías.

### 5.1.2. Mallas de cálculo

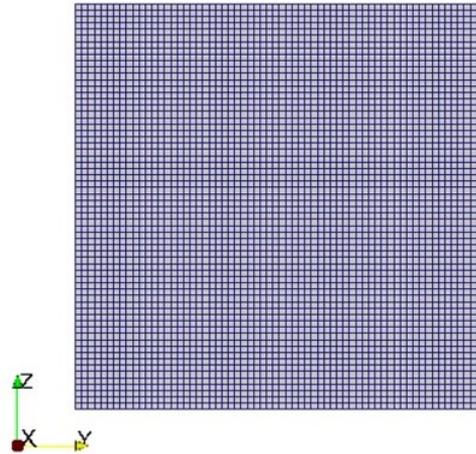
Dado que OpenFOAM emplea el método de volúmenes finitos para realizar los cálculos pertinentes en las distintas geometrías, es necesario dividir estas geometrías en celdas en las que el *software* computacional va a resolver las ecuaciones de Navier-Stokes para cada salto temporal.

Para ambas geometrías se han empleado mallas estructuradas, que se caracterizan por tener mayor precisión, ocupar menos cantidad de memoria y tener un tiempo de cálculo y, por tanto, coste computacional menor en comparación con las mallas no estructuradas.

A continuación se muestra una serie de figuras en las que se representa en detalle la malla utilizada en cada geometría.

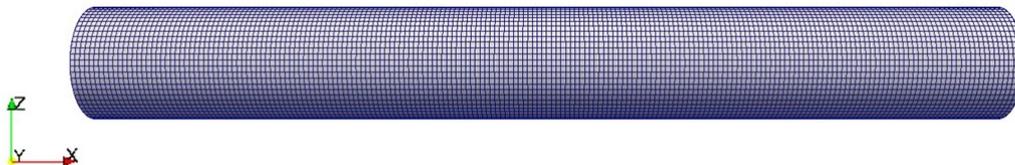


(a) Vista longitudinal de la malla del canal

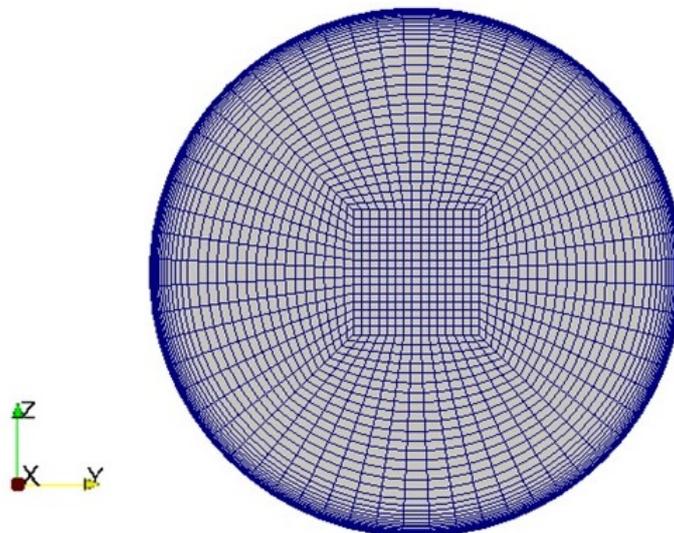


(b) Vista transversal de la malla del canal

Figura 5.2: Malla del canal



(a) Vista longitudinal de la malla del cilindro



(b) Vista transversal de la malla del cilindro

Figura 5.3: Malla del cilindro

Por otra parte, el número total de celdas que compone cada uno de los dominios se refleja en la siguiente tabla:

Geometría	Nº de celdas
Canal	2,097,152
Cilindro	441,000

Tabla 5.2: Número de celdas en cada geometría

Comprando lo mostrado en la Figura 5.2 y en la Figura 5.3, se puede ver a simple vista que el canal posee un número de celdas mucho mayor que el cilindro, como así se refleja en la Tabla 5.2. Además, la malla del canal es completamente homogénea en su forma, mientras que la malla del cilindro, en su sección transversal, se va haciendo cada vez más pequeña conforme se acerca a la pared. Esto se debe a la importancia que tiene calcular adecuadamente el flujo que pasa cerca de la pared, como ya se comentó en la Sección 3.4, donde se explicaban los fundamentos teóricos de la ley de pared. Es por ello que la malla es más fina cerca de la pared, ya que se necesita mayor resolución de cálculo y resultados en esa zona.

El hecho de que el número de celdas sea mucho mayor en el canal que en el cilindro indica a priori que la simulación del canal va a ser mucho más costosa computacionalmente, y por tanto en cuanto a tiempo, que la del cilindro. Esto se debe a que se necesita generar un desarrollo adecuado de la turbulencia en el flujo antes de transferir los datos al cilindro, que es donde interesa ver cómo se comporta el flujo interno para determinar cómo va a afectar éste al proceso de atomización.

Del mismo modo que la geometría, las mallas han sido proporcionadas por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos por el mismo motivo que las geometrías, ya que son mallas sencillas de elaborar.

## 5.2. Condiciones de contorno

Establecer unas condiciones de contorno a los casos a estudiar es de gran importancia, ya que es el paso que permite particularizar el problema en cuestión. Esto es debido a que los códigos CFD resuelven de la misma manera todos los problemas, y lo que va a diferenciar un problema de otro son las condiciones de contorno que se impongan a un determinado dominio.

Por tanto, en esta sección se va a detallar las condiciones de contorno impuestas a cada parte de las geometrías explicadas en las secciones anteriores de este capítulo.

### 5.2.1. Condiciones de contorno en el canal

La geometría del canal está dividida en tres partes o *boundaries*, las cuales se representan en la Figura 5.4.

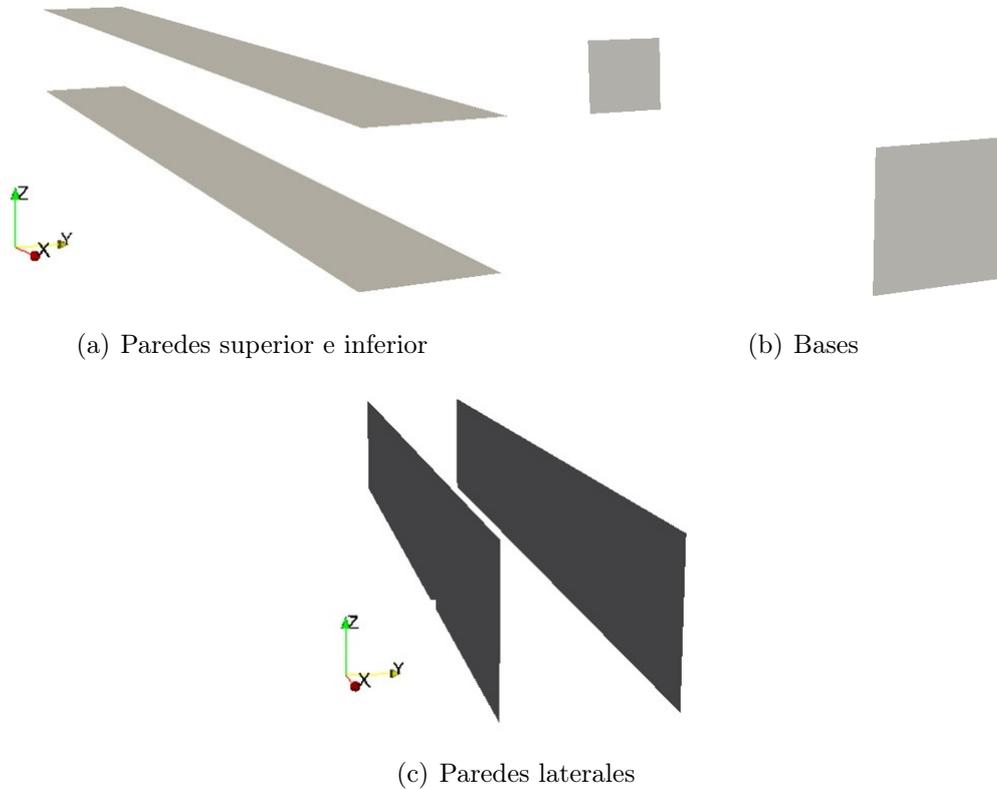


Figura 5.4: Partes de la geometría “canal”

Cada una de estas partes recibe un nombre para diferenciarlas; de acuerdo con la Figura 5.4, las paredes superior e inferior están agrupadas en una misma *boundary*, llamada *farfield*. Las bases conforman la zona de entrada y salida del fluido, y también están agrupadas en una misma *boundary* llamada *inletOutlet*. Por último, las paredes laterales también están agrupadas en una *boundary* llamada *lateral*.

Para cada una de estas *boundaries* se asigna una condición de contorno:

- En *farfield* se ha asignado una condición de contorno tipo *wall* o pared, que lo que impone es que en esa zona la velocidad del flujo sea nula, imitando una pared real.
- En *inletOutlet* se ha establecido una condición de contorno *cyclic* o cíclica, que lo que hace es simular que el flujo que sale por la cara de salida vuelve a entrar inmediatamente por la cara de entrada, creando una situación similar a lo que ocurriría si se tuviera una geometría longitudinalmente muy larga. Esto se hace para dar continuidad al flujo y que pueda desarrollarse sin problemas, ya que las dimensiones de la geometría son demasiado pequeñas como para que el flujo desarrolle adecuadamente la turbulencia con un solo paso por ella.
- En *lateral* también se ha impuesto una condición de contorno cíclica, para permitir al flujo desplazarse lateralmente con más libertad y conseguir un mejor desarrollo del mismo.

### 5.2.2. Condiciones de contorno en el cilindro

Por su parte, la geometría “cilindro” está dividida en las dos partes que se muestran en la Figura 5.5.

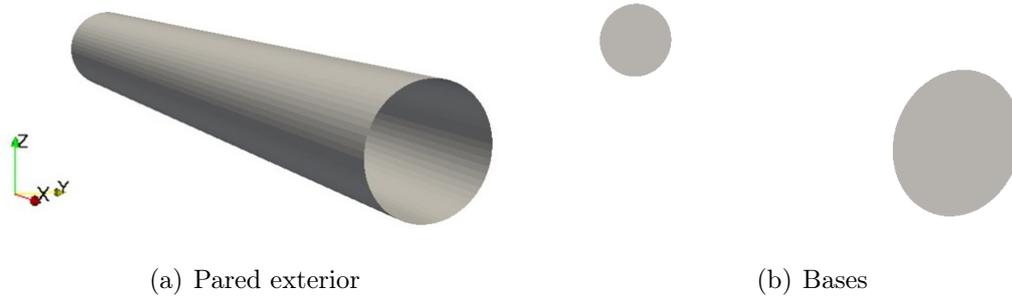


Figura 5.5: Partes de la geometría “cilindro”

Aquí se ha llamado de nuevo *farfield* a la pared exterior y *inletOutlet* al conjunto de las dos bases del cilindro.

En cuanto a las condiciones de contorno aplicadas, se ha aplicado la tipo *wall* a la *boundary farfield*, que simulará la pared de la tobera de inyección, mientras que para *inletOutlet* se le ha aplicado una condición de contorno tipo *cyclic*, con el mismo propósito que en el caso del canal, es decir, permitir un mayor desarrollo del flujo interno para con ello obtener mejores resultados que permitan comparar entre los diferentes casos y con ciertos aspectos teóricos, como se verá en el capítulo siguiente.

### 5.3. Selección de combustibles

El primer paso que se ha realizado, previamente a la configuración de los casos para su posterior cálculo, es la elección de los fluidos, combustibles, que se van a emplear para realizar el estudio del flujo interno en las geometrías descritas anteriormente.

La selección de los combustibles de interés se basa en los números adimensionales que controlan la atomización ( $Re$ ,  $We$ ,  $Oh$ ), descritos en el apartado 2.3.2, y por tanto en las propiedades de los fluidos que conforman dichos números. Adaptados a la geometría de la tobera de inyección cilíndrica, los números adimensionales quedan de la siguiente manera:

$$Re = \frac{uD}{\nu}; \quad We = \frac{u^2 D \rho}{\sigma}; \quad Oh = \sqrt{\frac{We}{Re}}$$

Tabla 5.3: Números adimensionales adaptados a la geometría cilíndrica

Los valores de  $u$  y  $D$  son fijos y son los siguientes:

$u(m/s)$	100
$d(m)$	0,00009

Tabla 5.4: Valores de la velocidad de inyección y el diámetro del conducto

Es importante remarcar que el hecho de emplear una velocidad de inyección  $u = 100$  m/s fija en el cálculo de estos números adimensionales se debe al Número de Courant que calcula OpenFOAM en cada *time step* de la simulación. Este número se define como:

$$C = \frac{\Delta t}{\frac{\Delta x}{u}} = \frac{u \Delta t}{\Delta x} \quad (5.1)$$

y representa las celdas que avanza una partícula de fluido en cada *time step*, por lo tanto interesa que este número sea aproximadamente 1 (una partícula recorrería una celda en cada *time step*). Si se aumentara la velocidad varios cientos de metros por segundo, el Courant aumentaría, por lo que habría que disminuir drásticamente el valor del *time step*, cosa que cuando es demasiado pequeño se torna impracticable para la realización de cálculos en cualquier técnica CFD. Por ello no interesa modificar los números de  $Re$ ,  $We$ ,  $Oh$  mediante la velocidad, sino que se hará mediante la selección de combustibles diferentes cuyas propiedades harán variar estos grupos adimensionales. Evidentemente, el diámetro es una constante característica de la geometría y tampoco se puede variar.

Con todo lo explicado anteriormente, el proceso de selección se ha llevado a cabo buscando en diversas bases de datos las propiedades necesarias de los combustibles, a saber densidad  $\rho$ , viscosidad dinámica  $\mu$ , viscosidad cinemática  $\nu$  y tensión superficial  $\sigma$ . El punto de partida eran los siguientes combustibles: dodecano, etanol, heptano e isoocetano como combustibles monocomponente, y diésel, biodiésel y dos gasolinas diferentes como combustibles multicomponente. Los resultados encontrados de propiedades son los siguientes:

PROPIEDADES	Dodecano	Heptano	Isooctano	Etanol	Diesel	Biodiesel	Gasolina 1	Gasolina 2
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	750	686	690	790	817,1	875	747,5	734
$\mu$ (kg/m · s)	$1,34 \cdot 10^{-3}$	$4,06 \cdot 10^{-4}$	$5,00 \cdot 10^{-4}$	$1,20 \cdot 10^{-3}$	$2,00 \cdot 10^{-3}$	$3,84 \cdot 10^{-3}$	$4,485 \cdot 10^{-4}$	$5,00 \cdot 10^{-4}$
$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$1,79 \cdot 10^{-6}$	$5,92 \cdot 10^{-7}$	$7,25 \cdot 10^{-7}$	$1,52 \cdot 10^{-6}$	$2,45 \cdot 10^{-6}$	$4,39 \cdot 10^{-6}$	$6,00 \cdot 10^{-7}$	$6,81 \cdot 10^{-7}$
$\sigma$ (kg/s <sup>2</sup> )	0,02535	0,02014	0,01877	0,0221	0,0238	0,03296	0,022	0,0198

Tabla 5.5: Propiedades de los combustibles de partida

Con estas propiedades halladas, se calculan los números adimensionales de la Tabla 5.3 para cada combustible, quedando los siguientes resultados:

Combustible	Re	We	Oh	$u[Re_{min}]$ (m/s)
<b>Dodecano</b>	5037,31	26627,2189	0,0324	-
<b>Heptano</b>	15189,94	30655,4121	0,0115	-
<b>Isooctano</b>	12420,00	33084,7096	0,0146	-
<b>Etanol</b>	5925,00	32171,9457	0,0303	-
<b>Diesel</b>	3676,92	30898,7395	0,0352	135,98
<b>Biodiesel</b>	2050,11	23892,5971	0,0309	243,89
<b>Gasolina 1</b>	15000,00	30579,5455	0,0117	-
<b>Gasolina 2</b>	13212,00	33363,6364	0,0138	-

Tabla 5.6: Valor de los números adimensionales para cada combustible

Cabe destacar que el Reynolds mínimo impuesto para la elección de combustibles es de  $Re_{min} = 5000$ , ya que se ha considerado como valor mínimo para que exista una cierta turbulencia apreciable. De ahí que para los combustibles que no alcanzan el  $Re_{min}$  se haya calculado la velocidad de inyección necesaria para alcanzar ese mínimo. Por supuesto, los combustibles que no llegan al mínimo (Diesel y Biodiesel) se han descartado puesto que se prefiere no aumentar la velocidad de inyección por el tema del Courant.

Por tanto, con los combustibles restantes, se ha decidido emplear combustibles mono-componente, ya que los valores de sus propiedades serán más precisos que en los multi-componentes, que están basadas en medias de todas las propiedades de los componentes que los forman y pueden no ser valores precisos.

Dicho lo anterior, y dado que se quiere hacer un barrido amplio en cuanto a números de Reynolds, se ha decidido finalmente elegir como combustibles el **Etanol**, **Heptano** e **Isooctano**, con Reynolds de 5925, 15189,94 y 12420 respectivamente. De este modo se va a poder realizar una comparación más evidente entre ellos, ya que tienen números de Reynolds muy dispares, sobre todo en el caso de etanol y heptano. No se ha seleccionado el dodecano, aunque tiene menos Reynolds que el etanol, debido a que en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos ya disponían de cálculos referentes a este combustible, no así en el caso del etanol.

En conclusión, como se puede ver en la Tabla 5.6, mediante el uso de diferentes combustibles se consigue prácticamente triplicar el Reynolds (si nos fijamos en los más extremos que son etanol y heptano) y alcanzar valores de éste considerables (en torno a 15000) sin necesidad de modificar la velocidad de inyección, que es el objetivo que se buscaba. Esto permitirá ver notables diferencias en el flujo interno y en la atomización para los distintos combustibles elegidos, como se podrá ver más adelante.

En la siguiente tabla se puede ver un resumen de los combustibles seleccionados, sus propiedades y los números adimensionales que se obtiene con cada uno de ellos.

	<b>Heptano</b>	<b>Isooctano</b>	<b>Etanol</b>
$\rho$ ( $kg/m^3$ )	686	690	790
$\mu$ ( $kg/m \cdot s$ )	$4,06 \cdot 10^{-4}$	$5,00 \cdot 10^{-4}$	$1,20 \cdot 10^{-3}$
$\nu$ ( $m^2/s$ )	$5,92 \cdot 10^{-7}$	$7,25 \cdot 10^{-7}$	$1,52 \cdot 10^{-6}$
$\sigma$ ( $kg/s^2$ )	0,02014	0,01877	0,0221
<b>Reynolds</b>	15189,94	12420	5925
<b>Weber</b>	30655,41	33084,71	32171,95
<b>Ohnesorge</b>	0,0115	0,0146	0,0303

Tabla 5.7: Tabla resumen de la selección de combustibles

## 5.4. Resolución del caso “canal”

En esta sección se va a comentar el procedimiento general que se ha realizado para simular y obtener las soluciones de los casos del canal mediante OpenFOAM.

