



TESIS DOCTORAL

**CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA DEL FLUJO EN MOTORES DE
COMBUSTIÓN. INFLUENCIA DE LAS TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN**

ALEJANDRO JOSÉ CASTILLA DE LA HOYA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE LOS MATERIALES

2015



TESIS DOCTORAL

**CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA DEL FLUJO EN MOTORES DE
COMBUSTIÓN. INFLUENCIA DE LAS TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN**

ALEJANDRO JOSÉ CASTILLA DE LA HOYA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE LOS MATERIALES

Conformidad del/los Director/res:

Fdo: José María Montanero Fernández

Fdo: Joaquín Fernández Francos

2015

Índice general

1. Objetivos y estructura de este trabajo	1
1.1. Objetivos	1
1.2. Estructura	2
2. Introducción	5
2.1. Motivación	5
2.2. Proceso de fabricación	7
2.3. Variables fluidodinámicas	11
2.4. Estado del arte	15
3. Estudio experimental	19
3.1. Banco de flujo estacionario	19
3.2. Efecto del número de Reynolds	21
3.3. Cálculo de la incertidumbre experimental	21
3.4. Resultados	25
3.5. Velocimetría. Método PIV	28
3.6. Velocimetría. Resultados	32
4. Modelo numérico	37
4.1. Ecuaciones hidrodinámicas y condiciones de contorno	37
4.2. Geometría	42
4.3. Malla	46
4.4. Modelo hidrodinámico y método numérico	49

ÍNDICE GENERAL

4.5. Validación experimental	53
5. Influencia de las tolerancias de fabricación	57
5.1. Introducción	57

Índice de figuras

2.1. Evolución de los límites de emisiones para motores de máquinas no de carretera. Se representan los límites de partículas y óxidos de nitrógeno e hidrocarburos (NO _x +HC).	6
2.2. Macho de la culata objeto de estudio (izquierda). Pipas de admisión y escape una vez fundida la culata (derecha).	8
2.3. Plano de la culata objeto de estudio.	9
2.4. Plano de la culata objeto de estudio.	9
2.5. Detalle del mecanizado del alojamiento de admisión de la culata en estudio.	10
2.6. La misma vista que en la figura 2.5 pero tras el montaje del anillo asiento válvula.	11
2.7. Esquema del problema fluidodinámico considerado.	12
3.1. Banco de flujo estacionario FTB2000 CE de la marca AVL TIPELMANN.	20
3.2. (Izquierda) m' y M_z para el primer cilindro y una apertura de válvula de 7 mm, en función de la caída de presión Δp . (Derecha) Coeficientes de flujo α y torbellino \mathcal{T} en función del número de Reynolds Re.	22
3.3. Detalle de los elementos mecánicos que generan incertidumbre en la posición relativa de la culata respecto al banco de flujo, o en la posición de la válvula durante el ensayo. La figura muestra el cilindro adaptador de diámetro 96 mm (izquierda), la plancha de posicionamiento de la culata (centro), y el sistema de apertura de la válvula (derecha).	24

3.4. Coeficiente de flujo α para los 4 cilindros de las culatas consideradas en nuestro estudio con una apertura de válvula de 8 mm. Las gráficas superior-izquierda, superior-derecha, e inferior se corresponden con los valores de α de cada culata, los valores $\bar{\alpha}$ promediados sobre los 4 cilindros, y los valores α_n normalizados con el valor medio de la serie para el mismo cilindro, respectivamente. En las gráficas superior-izquierda e inferior, los cuadrados, círculos, triángulos, triángulos invertidos se corresponden con los cilindros 1, 2, 3, y 4, respectivamente. Las líneas horizontales indican las tolerancias. 26

3.5. Coeficiente de torbellino ponderado $\langle \mathcal{T} \rangle$ para los 4 cilindros de las culatas consideradas en nuestro estudio. Las gráficas superior-izquierda, superior-derecha, e inferior se corresponden con los valores de $\langle \mathcal{T} \rangle$ de cada culata, los valores $\langle \bar{\mathcal{T}} \rangle$ promediados sobre los 4 cilindros, y los valores $\langle \mathcal{T} \rangle_n$ normalizados con el valor medio de la serie para el mismo cilindro, respectivamente. En las gráficas superior-izquierda e inferior, los cuadrados, círculos, triángulos, triángulos invertidos se corresponden con los cilindros 1, 2, 3, y 4, respectivamente. Las líneas horizontales indican las tolerancias. 27

3.6. Equipo experimental para la visualización del campo de velocidades. 28

3.7. (Izquierda) Esquema del burbujeador. (Derecha) Histograma $