Como ya se explicó en el apartado 4.2.1, OpenFOAM posee tres directorios principales; *system*, *constant*, y el directorio de tiempos, que en un principio se llamará  $\theta$ . Estos directorios contienen todos los ficheros necesarios para el preprocesado, resolución y post-procesado del problema. Algunos de estos ficheros deben ser modificados para adaptar las condiciones al problema que se quiere plantear.

### 5.4.1. Preparación del problema o preprocesado

Comenzando con la preparación del caso o preprocesado, en el directorio  $\theta$  se encuentran los ficheros que contienen los valores iniciales de presión, campo de velocidades, energía cinética, viscosidad turbulenta, etc. En este directorio hay que entrar en el fichero *p.gz* y modificar el valor de presión que allí se encuentra. Dicho valor no es una presión como tal, sino que es un valor de presión dividido por la densidad del fluido que se vaya a utilizar. Se calcula entonces dicho valor de presión normalizado con la densidad y se introduce en ese fichero. El resto de ficheros del directorio  $\theta$ , en el caso de este trabajo, ya estaban configurados y no era necesario modificar nada.

En el directorio *constant* hay varios ficheros importantes. Por un lado se encuentra el directorio *polyMesh*, que contiene los ficheros *blockMeshDict*, en el que se definen la geometría y la malla, y *boundary.gz*, donde se establecen las condiciones de contorno. Como ya se ha explicado en apartados anteriores, estos ficheros ya estaban configurados, no hay que modificar nada. Por otra parte, en *constant* está el fichero *transportProperties*, donde hay que especificar la viscosidad cinemática del fluido en cuestión, *turbulentProperties* donde se especifica el tipo de simulación que se va a realizar y el modelo de turbulencia (en este caso LES y un modelo WALE) con sus parámetros y el fichero *boxTurbDict*, en el que hay que modificar unos coeficientes que se explicarán un poco más adelante en el subapartado de la generación de turbulencia mediante boxTurb. Del fichero *fvOptions* no hay que tocar nada.

Por último, en el directorio *system* es importante el fichero *controlDict*. En él hay que establecer el tiempo de inicio y fin de simulación, el *time step*, y cada cuánto tiempo se quieren registrar datos de los cálculos. Para el caso del canal, se van a simular 5 milisegundos (tiempo de inicio 0 s, tiempo final 0.005 s), el *time step* va a ser de  $2 \cdot 10^{-8}$  segundos, y se van a registrar datos de los cálculos en directorios temporales (similares a  $\theta$ ) cada  $0,25 \cdot 10^{-6}$  segundos. Además de este fichero comentado, en *system* tenemos el fichero *decomposeParDict* donde vamos a especificar en cuántas partes se va a subdividir el dominio para realizar cálculos en paralelo con varios procesadores y así conseguir que los cálculos sean algo más rápidos. En este caso, se va a subdividir el dominio en 12 partes, y esto hay que indicarlo en ese fichero. Además de los mencionados, están los ficheros *fvSchemes* y *fvSolution* con información sobre el *solver* y los métodos de resolución que no se van a modificar.

### Inicialización de la turbulencia mediante `boxTurb`

`BoxTurb` es una utilidad de OpenFOAM (explicada en detalle en el apartado 4.2.3) que va a permitir inicializar la turbulencia en el flujo mediante la creación de un campo de velocidades aleatorio.

Para configurar esta herramienta, hay que acceder al directorio *constant* y al fichero *boxTurbDict*. En este fichero hay dos parámetros modificables,  $Ea$  y  $k0$ , con los que se puede cambiar las características del campo de velocidades creado, como la distribución de las zonas de mayor velocidad, valores más altos de velocidad que se alcanza, etc. Para el caso de este trabajo, se emplean los valores  $Ea = 1000$  y  $k0 = 501111$  (para encontrar unos valores adecuados es cuestión de ir modificándolos y ejecutando `boxTurb` para posteriormente visualizar el campo de velocidad creado en ParaView). Estos valores se han adoptado debido a que el campo generado era suficiente para desarrollar la turbulencia en el flujo. Con ellos se obtiene el campo de velocidades que se muestra en la Figura 5.6.

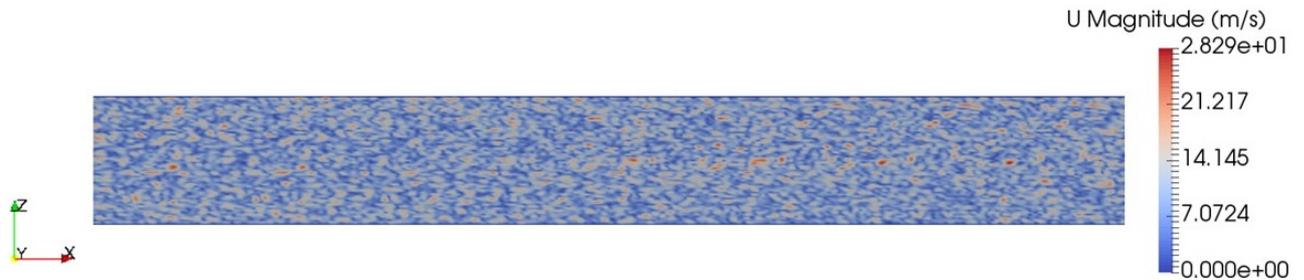


Figura 5.6: Campo de velocidades inicial generado por `boxTurb`

Se puede apreciar en la imagen cómo `boxTurb` ha generado unas pequeñas trazas o “semillas” de turbulencia que se corresponden con las pequeñas zonas, repartidas por todo el dominio, en las que la velocidad es más alta y que se aprecian en color rojo en la Figura 5.6. De este modo, cuando el flujo comience a desplazarse, estas pequeñas trazas iniciales irán creando inestabilidades y expandiéndose hasta desarrollar la turbulencia en el flujo conforme éste vaya progresando y arrastrando dichas trazas turbulentas.

#### 5.4.2. Resolución del problema

La configuración del caso, explicada en el apartado anterior, se realiza para los tres casos diferentes que se va a calcular, uno por combustible. De esta forma se han generado tres directorios diferentes; *boxTurb\_etanol*, *boxTurb\_heptano* y *boxTurb\_isooctano*. Cada uno de ellos contiene, por tanto, las características del combustible a estudiar en cada caso, que es lo que los diferencia ya que la geometría y mallado es el mismo para todos los casos.

Una vez finalizada la configuración y generados los tres directorios con los tres casos, se procede al cálculo y resolución del flujo en esta geometría “canal”. Los pasos a seguir son comunes a todos los casos, por lo que se van a indicar de forma general. Remarcar que los comandos que se van a indicar a continuación deben ejecutarse dentro del directorio del caso que se quiera resolver.

- En primer lugar se ejecuta el comando *blockMesh*, que genera la geometría y la malla de cálculo que divide en celdas dicha geometría.
- A continuación se ejecuta *boxTurb*, una vez se hayan encontrado los valores adecuados, que inicializa la turbulencia mediante la creación del campo de velocidad aleatorio.
- Seguidamente se ejecuta *decomposePar*, que divide la geometría en tantos subdominios como núcleos vayamos a utilizar para el cálculo en paralelo. Esto no es necesario en el caso de calcular con un solo procesador, pero no es habitual ya que tardaría mucho en resolver el problema.
- Por último, se ejecuta el *solver pisoFoam*, que se va a encargar de resolver el flujo en el dominio, acompañado de *mpirun* que sirve para indicar que se realice el cálculo en paralelo. La cadena de comando que se introduce es:

```
mpirun -np 12 pisoFoam -parallel >log.out
```

Donde *12* es el número de núcleos que se emplean y *log.out* es un fichero en el que se van a registrar todos los datos que el software va mostrando referentes a la simulación, de modo que si hay algún error se puede comprobar dónde está y ver qué ha ocurrido. Una vez lanzada la simulación se crea un fichero con extensión *.foam*, llamado *open.foam* que sirve para visualizar los resultados en paraView.

Hay que destacar que las simulaciones de estos casos son muy costosas ya que, como se detalló en el apartado 5.1.2, el número de celdas es bastante grande, por lo tanto, para no perder tiempo se decidió pausar las simulaciones en el momento en que la ley de pared estuviera correctamente definida, ya que en ese momento el flujo está lo suficientemente desarrollado como para pasar los datos al cilindro, y así no tener que calcular más datos que no son en el fondo relevantes. Por lo explicado, en las simulaciones del canal se calculó aproximadamente 2 milisegundos para cada caso en lugar de los 5 que estaban establecidos.

En la Figura 5.7 pueden verse los resultados de las simulaciones.

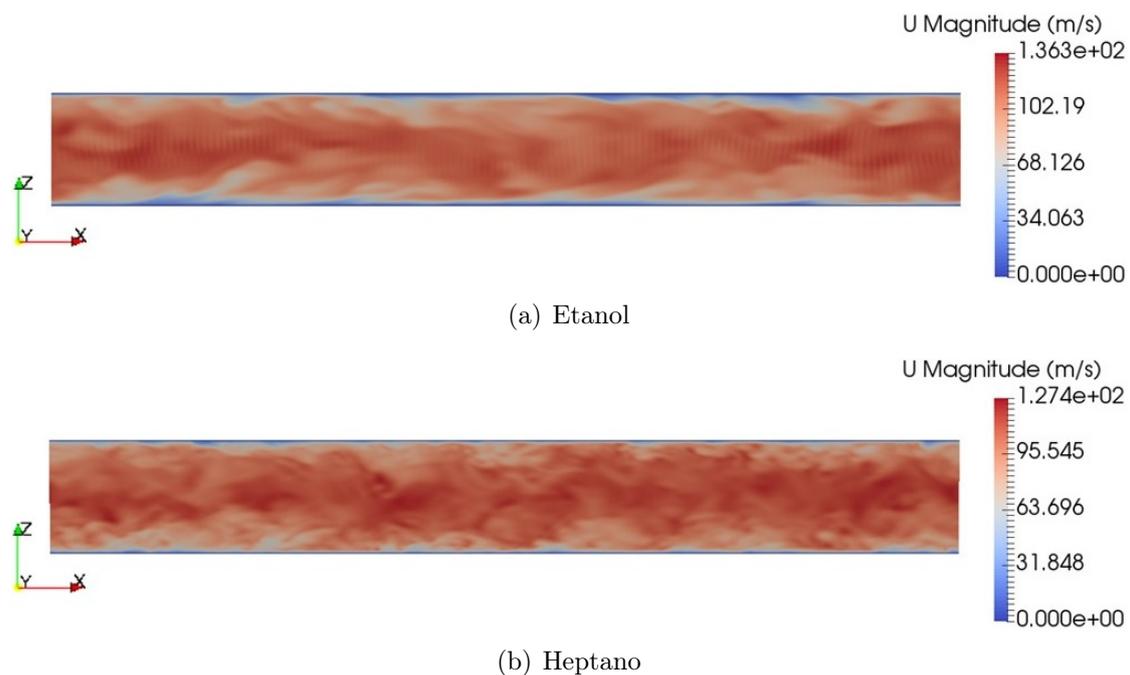


Figura 5.7: Simulaciones en el canal

Se muestran los casos de etanol y heptano por ser los que tienen mayor diferencia de Reynolds, el isoootano presentaría un régimen intermedio. Una vez resueltos los tres casos, el siguiente paso es traspasar los datos a la geometría cilíndrica, cosa que se explica en la siguiente sección.

## 5.5. Resolución del caso “cilindro”

Cuando ya se tienen los datos de la simulación del canal y estando ya el flujo debidamente desarrollado, el objetivo es traspasar los datos de salida de los cálculos del canal para utilizarlos como datos de inicio y realizar las simulaciones en el cilindro. Cuando se tengan los resultados en el cilindro ya se podrá postprocesar y sacar resultados para analizar el flujo interno y la turbulencia en toberas de inyección de geometría cilíndrica, que es el principal objetivo de este Trabajo de Fin de Grado.

### 5.5.1. Preprocesado

En primer lugar se crean los nuevos directorios para los casos del cilindro: *cylinder\_etanol*, *cylinder\_heptano* y *cylinder\_isoootano*. La configuración de estos directorios en cuanto a propiedades de combustibles y tiempos de simulación, *time step* y tiempo de registro de datos es exactamente igual a las del caso del canal (explicada en el apartado 5.4.1), por lo que se pueden copiar y pegar los ficheros que contienen toda esta configuración.

Del mismo modo, los ficheros y directorios referentes al solver y al proceso de resolución no varían puesto que se sigue empleando el algoritmo PISO (apartado 4.2.2) que utiliza el *solver pisoFoam*. Por su parte, los ficheros que contienen información sobre el modelo de turbulencia utilizado y el tipo de simulación tampoco varían, es decir, se sigue realizando una simulación LES con el modelo WALE.

En lo que respecta a geometría y mallado, así como a las condiciones de contorno, evidentemente la configuración varía respecto al caso del canal, por lo que se emplean nuevos ficheros proporcionados por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos con todos estos parámetros ya establecidos. En esta ocasión, la herramienta boxTurb no hay que utilizarla, ya que el flujo está desarrollado gracias a los cálculos del canal y la turbulencia que se buscaba ya esta presente en dicho flujo, luego no es necesario crear de nuevo turbulencia.

De esta forma, únicamente resta poner al día el directorio de tiempos, y esto se hace mediante el mapeado de datos, que se va a explicar en el siguiente apartado.

### 5.5.2. Mapeado de datos

El primer paso para calcular el flujo en la geometría que realmente interesa, que es el cilindro, es llevar los resultados del flujo en el canal como datos de partida para los cálculos en el cilindro. A esto se le llama mapear.

Para ello, hay que incluir el fichero *mapFieldsDict* dentro del directorio *system* en los tres casos. Este fichero va a permitir ejecutar los comandos necesarios para el paso de información relativa a campos de propiedades de un directorio a otro.

Una vez que tenemos todo configurado, lo que hay que hacer es ir a los directorios del caso del canal y ejecutar en ellos la utilidad *reconstructPar*, que se encarga de reconstruir un caso descompuesto lanzado en paralelo, como es este caso. Como solo interesan los datos de salida, se añade *-latestTime* para indicar que solo reconstruya el último *time step* calculado.

Tras esto, ya en los directorios del cilindro se emplea el comando *mapFields*, que se encarga de transformar uno o más campos de propiedades relativos a una geometría en los campos correspondientes a otra geometría distinta. De esta forma transformará los campos de velocidades, presiones, etc. calculados en el último *time step* del canal en sus análogos a la geometría de la tobera. Una vez transformados, estos campos quedarán dentro del directorio de tiempos y se utilizarán como datos iniciales (directorio *0*) para calcular el flujo en la tobera.

En la Figura 5.8 se muestra gráficamente el resultado del mapeo del campo de velocidades del canal al cilindro.

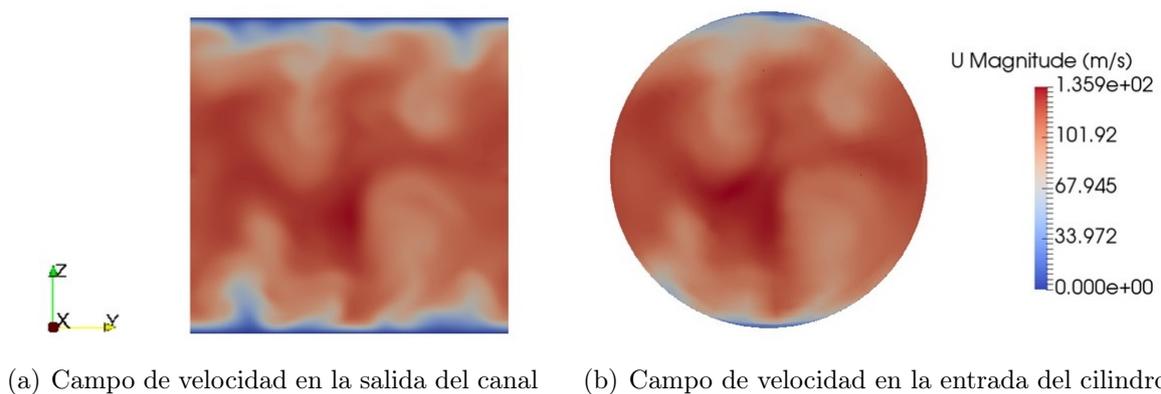


Figura 5.8: Resultado del mapeo del campo de velocidades

Tal y como muestra la figura, el campo de velocidades es prácticamente igual en el último *time step* del cálculo en el canal y en el primer *time step* del cálculo del cilindro. Además, se ve cómo este campo de velocidad se ha adaptado perfectamente a la nueva geometría.

### 5.5.3. Resolución del problema

La ejecución de las simulaciones en esta geometría es muy similar al caso del canal, la cual se ha explicado detalladamente en el apartado 5.4.2. Sin embargo, existen pequeñas diferencias en cuanto a los comandos que se ejecutan, ya que, como se ha descrito, no es necesario ejecutar la utilidad `boxTurb` y sí lo es ejecutar `mapFields`.

El proceso entonces consistirá en ejecutar `blockMesh` para generar la geometría, malla y condiciones de contorno, después `mapFields` para mapear los campos de propiedades necesarios como datos de inicio, `decomposePar` para subdividir el dominio y por último `pisoFoam` con la misma estructura que en el caso del canal y lanzar así la simulación en paralelo. Asimismo, se crea el fichero `open.foam` en cada directorio para la visualización de resultados en ParaView.

Estas simulaciones son bastante más rápidas de realizar que las del caso del canal, principalmente porque el número de celdas es notablemente menor, como ya se vio en la Tabla 5.2, luego en este caso sí que se ha permitido el cálculo completo para todos los *time steps* que estaban estipulados desde el principio, esto es, aquí sí se calculan los 5 milisegundos.

## 5.6. Postprocesado

El postprocesado consiste en la obtención de datos, ya sean numéricos, gráficas, imágenes, vídeos, etc., a partir de los resultados del cálculo realizado por el software CFD, en este caso OpenFOAM. En el presente trabajo se han empleado fundamentalmente dos programas para la gestión de datos y obtención de resultados: Spyder y ParaView.

### 5.6.1. Spyder

Spyder es un programa de Anaconda, que es un código abierto gratuito de distribución de lenguaje de programación *Python*. El programa Spyder es capaz de leer ficheros escritos en lenguaje *Python* y ejecutar de manera gráfica o visual las instrucciones que los ficheros contienen.

En el caso de este trabajo, se han empleado para cada caso de combustible un fichero ya configurado llamado `postprocess.py` (la extensión `.py` es la propia de *Python*), escritos en *Python*, que contiene una serie de instrucciones que van a servir fundamentalmente para sacar gráficas de ciertos datos de los resultados de las simulaciones. Concretamente se han obtenido gráficas de perfiles de velocidad y la ley de pared, que son los resultados que más interesan para este estudio. Todas estas gráficas se pueden encontrar en el Capítulo 6, donde se muestran y analizan los resultados obtenidos.

En estos ficheros `postprocess.py`, únicamente tenían que modificarse las rutas o *paths*, que indican al programa de qué directorio tiene que coger datos para analizarlos y representarlos, y en qué directorio tienen que guardar los resultados de los datos analizados. Evidentemente, estos *paths* dependen del caso que se quiera procesar (etanol, heptano o isoctano).

### 5.6.2. ParaView

ParaView es también un programa de código libre y, por tanto, gratuito que hace las veces de aplicación de análisis de datos y visualización. Es capaz de construir rápidamente visualizaciones para analizar los datos de éstas empleando técnicas cualitativas y cuantitativas. Una característica ventajosa es que la exploración de datos puede realizarse interactivamente en 3D, por lo que se puede visualizar las geometrías y los datos que se hayan calculado directamente sobre ellas, lo cual permite una comprensión mejor y más rápida.

En este trabajo, ParaView es la herramienta de postprocesado que más se ha utilizado, tanto para comprobar el desarrollo de las simulaciones mientras se ejecutaban como para después analizar y sacar todos los datos necesarios a partir de los resultados. Fundamentalmente se han obtenido imágenes y vídeos con ParaView, de hecho, las imágenes mostradas hasta ahora en este capítulo se han obtenido en ParaView.

A continuación se va a comentar las herramientas de ParaView utilizadas para obtener los diferentes resultados necesarios para este estudio. Destacar que se han obtenido el mismo tipo de resultados para los tres casos de combustible, luego se va a explicar de forma genérica.

#### Campo de velocidades $u$

Según la descomposición de Reynolds, la velocidad es la suma de una componente media y una fluctuante tal que  $u(t) = U + u'(t)$ . Por lo tanto, cuando se obtiene el campo de velocidad  $u$  se tiene la suma de las dos componentes.

La obtención de este campo de velocidad es la más sencilla de todo el material que se ha sacado del cálculo del flujo interno en toberas de inyección cilíndricas, ya que no es necesario aplicar ningún tipo filtro. Simplemente, ParaView te da la opción de visualizar las variables que se calculan directamente, como el campo de velocidad, de presión, la energía cinética, etc., en el fichero *open.foam*. Por lo tanto únicamente hay que modificar esa visualización para adaptarla a lo que se quiere ver y obtener las imágenes y vídeos necesarios.

#### Campo de velocidades pulsátiles $u'$

En esta ocasión la obtención de resultados no es tan directa como en el caso del campo  $u$ , puesto que hay que aplicar algunos filtros sobre el fichero *open.foam* para llegar a obtenerlo.

La explicación está en que, de inicio, se tiene calculado el campo de velocidades  $u$ , pero ni la velocidad media  $U$  ni la pulsátil  $u'$  están calculadas a priori. Por tanto hay que obtenerlas.

Para ello, en primer lugar se aplica sobre *open.foam* el filtro *Temporal Statistics* que permite calcular ciertas variables estadísticas del campo de velocidad (u otro tipo de campo de propiedad del flujo), entre ellas el campo de velocidades medias  $U$  que es lo que interesa. Una vez calculado este campo se guarda en un archivo en formato *.vtk*, llamado *mean.vtk*. Después se abre una ventana nueva de ParaView y se vuelve a abrir *open.foam*. En esta nueva ventana hay que combinar las características que vienen de

manera automática con las nuevas calculadas que están en el fichero *mean.vtk*. Para ello se aplica *MergeBlocks* sobre *open.foam* y acto seguido se selecciona a la vez *MergeBlocks* y el fichero *mean.vtk* y se aplica *AppendAttributes*. Con ello ya tendremos en el resultado todas las variables; las que venían por defecto y las calculadas a posteriori. Únicamente queda usar el filtro *Calculator* y restarle al campo de velocidades  $u$  el campo de velocidades medias  $U$  y de ahí se obtendría el campo de velocidades pulsátiles  $u'$  y su visualización para sacar material.

## Vorticidad

La vorticidad es una magnitud física que se emplea en mecánica de fluidos para cuantificar la rotación de un fluido, por lo que resulta de interés a la hora de describir la turbulencia en el flujo interno en toberas de inyección.

De nuevo, hay que aplicar varios filtros para poder visualizar la vorticidad en ParaView, sin embargo es más sencillo de obtener que el campo de velocidades pulsátiles. Lo primero es, otra vez, aplicar *MergeBlocks* sobre *open.foam* para a continuación aplicar sobre *MergeBlocks* el filtro *GradientofUnstructuredDataSets*, que calcula el campo de vorticidad y de disipación entre otros. Cuando se pueda visualizar el campo de vorticidad, se obtiene el material correspondiente.

## Visualización de estructuras

El método *Lambda2*, explicado en detalle en el apartado 4.2.4, es un algoritmo de detección de vórtices capaz de identificar vórtices en un campo de velocidad tridimensional de un fluido. Gracias a ello, se ha empleado este método para identificar las estructuras turbulentas y poder estudiar su distribución y tamaño en los diferentes casos de combustible.

Para aplicar este método hay que ejecutar, una vez acabada la simulación del caso en el que se quiera aplicar, dentro del directorio *cylinder\_* correspondiente, el comando *Lambda2*, el cual realizará una serie de cálculos necesarios para identificar los núcleos de vórtices.

Una vez acabados esos cálculos hay que ir a ParaView, abrir el fichero *open.foam* correspondiente y aplicar el filtro *Contour* referido a *lambda2*. Además, hay que dar un valor característico al valor propio  $\lambda_2$ , del cual dependerá los vórtices que se puedan visualizar. Normalmente, para casos como los de este trabajo es conveniente utilizar valores negativos grandes, en este caso se ha utilizado  $\lambda_2 = -1,1 \cdot 10^{12}$ , sin embargo se puede ir probando hasta encontrar un valor dentro de ese orden de magnitud que permita ver con claridad las estructuras dentro del flujo.

# Capítulo 6

## Análisis de resultados

El Capítulo 6 está enfocado en mostrar los resultados obtenidos a partir de los cálculos realizados por OpenFOAM y analizarlos con el fin de observar y caracterizar el comportamiento del flujo interno en toberas de inyección. Así, se obtienen interesantes comparaciones en el comportamiento entre los diferentes casos de combustible a través de dichos resultados. Por un lado se realiza una serie de comparaciones cuantitativas con ciertos modelos teóricos que van a servir para validar los resultados obtenidos. Por otra parte, se realizan comparaciones cualitativas entre los diferentes casos para poder observar también de manera visual las diferencias entre los casos estudiados, especialmente los que tienen números de Reynolds muy diferentes. De esta forma podrán obtenerse conclusiones acerca del comportamiento de los combustibles de cara a su atomización, que es la principal aplicación a la que se destina este Trabajo de Fin de Grado.

### 6.1. Validación de los resultados

El objetivo de esta sección es corroborar los resultados de las simulaciones realizadas mediante la comparación de estos resultados con leyes o parámetros teóricos. Con ello, quedará demostrada la veracidad de los cálculos y el hecho de que se han realizado correctamente.

En esta sección se van a mostrar principalmente gráficas, obtenidas en Spyder, de los perfiles de velocidad y la ley de pared, si bien será esta última la que permita una validación de resultados más fiable.

#### 6.1.1. Perfiles de velocidad

Aunque graficar los perfiles de velocidad de los diferentes casos no permite realizar una comparación con un aspecto teórico que valide directamente estos resultados, sí que permite observar la forma del perfil de velocidades turbulento y concluir si, por la forma de dichos perfiles, el flujo se ha desarrollado correctamente y se ha convertido en un flujo turbulento.

Se han obtenido los perfiles de velocidad media respecto a la distancia radial y los perfiles de velocidad *rms* en función de la distancia a la pared. A continuación se muestran los resultados para cada caso de combustible.

### Etanol

El perfil de velocidades medias para el caso del etanol en el canal es el siguiente:

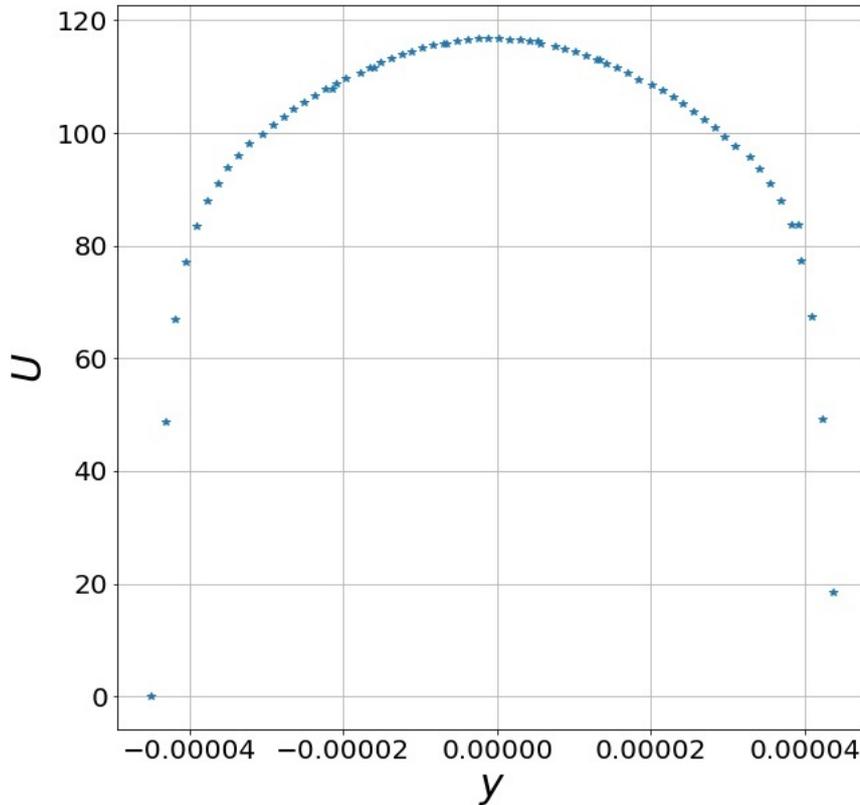


Figura 6.1: Perfil de velocidad media del caso etanol en el canal

donde  $y = 0$  se corresponde con el centro del conducto y  $U$  está expresada en  $m/s$ . Si se compara con la Figura 2.9, se ve que la forma del perfil es mucho más parecida a la del perfil turbulento que a la del laminar, por lo que se puede afirmar que el flujo se ha desarrollado completamente.

Por su parte, el perfil de velocidades *rms* es:

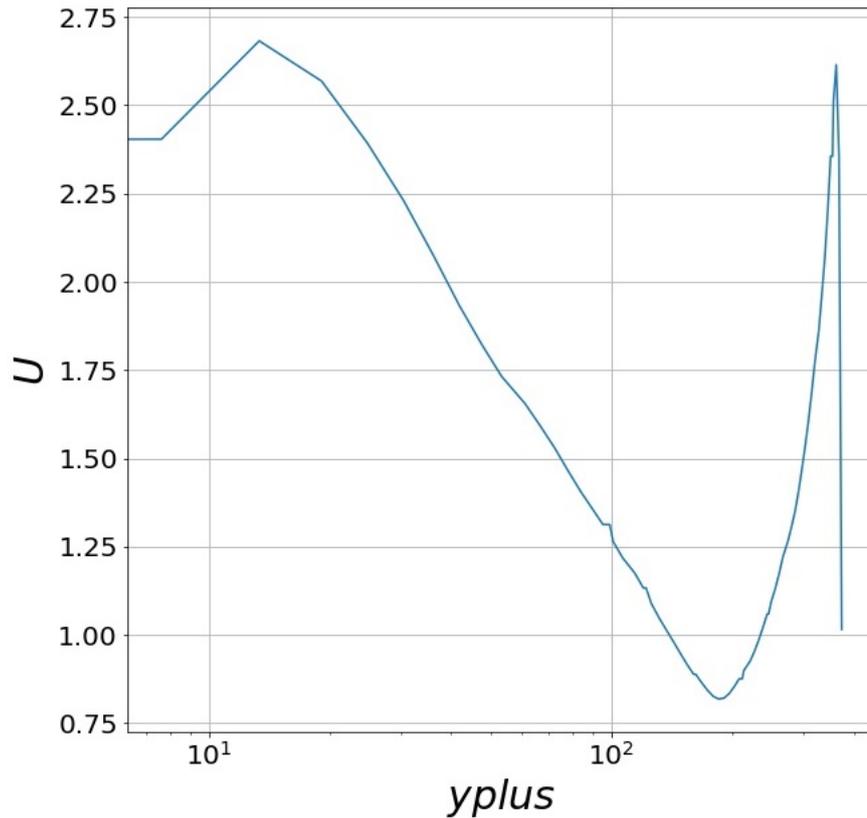


Figura 6.2: Perfil de velocidad *rms* del caso etanol en el canal

Donde el eje  $x$  es el parámetro  $y^+$ , explicado en la Sección 3.4, que indica la distancia a la pared, cuyo origen hace referencia a la pared del conducto.

En la Figura 6.1 se puede apreciar cómo la velocidad disminuye conforme se acerca a la pared hasta que se torna nula en la misma pared, gracias a la condición de contorno *wall* impuesta. También se puede distinguir que la velocidad es máxima en el centro del conducto, caracterizando de esa forma el perfil. Por su parte, la Figura 6.2 muestra que la  $u_{rms}$  presenta un máximo cerca de la pared debido a que existe una mayor intensidad turbulenta en esa zona, o lo que es lo mismo, hay mayores perturbaciones, y va decreciendo conforme se aleja de ella hasta llegar a un punto cercano al centro en el que vuelve a hacer un pico. Conforme llega al centro, la  $u_{rms}$  cae a cero.

En la página siguiente se muestran los mismos perfiles de velocidad pero para los cálculos en el cilindro.

En el caso del perfil de velocidad media de la Figura 6.3, se puede ver que ahora la velocidad máxima que se alcanza es un poco más alta que en caso del canal y la forma del perfil está más desarrollada y adaptada a la forma teórica que debe tener un perfil de velocidades turbulento (Figura 2.9).

En cuanto a la Figura 6.4, se puede ver alguna diferencia con el caso del canal hasta  $y^+ = 10$ , donde la  $u_{rms}$  va aumentando. A partir de ese valor de  $y^+$ , la tendencia es exactamente la misma que en el caso del canal. Cabe destacar también un mayor valor de  $u_{rms}$  que en el caso del canal, lo que indica, en general, mayor intensidad turbulenta.

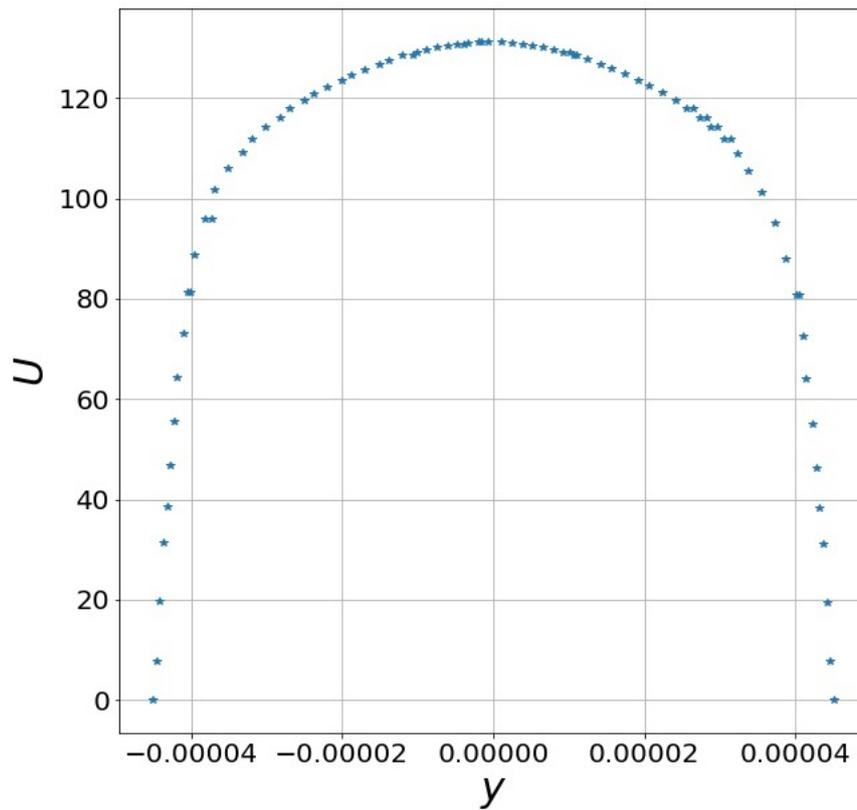


Figura 6.3: Perfil de velocidad media del caso etanol en el cilindro

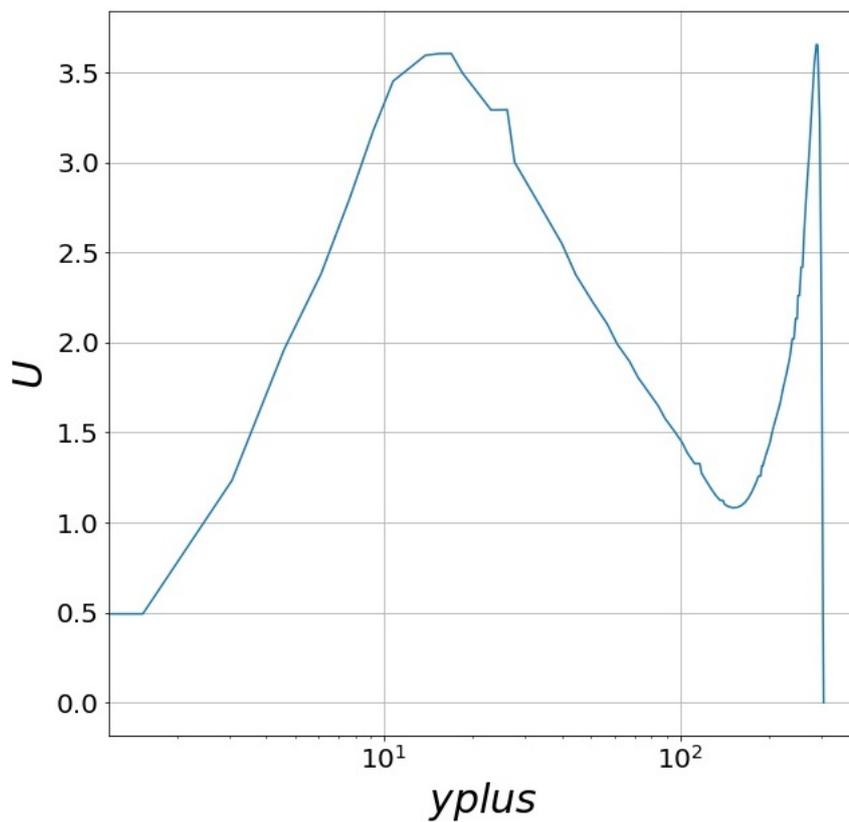


Figura 6.4: Perfil de velocidad *rms* del caso etanol en el cilindro

## Heptano

Los perfiles de velocidad media y  $rms$  del heptano para el caso del canal son los representados en las Figuras 6.5 y 6.6.

Aparentemente no hay diferencias en las formas de estos perfiles si se comparan con los del etanol en el canal, sin embargo se pueden ver pequeñas diferencias en cuanto a los valores de las magnitudes. La velocidad media para el heptano es un poco más baja en toda la sección, quizá fruto de la mayor turbulencia que se desarrolla debido al mayor número de Reynolds, que genera más vórtices en todas las direcciones con la consecuente ralentización del fluido. Por otro lado, la  $u_{rms}$  es generalmente mayor que para el etanol, lo que corrobora que existe una mayor intensidad en la turbulencia cuando por la tobera circula heptano.

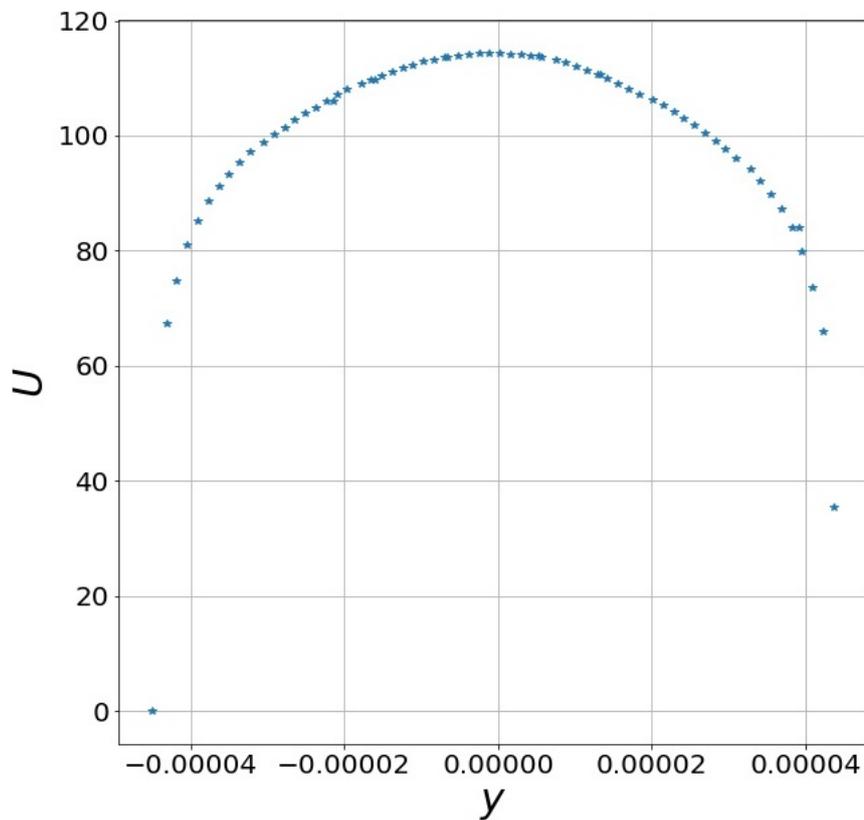


Figura 6.5: Perfil de velocidad media del caso heptano en el canal

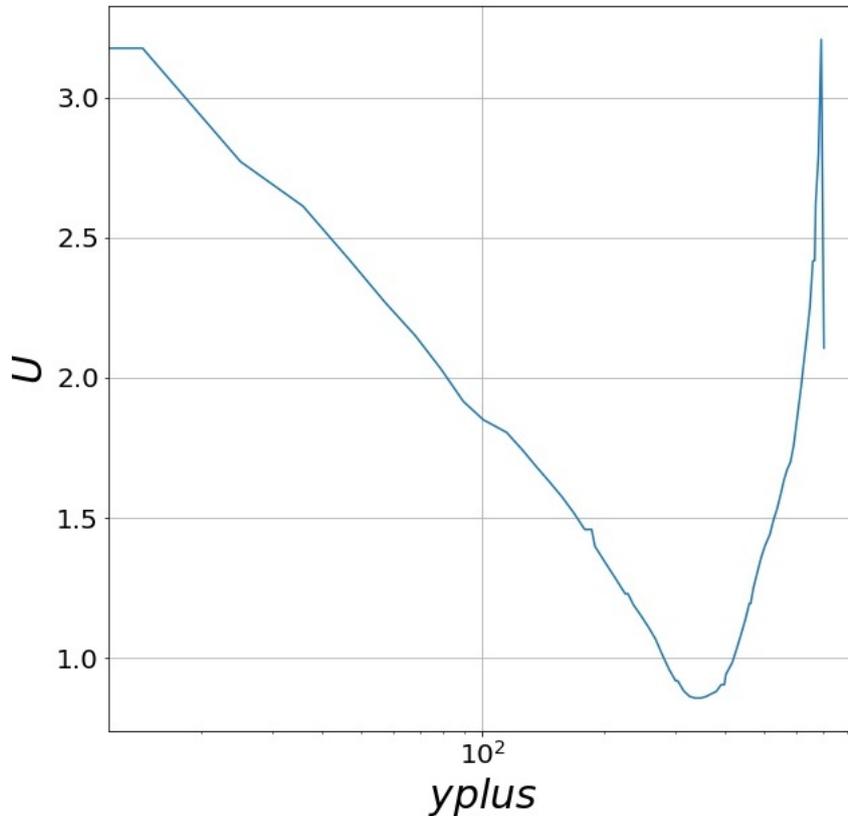


Figura 6.6: Perfil de velocidad *rms* del caso heptano en el canal

Para los perfiles de velocidad del heptano en el cilindro (Figuras 6.7 y 6.8 localizadas en la página siguiente), en el caso de la velocidad media se vuelve a apreciar un perfil mejor desarrollado que en el caso del canal y con una velocidad media mayor, tal y como ocurría en el etanol. En el caso de la  $u_{rms}$ , se ve una tendencia de crecimiento hasta  $y^+ \approx 10$  y posterior caída para alcanzar un pico en la zona más cercana al centro, muy similar al caso del etanol en el cilindro, si bien el valor de  $u_{rms}$  es mayor en todo momento, afirmando de nuevo esa mayor turbulencia que se desarrolla en este caso.

En comparación con el heptano en el canal, de nuevo valores tanto de velocidad media como de *rms* más elevados para el cilindro fruto del mayor desarrollo del flujo en esta geometría, como ya ocurriera en el etanol.

Cabe destacar que en este apartado se ha decidido no incluir las gráficas del otro caso, el del isoctano, ya que son muy similares a las expuestas de los casos del etanol y el heptano y por lo tanto proporcionan el mismo tipo de información que ya se ha descrito. Además, ante la idea de omitir un caso, era más interesante comparar etanol y heptano puesto que el salto en el número de Reynolds es mayor y existirán mayores diferencias.

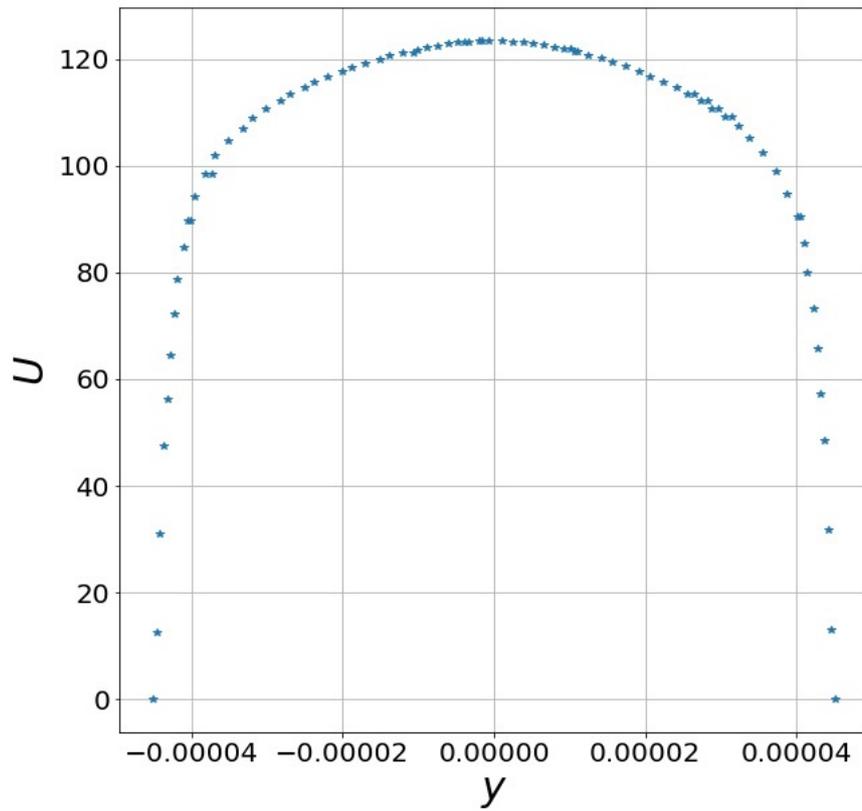
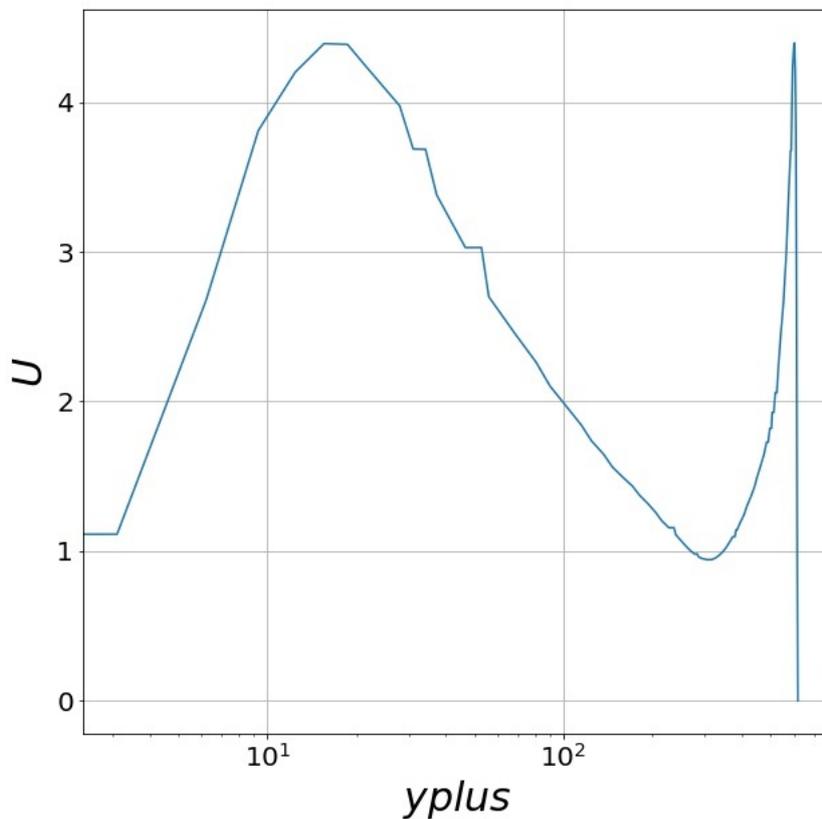


Figura 6.7: Perfil de velocidad media del caso heptano en el cilindro

Figura 6.8: Perfil de velocidad *rms* del caso heptano en el cilindro

### 6.1.2. Ley de pared

En esta ocasión sí que se va a poder realizar una comparación directa con una ley teórica que va a permitir validar los resultados del desarrollo del flujo interno en la tobera de inyección cilíndrica. Para ello, se ha representado la ley de pared, es decir  $u^+$  frente a  $y^+$ , para cada caso de flujo junto a la ley teórica dibujada en la misma gráfica para así poder realizar una comparación más rápida y visual. Aquí sí se exponen los tres casos de combustible puesto que el objetivo es validar los cálculos realizados. A continuación se muestran los resultados para cada caso.

#### Etanol

La representación de la ley de pared del flujo de etanol en el canal es la siguiente:

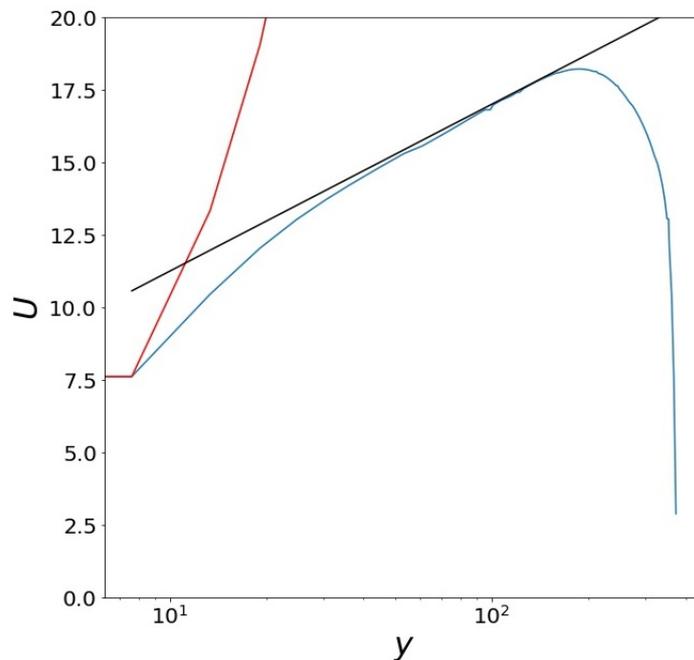


Figura 6.9: Ley de pared del caso etanol en el canal

La línea azul es la correspondiente a los cálculos LES, mientras que la roja y la negra son las líneas teóricas: la línea roja representa la zona lineal donde  $u^+ = y^+$ , y la línea negra representa la región logarítmica, donde  $u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B$ . Para mayor detalle se puede consultar la Sección 3.4 donde está explicado todo lo referente a la ley de pared.

Se puede observar en esta Figura 6.9 cómo la ley de pared del etanol en el canal se ajusta a las curvas teóricas, especialmente en la región logarítmica, por lo que fue suficiente para determinar que el flujo estaba lo suficientemente desarrollado como para mapear los datos al cilindro, que era la utilidad principal de ver la ley de pared en los casos del canal.

Más importante para el análisis del flujo es la ley de pared en los casos del cilindro. En la Figura 6.10 se muestra la del etanol. En ella, la curva calculada se ajusta en gran medida a las curvas teóricas, lo cual indica que cumple la ley y el flujo se ha calculado adecuadamente.

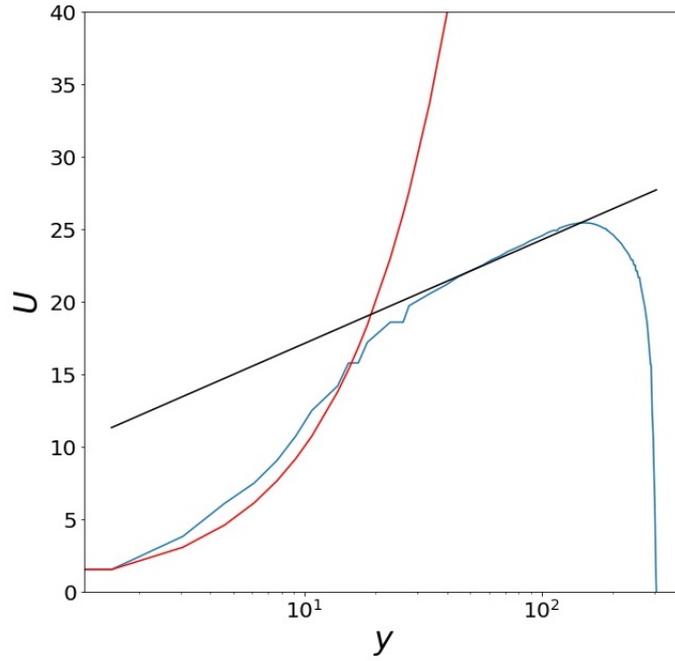


Figura 6.10: Ley de pared del caso etanol en el cilindro

A pesar de todo, se aprecian algunas pequeñas inestabilidades que pueden ser debidas a la malla, es decir, habría que utilizar una malla más fina y, por tanto, más recursos computacionales, para ver un mejor ajuste con la ley teórica y sin inestabilidades. Sin embargo, con el resultado obtenido es suficiente para corroborar los datos.

## Heptano

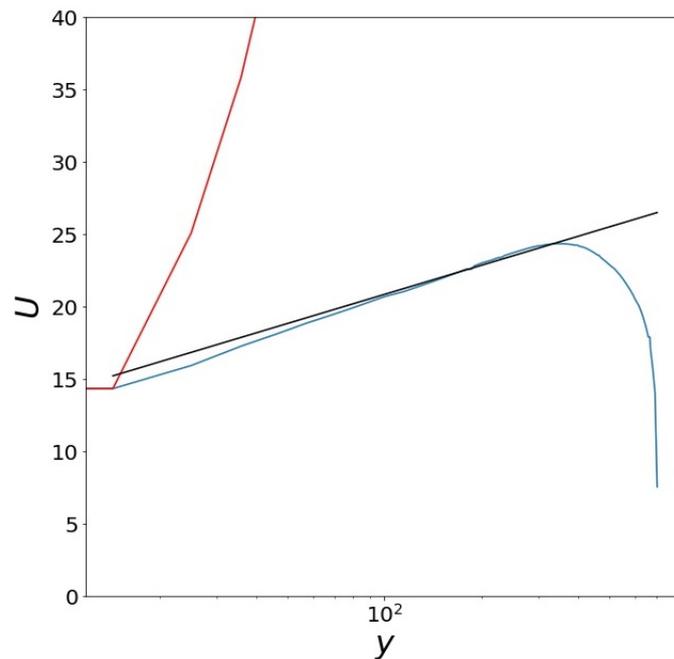


Figura 6.11: Ley de pared del caso heptano en el canal

De nuevo, se obtuvo la ley de pared en el canal, en este caso para el heptano, para comprobar si el flujo se había desarrollado lo suficiente como para poder mapear y trasladar los campos calculados hasta entonces al cilindro. El resultado es el de la Figura 6.11, que como se puede ver se ajusta de manera adecuada a las curvas teóricas, por lo que se consideró un desarrollo suficiente en el flujo como para empezar a calcular en el cilindro.

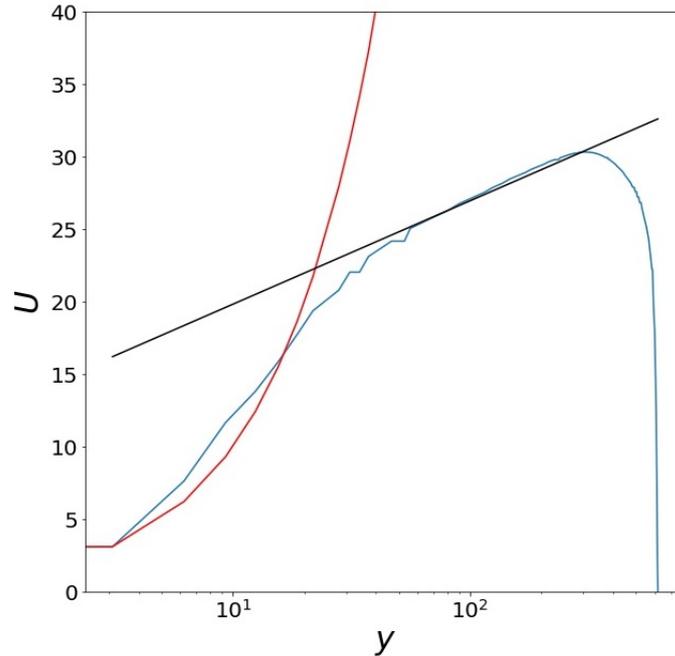


Figura 6.12: Ley de pared del caso heptano en el cilindro

Por su parte, la Figura 6.12 muestra la ley de pared del heptano para el caso de la geometría cilíndrica. En ella vemos, al igual que para el etanol, un mejor ajuste a la teoría respecto al caso del canal, lo que indica un mejor desarrollo del flujo. También en este caso se ajustan mejor las curvas tanto en zona lineal (rojo) como logarítmica (negro). Asimismo se aprecian las inestabilidades en la línea azul que no se aprecian en los casos de canal, debido a que el mallado en el caso del canal es mucho más fino que en el caso del cilindro.

Cabe destacar que cuando se cambia de combustible y con el fin de obtener adecuadamente la ley de pared en cada caso, hay que modificar ligeramente los parámetros  $\kappa$  y  $B$  de la ecuación de la ley logarítmica debido a que dependen del Reynolds del caso. Como el Reynolds de este caso es casi el triple que el del etanol, es necesario modificar dichas constantes para reproducir fielmente la ley en la gráfica.

### Isooctano

Por último se muestra el caso del isooctano, cuyo Reynolds está comprendido entre los dos combustibles anteriores, aunque es más cercano al del heptano, por lo que los resultados son más similares a este combustible. Los resultados de la ley de pared para los casos de canal y cilindro se muestran en las Figuras 6.13 y 6.14.

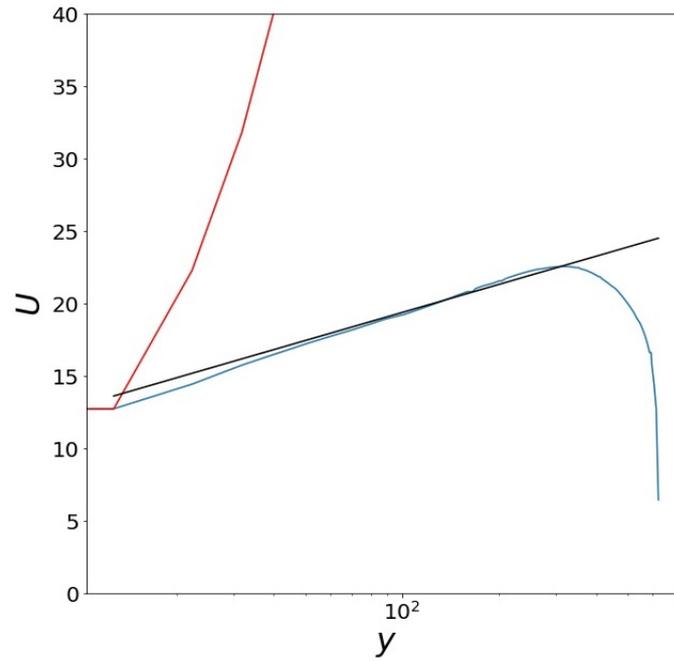


Figura 6.13: Ley de pared del caso isoctano en el canal

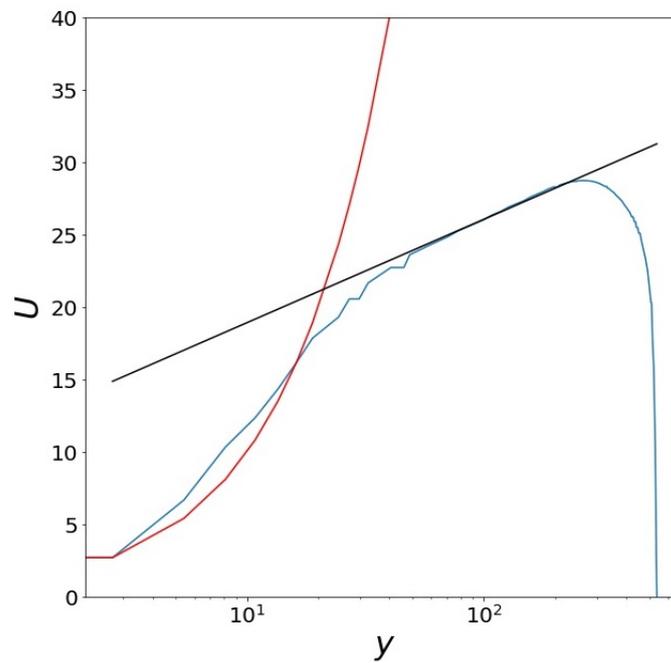


Figura 6.14: Ley de pared del caso isoctano en el cilindro

Como ya se ha explicado en los casos anteriores, la Ley de Pared en el canal sirvió como referencia para decidir si el flujo estaba lo suficientemente desarrollado como para mapear los datos al cilindro, que como puede verse sí lo está, mientras que la ley en el cilindro aporta una validación teórica de los cálculos realizados al comprobar que efectivamente se adapta de forma aproximada a las curvas teóricas al igual que en los casos anteriores de etanol y heptano.

## 6.2. Resultados de las simulaciones

Esta sección va a reflejar los resultados obtenidos, a partir de los datos de las simulaciones, de las diferentes variables del flujo que se han calculado y extraído del programa ParaView. Mediante estos resultados, se puede realizar una comparación tanto analítica como visual de los diferentes casos de flujo de combustible que se han estudiado en el presente Trabajo de Fin de Grado.

Tal y como se detalla en el apartado 5.6.2, las variables del flujo que se analizan para los diferentes casos son: los campos de velocidad (suma de la componente media más la pulsátil para cada salto temporal), los campos de velocidades pulsátiles, la vorticidad y las estructuras turbulentas que presentan los flujos.

En adelante, se procede a mostrar todos los resultados obtenidos para los tres casos de combustible en la geometría de la tobera cilíndrica, ya que en el canal no es importante analizar los resultados de las simulaciones más allá del desarrollo del flujo y el mapeo de datos que ya se explicó en su momento.

### 6.2.1. Campos de velocidad

En este apartado se van a mostrar los resultados referentes al cálculo de los campos de velocidad en cada flujo de combustible.

Se van a mostrar desde dos perspectivas diferentes: una desde la sección de salida de la tobera cilíndrica por donde el combustible saldría del orificio para comenzar a atomizar, y otra desde una sección longitudinal (obtenida mediante el filtro *clip* en ParaView) donde se aprecia todo el transcurso del combustible a través de la tobera para poder observar con detalle la evolución del combustible a su paso por el orificio. Ambas perspectivas permitirán ver las diferencias que existen entre los diferentes flujos.

Además, las imágenes que se van a mostrar son capturas del último *time step* calculado en las simulaciones, ya que es donde el flujo está más desarrollado y se pueden apreciar mejor las diferencias entre flujos.

Comenzando por la sección de salida de la tobera, los resultados obtenidos en cuanto a campo de velocidad son los siguientes:

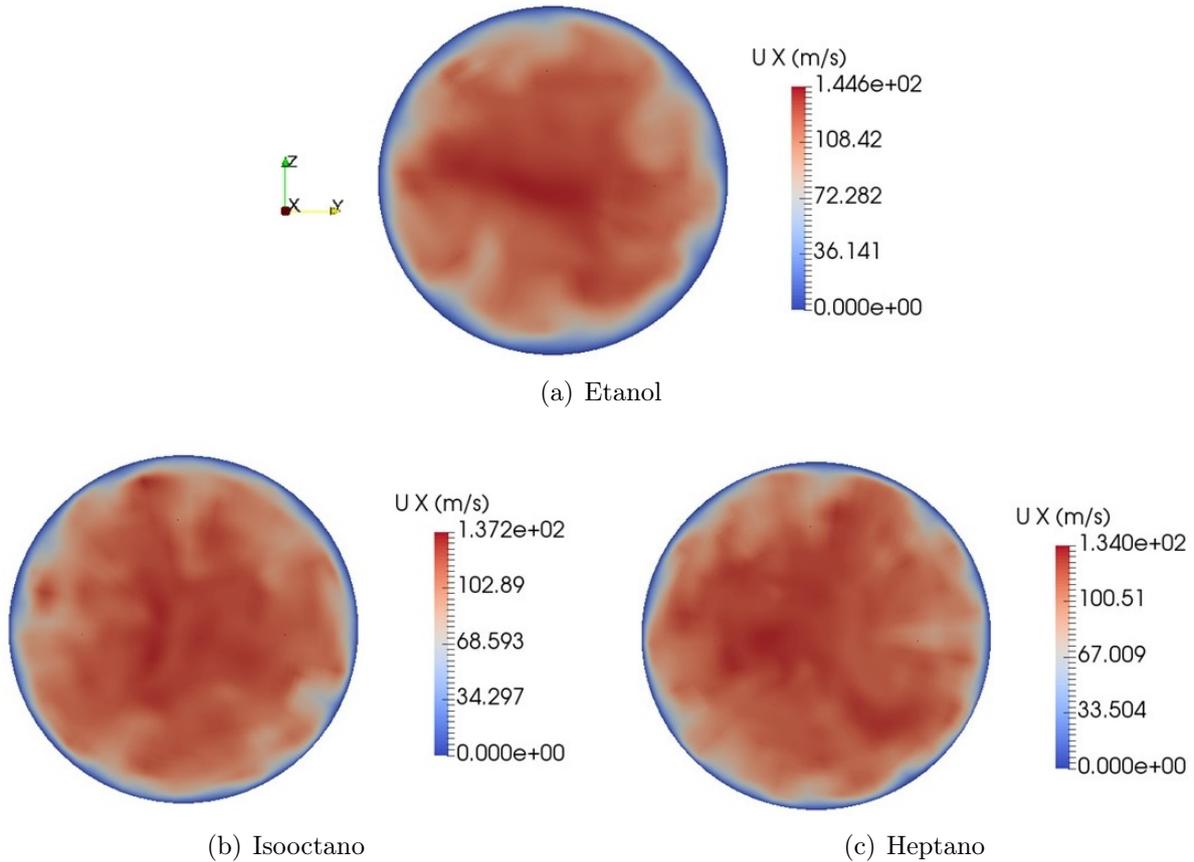


Figura 6.15: Campos de velocidad para el último *time step* en la sección de salida

A simple vista pueden verse las diferencias existentes entre los combustibles. Las figuras están ordenadas en orden creciente del Reynolds del combustible ( $Re_{etanol} < Re_{isooctano} < Re_{heptano}$ ). Esto puede adivinarse en las imágenes observando la estructura de estos perfiles de velocidad. En el caso del etanol se aprecia un perfil mucho más suave y uniforme, tornándose más heterogéneo conforme aumenta el Reynolds. Asimismo, las zonas de mayor y menor velocidad están mucho más mezcladas cuando hay Reynolds altos, mientras que en el caso del etanol son zonas más continuas y diferenciadas. Estos aspectos delatan el mayor desarrollo de turbulencia en el heptano e isooctano, como es lógico obedeciendo a Reynolds más altos. El hecho de que la velocidad máxima que se alcanza en el flujo sea mayor cuanto menor es el Reynolds puede ser debido a que los cambios de dirección más bruscos que existen en el flujo a altos Reynolds, debido a la mayor turbulencia, hacen que el fluido no alcance tanta velocidad en la dirección axial del conducto.

Se ha graficado la velocidad axial (eje  $x$ ) debido a que se trata de la dirección principal del flujo y, por tanto, será la componente de la velocidad más importante y en la que se aprecien más las diferencias.

Todas las diferencias comentadas pueden apreciarse con mayor detalle en la Figura 6.16 que muestra el desarrollo del flujo a lo largo de la tobera.

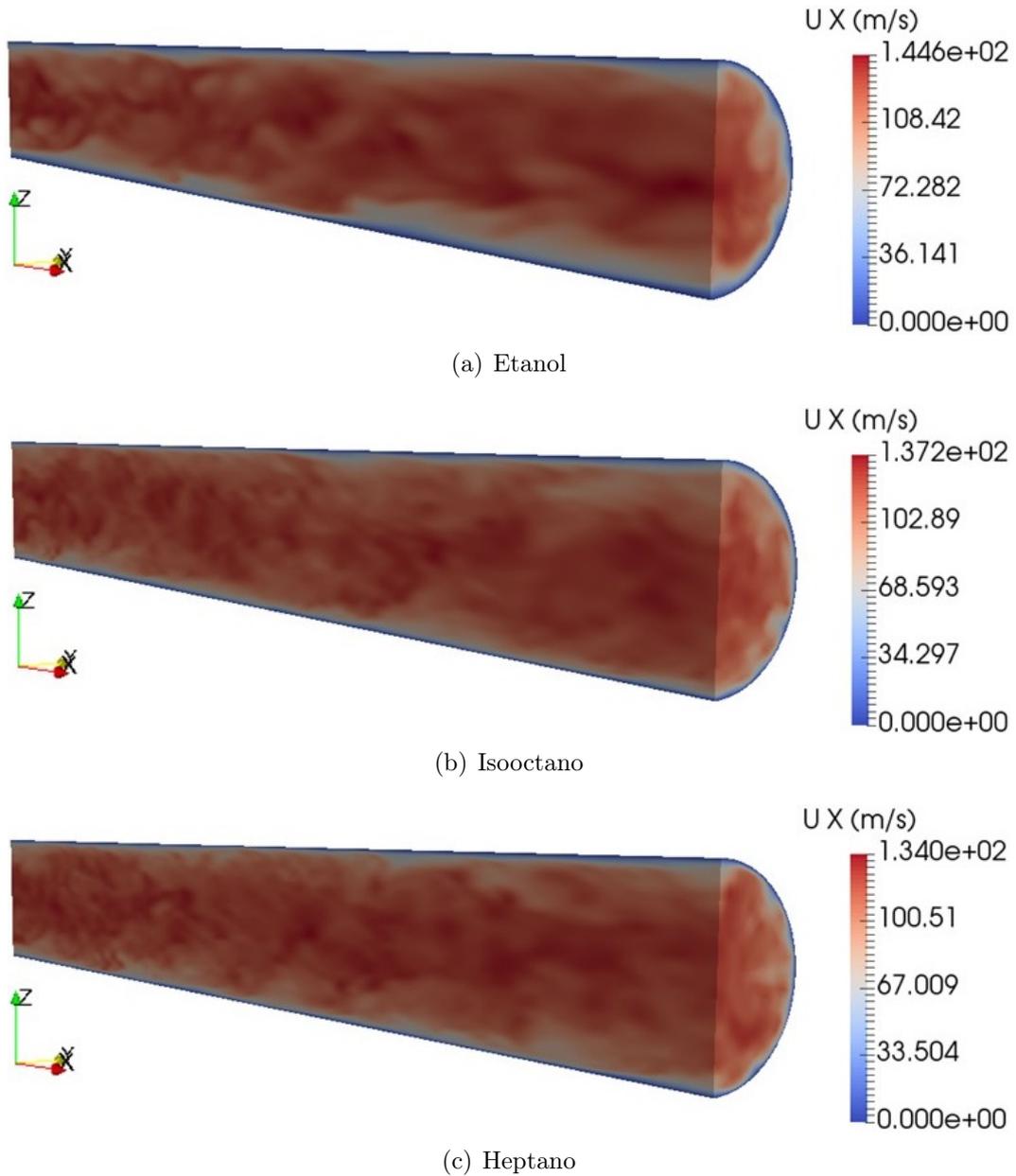


Figura 6.16: Campos de velocidad para el último *time step* a lo largo del conducto

### 6.2.2. Campos de velocidad pulsátil

Resulta muy interesante el estudio de la componente pulsátil de la velocidad en un flujo turbulento, ya que es la componente aleatoria de la velocidad y, como tal, puede proporcionar una idea del grado de turbulencia y su distribución dentro del flujo.

Al igual que para el caso de la velocidad en su magnitud, se van a mostrar las perspectivas de la sección de salida y de la sección longitudinal de la tobera, donde se puede realizar una buena comparación, para el último *time step* calculado.

Las imágenes de la sección de salida de la tobera se recogen en la Figura 6.17.

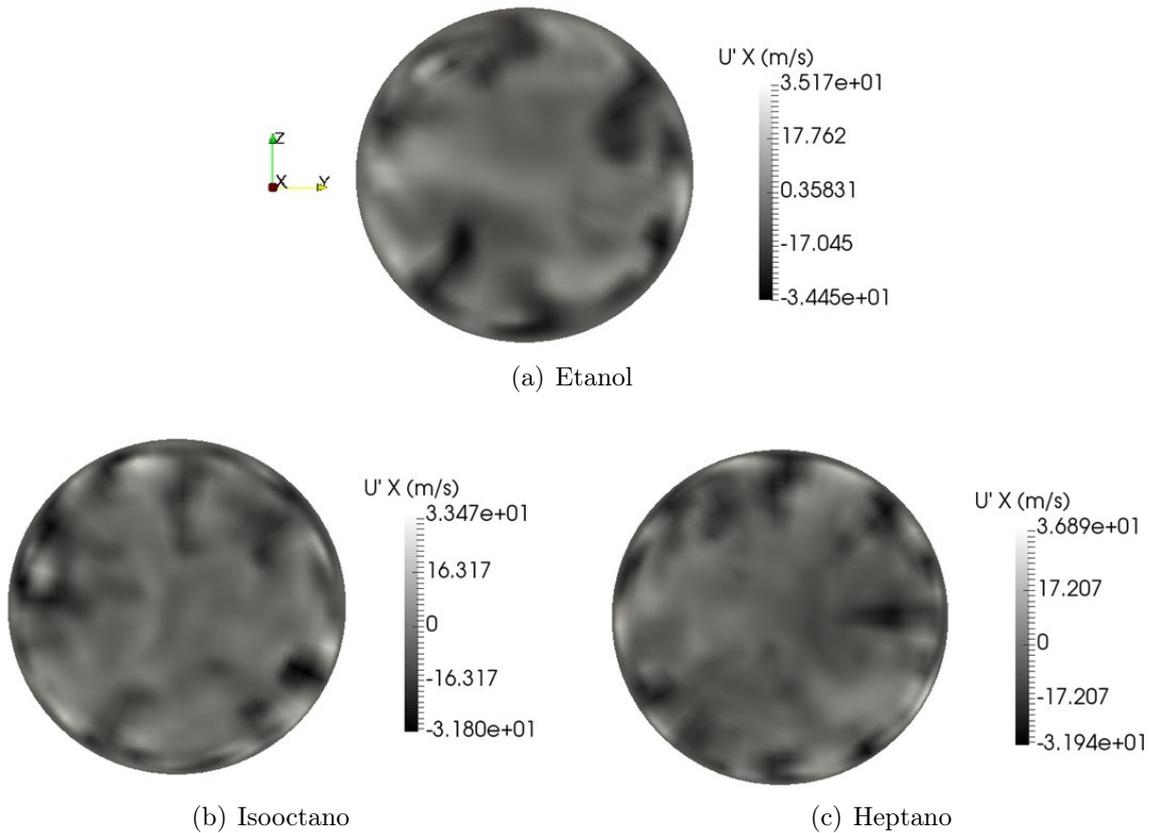


Figura 6.17: Campos de velocidad pulsátil para el último *time step* en la sección de salida

De nuevo las diferencias son muy evidentes entre los casos, en especial entre el etanol y el heptano que es donde existe un salto de Reynolds más grande. En primer lugar, aclarar que el hecho de que haya velocidades positivas y negativas es porque se está cuantificando una velocidad instantánea (varía en cada instante de tiempo), y por ello puede ser una velocidad en dirección positiva del eje  $x$  o negativa. Gracias a esto, el flujo puede girar y cambiar de dirección aleatoriamente provocando continuos arrastres del flujo que generan estructuras rotativas o vórtices.

El tamaño de los vórtices mencionados en el párrafo anterior puede intuirse en estas figuras, donde vemos que en el caso del etanol existe un campo de velocidad instantánea con zonas grandes y definidas que darán lugar a vórtices más grandes y con ello estructuras turbulentas de mayor tamaño dentro del flujo. Por el contrario, conforme avanza el Reynolds se ve cómo el campo de velocidad instantánea es más aleatorio y menos definido, coexistiendo con ello vórtices grandes y pequeños que darán lugar a estructuras de un mayor rango de tamaños.

En las secciones longitudinales representadas en la Figura 6.18 se sigue apreciando la tendencia explicada en los párrafos anteriores pero con mayor claridad. Se intuye en el flujo del etanol una progresión mucho más tranquila con variaciones menos bruscas en la dirección del flujo, mientras que en los casos de isooctano y especialmente heptano, se ve cómo el flujo se mezcla mucho más, teniendo una progresión mucho más abrupta, esto es, se desarrolla una mayor turbulencia.

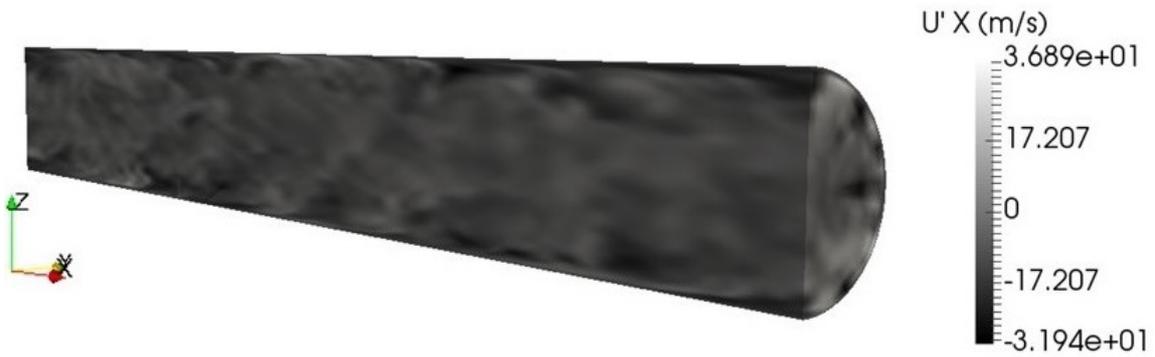
Hay que destacar que si se representaran los campos de velocidad media de los tres combustibles en un mismo instante de tiempo, se vería que son prácticamente iguales, lo que lleva a asegurar que es la velocidad instantánea representada en este apartado la que genera las diferencias en los flujos de los diferentes combustibles que podían apreciarse en los campos de velocidad absoluta representados en el apartado 6.2.1.



(a) Etanol



(b) Isooctano



(c) Heptano

Figura 6.18: Campos de velocidad pulsátil para el último *time step* a lo largo del conducto

### 6.2.3. Vorticidad

El estudio de la vorticidad y su visualización permite cuantificar los movimientos rotacionales del fluido que se explicaban en el apartado anterior y ver en qué zonas son estos movimientos más intensos.

En este apartado se va a mostrar los resultados de vorticidad, además de en las mismas perspectivas de los apartados anteriores, con dos rangos de valores diferentes: un rango de valores más amplio que corresponde al rango de vorticidad del heptano, que es el que mayor Reynolds tiene, y un rango de valores intermedio correspondiente al isoctano.

El objetivo de esto es comparar de diferentes maneras la vorticidad en los tres casos de combustible. Por un lado, con el rango alto, se puede ver una comparación numérica viendo las diferencias de valores que existen entre los casos de mayor y menor Reynolds. Por otro lado, con el uso del rango intermedio se consigue una comparación más visual, ya que los colores están más marcados y se puede ver las diferencias de las zonas de vorticidad y su composición de manera más intuitiva.

Dicho esto, se representa en primer lugar en las Figuras 6.19 y 6.20 la comparación entre casos con el rango de valores alto.

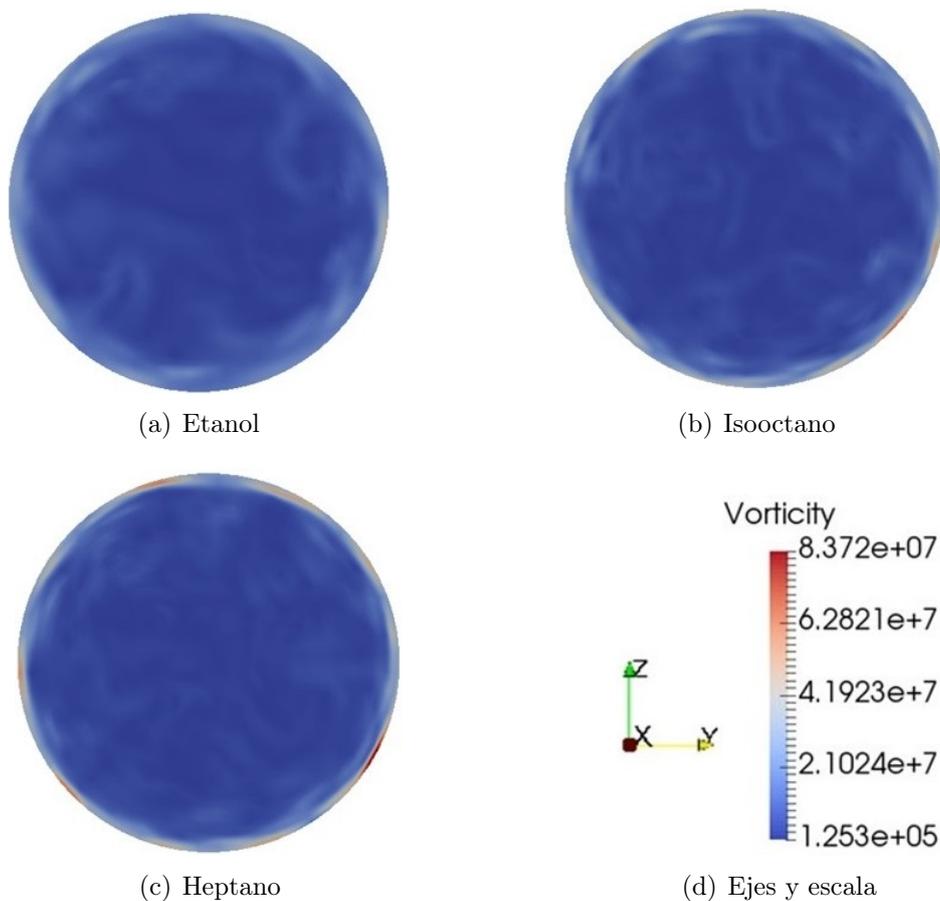


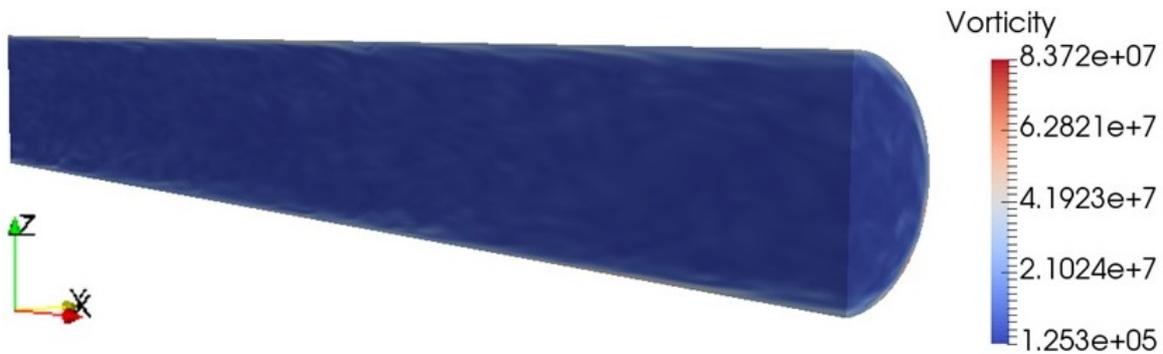
Figura 6.19: Vorticidad para el último *time step* en la sección de salida (rango alto)

Destacar que el hecho de colocar la escala y los ejes en una figura aparte es porque es común para todos los casos, luego no es necesario repetirla en todas las imágenes. En adelante si sucede lo mismo es por este motivo.

Como se puede ver, la vorticidad en el caso del heptano es mucho mayor que en caso del etanol, del orden del doble en cuanto a magnitud, dado que la máxima en el etanol es del orden de  $4 \cdot 10^7$  mientras que en el heptano es del orden de  $8 \cdot 10^7$ . En su caso, el isooctano también alcanza zonas de vorticidad máxima del orden de magnitud del heptano, pero en menos zonas. Estos datos demuestran la mayor turbulencia del flujo de heptano, que posee mucho más flujo rotacional el cual desordena el flujo principal y da lugar a estructuras turbulentas, y la importancia del número de Reynolds en ese aspecto.



(a) Etanol



(b) Isooctano



(c) Heptano

Figura 6.20: Vorticidad para el último *time step* a lo largo del conducto (rango alto)

Aquí, aunque se empleen la misma escala y ejes no se colocan en una figura a parte igual que antes por no ocupar espacio innecesariamente.

En las Figuras 6.21 y 6.22 se muestra la comparación con el rango de valores intermedio para mostrar imágenes más visuales y llamativas que permitan analizar de forma cualitativa la vorticidad.

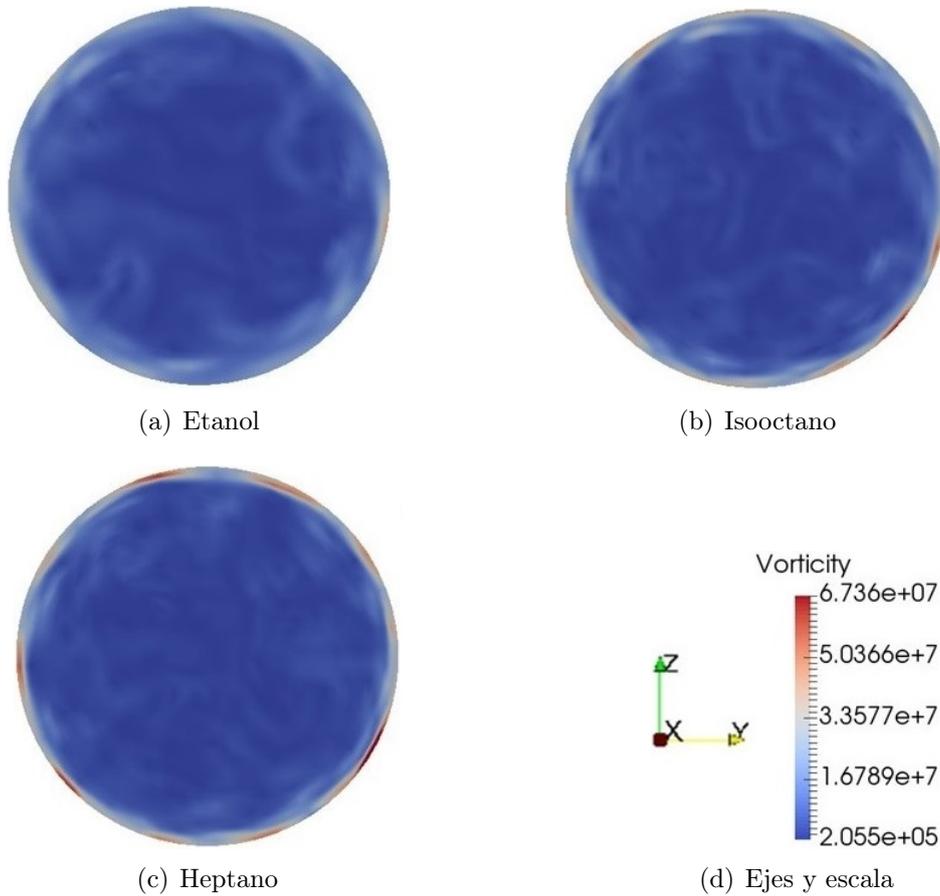


Figura 6.21: Vorticidad para el último *time step* en la sección de salida (rango medio)

En el caso de estas figuras, se ve mucho más claramente las zonas de vorticidad elevada, con lo cual pueden identificarse y describirse mejor que en las imágenes de rango alto.

Se aprecia con claridad que en el caso del etanol las zonas de vorticidad alta se muestran como líneas bastante prolongadas y de un color similar, lo que demuestra que son zonas alargadas y similares en magnitud, es decir, muy uniformes. En los casos de isooctano y heptano, sobre todo este último, las zonas de vorticidad elevada se ven mucho más esparcidas por toda la geometría y con zonas tanto pequeñas como grandes, lo que indica que existe vorticidad de diferentes rangos y que está más extendida por todo el dominio, lo que hará que el flujo cambie más su dirección y sea más aleatorio, cosa que coincide con los datos analizados en los campos de velocidad. Esto además provocará que las estructuras turbulentas sean de mayor tamaño en el caso del etanol, mientras que en los casos de mayor Reynolds estas estructuras tendrán una mayor variedad de tamaños.

Otro aspecto importante a recalcar es que las zonas de mayor turbulencia (resaltadas en rojo) son las zonas más cercanas a la pared, y esto ocurre en todos los casos. Esto es debido a la interacción con la pared que hace que el flujo cambie más de dirección y se torne más caótico. Este dato indica que en zonas cercanas a la pared la turbulencia va a ser mayor y será el lugar en el que se puedan ver más cantidad de estructuras, cosa que se analiza en el apartado siguiente.

La Figura 6.22 corrobora todo lo analizado en este apartado, sobre todo en cuanto a la forma y distribución de la vorticidad a través del dominio.



(a) Etanol



(b) Isooctano



(c) Heptano

Figura 6.22: Vorticidad para el último *time step* a lo largo del conducto (rango medio)

### 6.2.4. Visualización de estructuras

En última instancia se va a mostrar los resultados de la visualización de estructuras turbulentas detectadas gracias al método *Lambda2* explicado en el apartado 4.2.4.

Gracias a la visualización de estructuras se va a corroborar lo visto en los apartados anteriores de esta sección de resultados, ya que se puede ver cómo son y dónde se sitúan las estructuras principales que aparecen en cada flujo de combustible por la tobera de inyección.

En primer lugar, la Figura 6.23 muestra las estructuras identificadas para cada caso desde una visión de la sección de salida de la tobera.

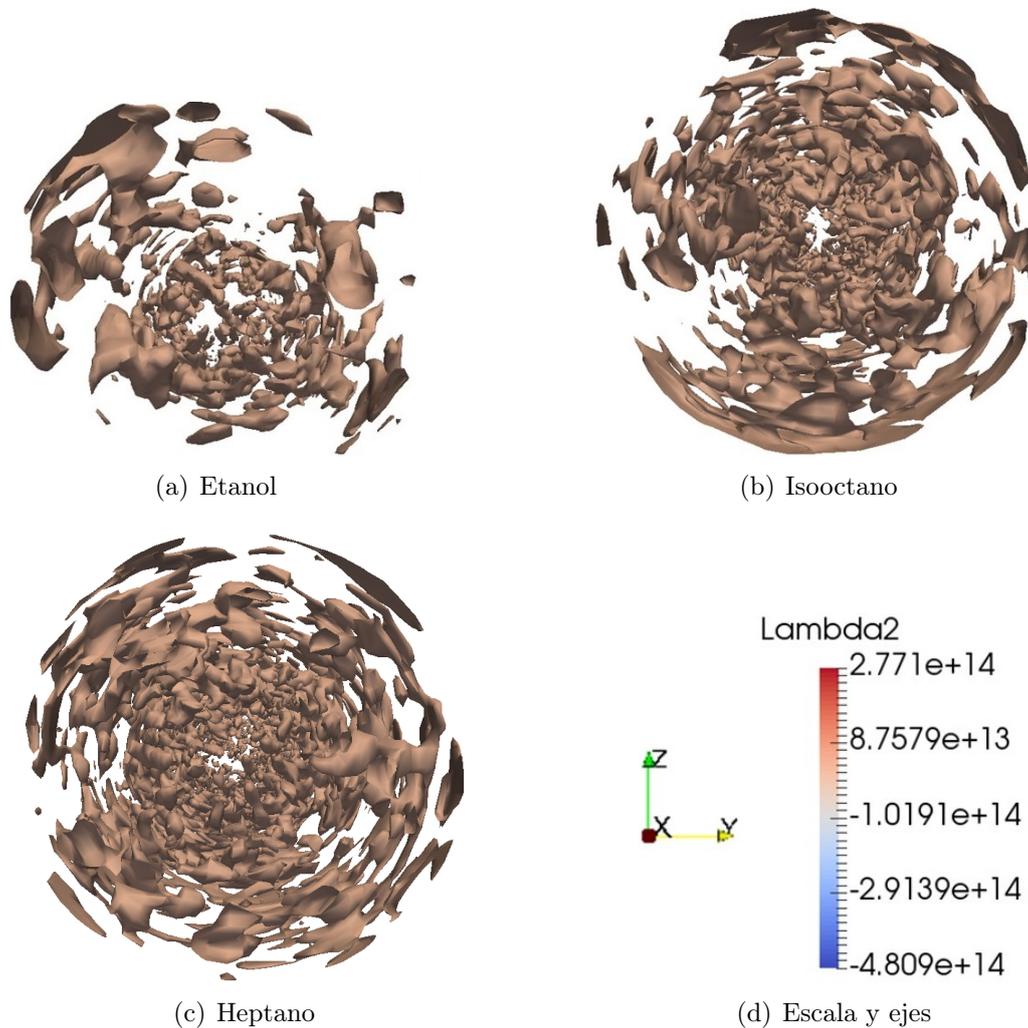
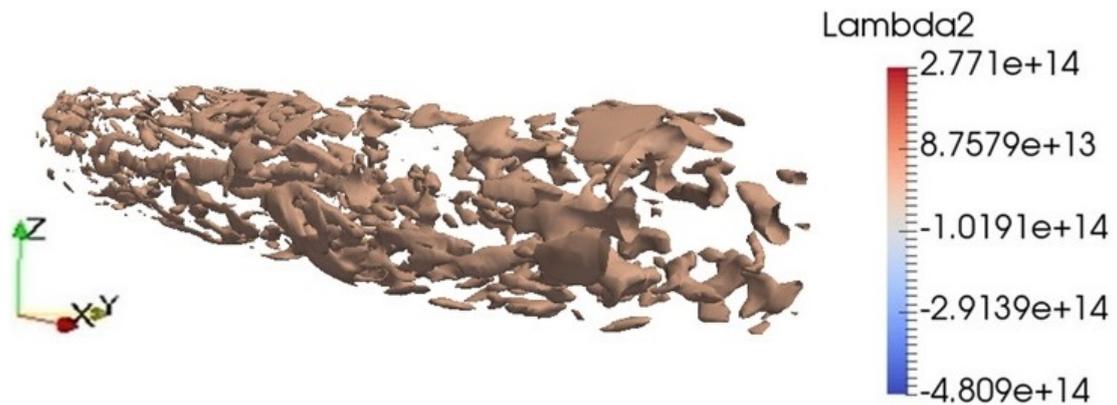


Figura 6.23: Visualización de estructuras para el último *time step* en la sección de salida

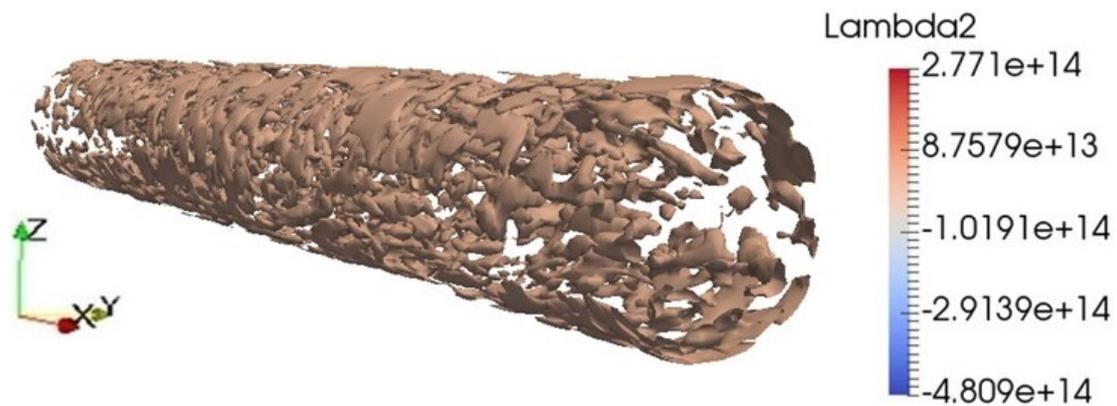
Con estas imágenes ya se puede ver que se cumple lo explicado en el apartado de vorticidad. Salta a la vista la gran diferencia existente entre el etanol y los otros dos combustibles. Como se ve, en el caso del etanol aparecen muchas menos estructuras y de mayor tamaño en general que en el isooctano y heptano.

También llama la atención el rango de escalas (tamaños) entre los casos. En el etanol son estructuras en su mayoría grandes cerca de la pared, coexistiendo con alguna más pequeña en el centro del conducto. Sin embargo, en los casos de mayor Reynolds es evidente el amplio rango de tamaños que coexisten, tanto en la pared como en zonas cercanas al centro del conducto.

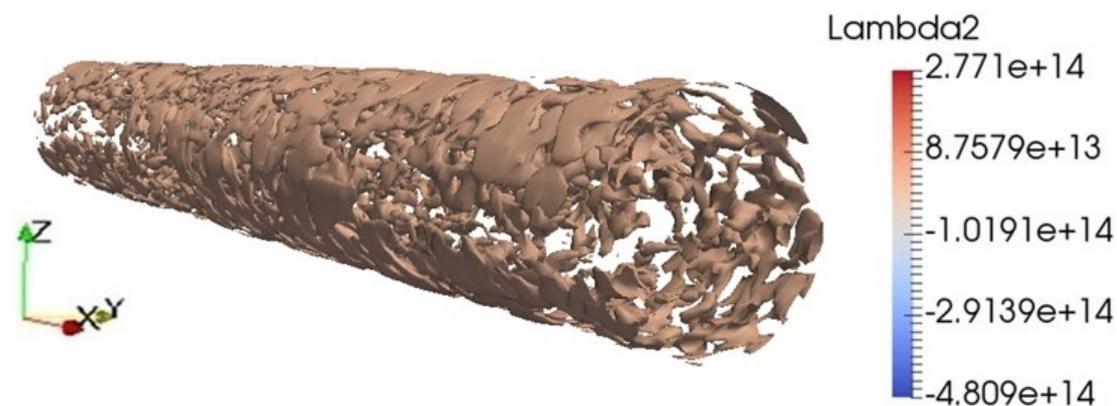
La Figura 6.24 muestra las estructuras desde una visión global de la tobera.



(a) Etanol



(b) Isooctano



(c) Heptano

Figura 6.24: Visualización de estructuras para el último *time step* a lo largo del conducto

En esta serie de imágenes podemos ver otro aspecto muy interesante que también apoya lo argumentado en la sección de vorticidad. A parte de que también se aprecia la enorme diferencia entre casos en cuanto a cantidad de estructuras y rango de tamaños, especialmente entre etanol y heptano, se ve claramente que la mayoría de estructuras, sobre todo en los casos de alto Reynolds, se encuentran en las proximidades de la pared, corroborando lo visto en las imágenes de la vorticidad, donde se mostraba que las zonas de mayor vorticidad eran las zonas cercanas a la pared. Así pues, se puede comprobar que hay un mayor número de estructuras en zonas cercanas a la pared que en zonas más cercanas al centro del conducto. De esta manera, los resultados expuestos en este capítulo muestran coherencia entre ellos.



# Capítulo 7

## Repercusión en la atomización

Este séptimo capítulo se redacta con el objetivo de demostrar la influencia que tiene lo estudiado en este Trabajo de Fin de Grado sobre el proceso de atomización. Se van a mostrar los resultados obtenidos con simulaciones DNS (*Direct Numerical Simulation*), realizadas a partir de los datos obtenidos en este trabajo, de dos casos de combustibles diferentes, con el fin de poder comparar lo que ocurre en ambos casos. De este modo se va a poder comprobar de una manera cualitativa y visual la importancia que tiene el desarrollo del flujo interno en toberas de inyección sobre el posterior proceso de atomización del combustible que condicionará a su vez la mezcla con el aire y la eficiencia de la combustión.

### 7.1. Influencia del flujo interno en la atomización del combustible

A partir de los resultados obtenidos en este trabajo mediante simulaciones LES y que se presentan en el Capítulo 6 de este informe, se han realizado dos simulaciones DNS en el supercomputador *MareNostrum* para los casos de Etanol ( $Re = 5925$ ) e Isooctano ( $Re = 12420$ ). Como resultado de estas simulaciones, se va a mostrar una imagen de cada caso donde se puede ver el chorro que se obtiene para cada combustible.

Con estas imágenes se puede realizar una comparación rápida entre ambos casos, cosa que resulta de interés al haber una diferencia grande en el número de Reynolds. Con ello, se puede demostrar y explicar la influencia del desarrollo del flujo en el interior de las toberas de inyección sobre el importante proceso de la atomización del combustible.

A continuación se van a mostrar las imágenes de los chorros que se han obtenido. Estas pueden verse en la Figura 7.1 y 7.2.

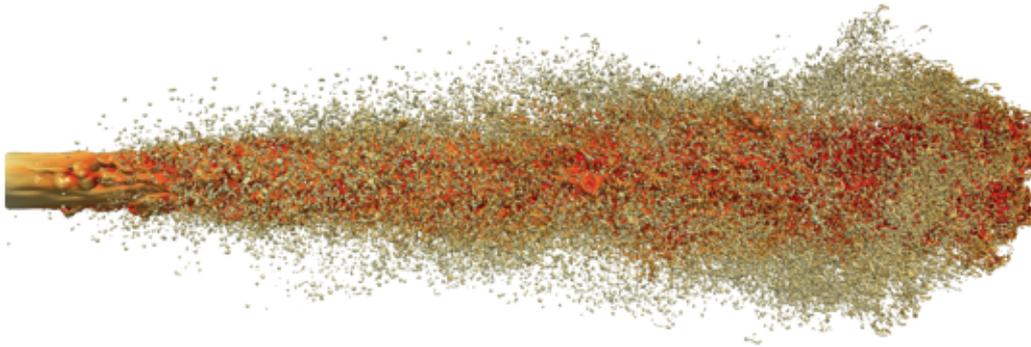


Figura 7.1: Chorro de etanol calculado mediante DNS

En el caso del chorro de etanol, cabe destacar que el dominio se ha dividido en celdas de  $2,3 \mu m$ , obteniendo un total de 268 millones de celdas.

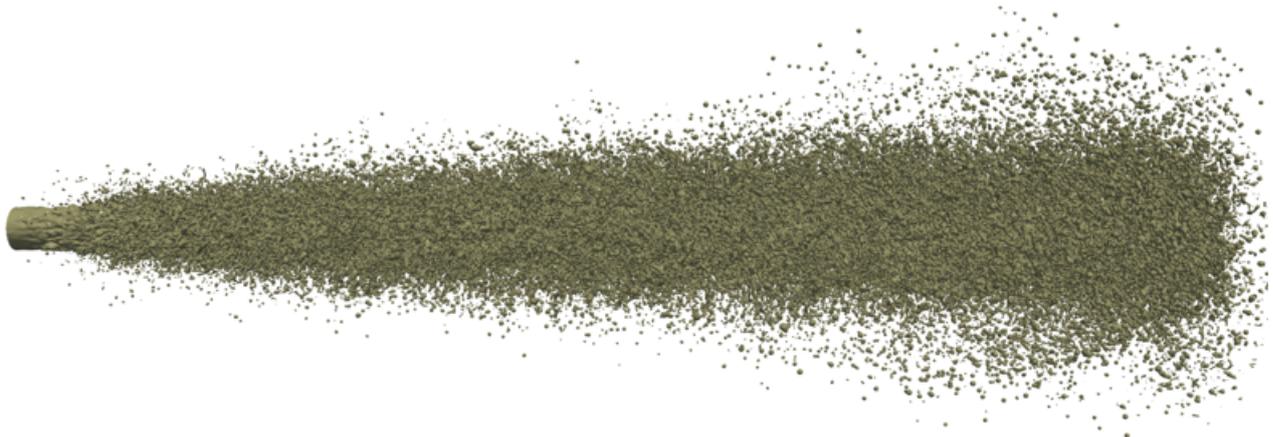


Figura 7.2: Chorro de isooctano calculado mediante DNS

Por su parte, el dominio del chorro de isooctano se ha dividido en celdas de  $1,56 \mu m$ , obteniendo un total de 1.600 millones de celdas.

Las diferencias en la apariencia de ambos chorros se aprecian a simple vista. En este trabajo se va a realizar una pequeña comparación del aspecto macroscópico del chorro, puesto que para hacer comparaciones a nivel interno se deben hacer otros cálculos y realizar un extenso trabajo de postprocesado que no entra en los planes del presente proyecto, pero sí puede hacerse como un estudio posterior de carácter investigador.

Se distinguen dos principales diferencias en el aspecto macroscópico de los chorros de etanol e isooctano:

- Por un lado la **longitud intacta externa** del chorro, que es sensiblemente mayor en el caso del etanol, lo que indica que cuanto mayor Reynolds se tenga, el chorro va a comenzar a atomizar más cerca del orificio de salida de la tobera de inyección, cosa que, como se vio en la Sección 2.3, indica que se alcanza un régimen de atomización más desarrollado y, por tanto, la atomización será mayor.

- Por otro lado, la **distribución de las gotas** formadas es muy diferente. En el caso del iso octano se ve como el chorro se ha descompuesto casi completamente en gotas, dando lugar a una cantidad de gotas mucho mayor que en el caso del etanol, en el que se puede ver que no todo el chorro se ha descompuesto en gotas, pudiéndose apreciar la vena líquida a través de éstas. Lo descrito aquí confirma la mayor atomización que existe en el caso del iso octano en comparación con el etanol.

Con esta comparación realizada, se llega a la conclusión de que cuanto mayor número de Reynolds se tenga, mayor y más eficiente va a ser la atomización. Esto se puede enlazar con lo estudiado en este trabajo a través del análisis de la turbulencia en el flujo interno del combustible realizado en el Capítulo 6. En él se decía que a mayor número de Reynolds el flujo alcanzaba un régimen más caótico, indicando una mayor turbulencia del flujo, cosa que se corroboraba con las imágenes de la vorticidad y, sobre todo, de las estructuras turbulentas presentes en el flujo, que poseía un rango de escalas mucho mayor conforme aumentaba el Reynolds, confirmando así el aumento de turbulencia con el Reynolds.

Tal y como se dijo, la turbulencia es un mecanismo importante para que se lleve a cabo el proceso de atomización, y así se ha podido corroborar en este proyecto mediante las imágenes presentadas en este capítulo, que sirven como complemento y apoyo al estudio principal realizado en los capítulos anteriores y que sirven también como muestra de la importancia que tiene el estudio del flujo interno con respecto al proceso de atomización.

Destacar por último que las simulaciones DNS realizadas para obtener los resultados de las Figuras 7.1 y 7.2 se han calculado empleando los resultados de flujo interno analizados en el presente Trabajo de Fin de Grado como condiciones de contorno iniciales. De ahí radica la influencia del trabajo aquí realizado en los posteriores cálculos e investigaciones, por lo que se puede decir que, en parte, se ha contribuido con las futuras investigaciones que en este ámbito realizará el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos.



# Capítulo 8

## Conclusiones y desarrollos futuros

En este octavo y último capítulo del documento Memoria del presente Trabajo de Fin de Grado se van a exponer las principales conclusiones extraídas del desarrollo del proyecto así como del análisis de los resultados estudiado en los capítulos anteriores. Además, se comentan brevemente las posibles aplicaciones o desarrollos futuros a los que el presente trabajo puede conducir con el fin de completar su utilidad como un estudio de investigación en el campo del flujo interno y la atomización de combustible en sistemas de inyección.

### 8.1. Conclusiones

A raíz de la realización de este trabajo y de los resultados obtenidos se han extraído las siguientes conclusiones:

- El estudio del flujo interno en toberas de inyección se confirma como un paso previo necesario al estudio del fenómeno de atomización, ya que dicho fenómeno depende fuertemente del desarrollo del flujo dentro del conducto y de su comportamiento en términos de turbulencia.
- El comportamiento del flujo de combustible se ve influenciado en gran medida por los efectos de la pared del conducto. Cerca de ella el flujo es ralentizado y perturbado, lo que provoca una mayor intensidad turbulenta en esta zona, que es donde se genera la turbulencia para posteriormente propagarse por el resto del flujo.
- La influencia del número de Reynolds en el comportamiento del flujo es muy destacable, encontrando enormes diferencias entre el número de Reynolds más bajo que se ha estudiado (etanol) y el más alto (heptano) tanto en los campos de velocidad como en la generación de vórtices y estructuras turbulentas. Se ha podido observar que triplicando el Reynolds el flujo experimenta un comportamiento mucho más caótico y posee un número de estructuras muy superior, así como ocurre con el rango de tamaños de escalas turbulentas.

- Con todo ello, y viendo los resultados tanto de las simulaciones LES como DNS, se puede esperar que el combustible que mejor atomizará tras salir del orificio de inyección será el de mayor Reynolds, el heptano, ya que es el caso de flujo que mayor turbulencia desarrolla y ésta, encuadrada como un factor que potencia la atomización primaria de un combustible, será la que favorezca dicho fenómeno.

## 8.2. Desarrollos futuros

En el Capítulo 7 se puede ver un ejemplo de estudio o aplicación posterior al presente Trabajo de Fin de Grado, es decir, el cálculo de posteriores simulaciones DNS a partir de los resultados obtenidos con las simulaciones LES que en este trabajo se han realizado.

Sin embargo, en el capítulo mencionado únicamente se analizan los chorros de un modo macroscópico, esto es, se analiza su aspecto externo y la influencia que el número de Reynolds y por ende la turbulencia tienen sobre la morfología del chorro.

Una aplicación futura que se puede desarrollar a partir del estudio aquí realizado es, además de lo expuesto en el Capítulo 7, estudiar los chorros a nivel interno. Se podría, a partir de cálculos y rutinas de postprocesado más extensas, estudiar ciertos parámetros del chorro a nivel interno como por ejemplo la longitud intacta interna, que hace referencia al momento en el que deja de haber continuidad en la vena líquida del combustible en el eje del chorro, que es un parámetro muy indicativo del desarrollo de la atomización.

Del mismo modo, se podría hacer un estudio de la distribución de las gotitas en las que se rompe la vena líquida de combustible, así como determinar los tamaños que éstas alcanzan. De este modo, se podría tratar de confirmar la influencia que el número de Weber tiene sobre las gotas y sus tamaños de un modo similar a lo que se ha hecho en este trabajo con el número de Reynolds y sus efectos en la turbulencia y consecuentemente en la atomización.

Con todo lo expuesto en esta sección, es evidente que la realización de este Trabajo de Fin de Grado deja una extensa línea de investigación abierta que puede continuarse mediante técnicas computacionales más costosas y rutinas de postprocesado más complejas, pero que pueden permitir adquirir una información valiosa en el ámbito de la inyección con el fin de arrojar un poco más de luz al sin duda complejo fenómeno de la atomización de combustibles líquidos.

## Parte II

# PLIEGO DE CONDICIONES



---

## Introducción

En este documento se exponen los requisitos técnicos y legales por los que ha de regirse el trabajo. El hecho de cumplir estas condiciones garantizará un correcto desarrollo del trabajo.

El trabajo ha consistido en un estudio computacional del flujo interno en toberas de inyección mediante simulaciones numéricas de tipo LES con el propósito de estudiar el comportamiento del flujo interno y el desarrollo de la turbulencia en distintas condiciones de Reynolds y poder comprobar así su influencia en el proceso de atomización. Puesto que no se han realizado en ningún momento ensayos experimentales no será necesario añadir en este documento las condiciones facultativas y de seguridad correspondientes.

Se evaluarán por tanto aspectos relacionados con el equipo de trabajo, incluyendo los software utilizados, y con el puesto de trabajo.

## Condiciones de los equipos de trabajo

El objeto de esta sección es presentar las características que poseen los equipos de trabajo empleados, así como los software utilizados durante el desarrollo del proyecto.

### Equipos de trabajo

Durante la realización del trabajo se ha utilizado un ordenador propio desde donde se ha dirigido todo y se ha realizado este informe, y además se ha utilizado, de forma remota y controlando desde el ordenador propio, una de las estaciones del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos que se ha empleado principalmente para la realización de cálculos y almacenamiento de datos.

- **Ordenador propio:** se trata de un ordenador portátil *MSI GE63 7RD Raider* desde el que se han realizado todas las operaciones, incluso el manejo remoto de la estación de cálculo. Sus características son:
  - Procesador Intel Core i7-7700HQ+HM175 (2.8 GHz, 6 MB)
  - Memoria RAM 16GB DDR4
  - Unidad de almacenamiento de 1TB
  - Unidad de almacenamiento de 256GB SSD
  - Tarjeta gráfica Nvidia GeForce GTX 1050 Ti 4GB GDDR5
  - Sistema operativo Windows 10
  - Teclado integrado
  - Ratón inalámbrico
  - Monitor integrado 15.6"FHD (1920\*1080)

- 
- **Estación de cálculo:** se trata de la máquina del CMT empleada sobre todo para el desarrollo de las simulaciones y el almacenamiento de los datos. Sus características son:
    - Procesador Intel Xeon CPU E5-2620v4 2.10 GHz 8 cores con 16 procesos.
    - Memoria RAM 64GB DDR3.
    - Una unidad de almacenamiento de 4TB.
    - Sistema operativo Ubuntu 16.
    - Tarjeta gráfica Nvidia Quadro P600

## Software utilizado

Los programas utilizados para el desarrollo del trabajo han sido los siguientes:

- Microsoft Office: para el cálculo de datos y edición de gráficas en Excel y realización de presentaciones en PowerPoint.
- TeamViewer: para el manejo de ordenadores de forma remota.
- VirtualBox: para la creación de máquinas virtuales y poder utilizar el sistema operativo Ubuntu 14 en el ordenador propio.
- OpenFOAM: para la configuración de los diferentes casos de estudio y el cálculo de simulaciones.
- ParaView: para la gestión de resultados y elaboración de material gráfico.
- Spyder (Anaconda): para la gestión de resultados y elaboración de material gráfico.
- TexMaker: para la redacción del presente documento.

## Condiciones del puesto de trabajo

Debido al perfil computacional característico de este tipo de trabajos, el realizador puede verse sometido a una serie de circunstancias que pueden conllevar consecuencias tanto en su rendimiento como en su propia salud. Es por ello que resulta importante cuidar ciertos aspectos que eviten riesgos de sufrir estrés, fatiga, dolores, etc.

La normativa que regula las condiciones de trabajo en este ámbito se recoge en el Real Decreto 488/1997 del 14 de abril, sobre las disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización. Es por ello que se toma como marco de referencia para prevenir riesgos laborales como los relacionados con la seguridad eléctrica o los situados directamente en el puesto de trabajo (ruido, iluminación, temperatura y fatiga física y mental).

Existen unas condiciones que deben cumplirse en aquellos puestos de trabajo en los que se desempeñen labores de este tipo. En adelante, se explican las que se consideran de mayor relevancia:

- 
- **Condiciones constructivas:** el lugar de trabajo debe facilitar el control de las situaciones de emergencia, como un incendio, y posibilitar la rápida y segura evacuación del trabajador.
  - **Orden, limpieza y mantenimiento:** las zonas de paso deben permanecer libres de obstáculos de forma que sea posible utilizarlas en todo momento. Además las instalaciones del puesto deberán ser sometidas a mantenimiento periódico. También se deben eliminar con rapidez los desperdicios y las manchas que contaminen el ambiente de trabajo.
  - **Condiciones ambientales:** la exposición del trabajador a las condiciones ambientales no deberá suponer un riesgo para su seguridad y salud. A tal efecto, deberán evitarse las temperaturas y humedades extremas, así como corrientes de aire molestas, olores desagradables y radiación solar prolongada.
  - **Iluminación:** la iluminación deberá ser suficiente para que el trabajador disponga de las condiciones de visibilidad adecuadas para desarrollar sus actividades sin riesgo para su seguridad y salud. Siempre que sea posible la luz debe ser natural, complementada con luz artificial cuando la natural no sea suficiente. Además ningún tipo de iluminación debe producir deslumbramientos. Para ello se recomienda que la pantalla del ordenador quede paralela a la ventana, no de frente ni de espaldas. También se pueden controlar los deslumbramientos mediante persianas o cortinas.
  - **Servicios higiénicos y locales de descanso:** dependiendo del tipo de actividad a realizar deberán existir unas instalaciones para que el trabajador tenga privacidad y pueda descansar en su tiempo libre. Además los lugares de trabajo dispondrán de agua potable en cantidad suficiente y accesible.
  - **Material y locales de primeros auxilios:** los lugares de trabajo deberán disponer del material o de locales necesarios para la prestación de primeros auxilios a los trabajadores accidentados. El material de primeros auxilios deberá revisarse periódicamente y reponerse en el caso de su utilización.
  - **Condiciones de temperatura y humedad:** El confort térmico es muy dependiente de la persona y varía según un gran número de factores como: la temperatura, la humedad, la velocidad del aire, la temperatura de las paredes y suelos, la actividad desempeñada así como de la vestimenta. Es por eso que en un intento de normalizar una serie de rangos de temperaturas, en el Real Decreto 488/1997 se establecieron una serie de criterios de temperatura y humedad con el objetivo de garantizar un confort térmico general en la mayor parte de los trabajadores:
    - *Temperatura:* el rango de temperaturas variará según la estación, siendo un rango entre 23-26 °C en verano y 20-24 °C en invierno. En primavera y otoño se utilizarán rangos intermedios. Estos rangos también obedecen a criterios de ahorro de energía de los sistemas de calefacción y ventilación.
    - *Humedad,* se mantendrá entre el 45 y el 65%, de esta manera se evitarán sequedad de ojos y mucosas. Mayores niveles pueden llegar a influir en las sudoraciones de los trabajadores así como en el estrés por agobio.

- 
- **Instalación eléctrica:** la instalación deberá estar proyectada, instalada y controlada por una empresa que esté autorizada por el Ministerio de Industria y Energía o la Consejería de Industria. La instalación debe cumplir:
    - Requerimientos sobre emisiones electromagnéticas, que exigen que la radiación electromagnética debe reducirse al mínimo para la protección de los trabajadores.
    - Mantenimiento adecuado de cables y conexiones.
    - Diferenciar el cableado eléctrico del telefónico.
    - Facilitar el acceso a los cables sin interrumpir las actividades de trabajo.
  
  - **Ruido:** se deberá evaluar la exposición de los trabajadores al ruido para determinar si se superan los límites establecidos en la norma 286/2006, de 10 de marzo, sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con la exposición al ruido.
  
  - **Puesto de trabajo:** El diseño del puesto de trabajo siempre ha de ir orientado a la prevención de los riesgos laborales debidos a la adquisición de malas posturas durante la realización del trabajo. Los trabajos de este tipo requieren estar largos períodos de tiempo en posturas estáticas, es por ello que adoptar una postura correcta es fundamental ya que una mala postura puede llegar a desencadenar problemas físicos e incluso mentales. Los aspectos más destacables son:
    - **Asiento:** la altura del asiento debe ser ajustable y el respaldo ha de tener una prominencia para apoyar la zona lumbar. Los mandos de ajuste del asiento deben ser accesibles y fácilmente manejables. Se recomienda la utilización de sillas con ruedas.
    - **Mesa:** la superficie de la mesa no debe reflejar la luz, y las dimensiones deberán ser suficientes para permitir al usuario mantener una posición cómoda y permitir la colocación de todos los instrumentos como teclado, ratón, pantalla, etc. Además el soporte de los documentos debe ser estable.
    - **Postura de referencia del usuario:** la columna vertebral recta, la planta del pie en ángulo recto respecto a la pierna. Los antebrazos deben estar perpendiculares a los brazos y la línea de visión debe permanecer paralela al plano horizontal.
    - **Colocación de la pantalla:** la distancia de la pantalla a los ojos del usuario debe ser igual o mayor de 40 centímetros. Se debe colocar de manera que su área útil sea visible en el ángulo que forma una línea de visión horizontal con una 60° inferior a esa línea.
    - **Pantalla:** el usuario deberá ser capaz de ajustar la luminosidad y el contraste para adaptarlos a la luz exterior y que la visualización no sea molesta. Además la pantalla deberá ser orientable e inclinable.
    - **Teclado:** el teclado deberá ser independiente a la pantalla para evitar posturas incómodas y el cansancio de brazos y manos. La inclinación del teclado debe estar comprendida entre 0° y 25° respecto al plano horizontal.
    - **Equipos de protección individual:** se recomienda el uso de protectores visuales de pantalla sobre todo cuando el tiempo de trabajo delante de la pantalla sea excesivo.

Parte III  
PRESUPUESTO



---

## Introducción

En este último documento se va a reflejar una estimación del coste requerido para realizar el presente Trabajo de Fin de Grado. El presupuesto se dividirá en los presupuestos parciales de la mano de obra y los equipos utilizados, que formarán el presupuesto general en su conjunto.

Para aplicar valores a los conceptos correspondientes se emplean tarifas legales vigentes o, en caso de no existir, se realizan estimaciones lo más coherentes posible. El presupuesto final se calcula como la suma de los presupuestos parciales más un 5 % extra en concepto de imprevisto o medios auxiliares. Por último se aplica el Impuesto sobre el Valor Añadido (IVA).

A continuación, se procede a explicar los presupuestos parciales para finalmente concluir con el presupuesto total de la realización del proyecto.

## Presupuesto del estudio computacional

El presupuesto del estudio computacional es el relacionado con los equipos informáticos y *software* que se necesitan para realizar las simulaciones. Sin embargo, se han utilizado *software* gratuitos para la realización de simulaciones (OpenFOAM, ParaView, Spyder), por lo que esta parte del presupuesto solo incluye el coste de los equipos empleados y el valor correspondiente a la licencia de Microsoft Office, que en su caso no es gratuita.

Se incluye, por tanto, el coste correspondiente al ordenador portátil empleado y la estación de cálculo del departamento con la que se han calculado las simulaciones, además de la ya mencionada licencia de Microsoft Office. Hay que tener en cuenta que los equipos (portátil y estación) no se han adquirido exclusivamente para realizar el presente proyecto, ya se poseían, luego se tendrá en cuenta únicamente su valor de amortización.

En primer lugar se calcula una estimación de las horas trabajadas en un año para poder emplearlas en los cálculos posteriores:

$$40 \frac{\text{horas}}{\text{semana}} \cdot (52 - 6) \text{ semanas/año} = 1840 \text{ horas/año}$$

En cuanto al ordenador portátil, se estima un período de amortización de 5 años y su precio de compra es de alrededor de 1300€, luego el presupuesto de amortización es el siguiente:

$$\frac{1300\text{€}}{5 \text{ años} \cdot 1840 \text{ horas/año}} = 0,141 \frac{\text{€}}{\text{hora}}$$

La estación de cálculo se estima en un valor de 3000€. Si se considera el mismo período de amortización que el ordenador portátil, su presupuesto parcial de amortización queda:

$$\frac{3000\text{€}}{5 \text{ años} \cdot 1840 \text{ horas/año}} = 0,326 \frac{\text{€}}{\text{hora}}$$

Por su parte, la licencia de Microsoft Office cuesta 59€, y permite la utilización del programa por 2 años para 4 usuarios, luego:

$$\frac{59\text{€}}{2 \text{ años} \cdot 4 \text{ usuarios} \cdot 1840 \text{ horas/año}} = 0,004 \frac{\text{€}}{\text{hora}}$$

## Presupuesto de la mano de obra

Además del apartado computacional y del coste derivado del uso de los equipos que se precisan para ese fin, es necesario calcular el coste de la mano de obra necesaria para la realización del trabajo. Para la elaboración de este trabajo han participado principalmente tres personas: un alumno en calidad de becado en investigación, un ingeniero en calidad de ayudante investigador y un doctor en calidad de tutor e investigador.

Para el cálculo del coste de la mano de obra se usan de nuevo las 1840 horas/año calculadas en la sección anterior. Además, para los salarios se tiene en cuenta un 33 % en concepto de gastos de la Seguridad Social. En la Tabla 7.1 aparece reflejado el coste unitario por hora para los tres integrantes del grupo de trabajo.

Miembro	Coste anual bruto [€]	Coste por hora [€/h]
Doctor	46.550	25,30
Investigador	24.206	13,16
Becario	4.704	2,55

Tabla 8.1: Desglose de salarios de la mano de obra

## Presupuesto parcial

Mediante los costes unitarios por hora de cada unidad calculados en los apartados anteriores se puede confeccionar un presupuesto parcial teniendo en cuenta las horas invertidas de cada una de esas unidades. El resultado se muestra en la Tabla 7.2.

<b>PRESUPUESTO PARCIAL</b>				
Descripción	Unidad	Cantidad	Precio [€/h]	Importe [€]
Ordenador portátil	h	580	0,141	81,78
Estación	h	290	0,326	94,54
Licencia	h	580	0,004	2,32
Doctor	h	145	25,30	3.668,50
Investigador	h	290	13,16	3.816,40
Becario	h	580	2,55	1.479
			<b>Total</b>	<b>9.142,54 €</b>

Tabla 8.2: Presupuesto parcial

---

Con todo ello, el presupuesto parcial del trabajo asciende a un total de **NUEVE MIL CIENTO CUARENTA Y DOS EUROS CON CINCUENTA Y CUATRO CÉNTIMOS**.

## Presupuesto total

Como ya se dijo en la introducción de este documento, el presupuesto total se confecciona añadiendo al presupuesto parcial el 5 % del mismo en concepto de imprevistos o medios auxiliares, y aplicándole después el 21 % correspondiente al IVA. De este modo, el presupuesto total del presente Trabajo de Fin de Grado es el siguiente:

<b>PRESUPUESTO TOTAL</b>	
<b>Concepto</b>	<b>Importe [€]</b>
Presupuesto parcial	9.142,54
Imprevistos (5 %)	457,13
<b>Total neto</b>	<b>9.599,67</b>
IVA (21 %)	2.015,93
<b>TOTAL</b>	<b>11.615,60 €</b>

Tabla 8.3: Presupuesto total

Finalmente, el presupuesto total del presente Trabajo de Fin de Grado asciende a **ONCE MIL SEISCIENTOS QUINCE EUROS CON SESENTA CÉNTIMOS**.



# Bibliografía

- [1] FORMAN A. WILLIAMS, *Combustion Theory. The Fundamental Theory of Chemically Reacting Flow Systems*, segunda edición. Princeton University, 1965.
- [2] SELMA, J., *Estudio de la cavitación en toberas convergente-divergentes de inyectores diésel mediante CFD*. Universidad Politécnica de Valencia, 2017. Trabajo de Fin de Grado.
- [3] BLASIUS, H., *The Boundary Layers in Fluids with Little Friction*. National Advisory Committee for Aeronautics (NACA), 1950.
- [4] PAYRI, F., DESANTES, J.M., *Motores de combustión interna alternativos*. Reverté y Universidad Politécnica de Valencia, 2011.
- [5] GIMENO, J., *Desarrollo y aplicación de la medida del flujo de cantidad de movimiento de un chorro diésel*. Universidad Politécnica de Valencia, 2008. Tesis Doctoral.
- [6] SCHLICHTING, H., *Boundary-Layer Theory*. Springer, 2000.
- [7] VERSTEEG, H.K. y MALALASEKERA, W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics; The Finite Volume Method*, segunda edición. Pearson, 2007.
- [8] EL KHOURY, G.K., SCHLATTER, P, NOORANI, A., FISCHER, P.F., BRETHOUWER, G., JOHANSSON, A.V., *Direct Numerical Simulation of Turbulent Pipe Flow at Moderately High Reynolds Numbers*. Artículo de investigación, 2013.
- [9] GONZÁLEZ, L.A., *Modelado de la atomización primaria de chorros diésel mediante CFD*. Universidad Politécnica de Valencia, 2017. Trabajo de Fin de Máster.
- [10] THE OPENFOAM FOUNDATION, *OpenFOAM User Guide version 5.0*. 2017. <http://www.openfoam.org>, página web oficial de OpenFOAM.
- [11] WHITE, F.M., *Fluid Mechanics*, séptima edición. McGraw Hill, 2011.
- [12] PATANKAR, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw Hill, 1980.
- [13] MARTÍNEZ-MIRACLE, E.C., *Estudio experimental y validación mediante CFD de las variaciones de temperatura experimentadas por el combustible en toberas de inyección diésel*. Universidad Politécnica de Valencia, 2017. Proyecto Fin de Carrera.
- [14] DUCROS, F., NICOUD, F., POINSOT, T. *Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity models for simulations in complex geometries*. Artículo de investigación, empresa C.E.R.F.A.C.S (Toulouse, Francia).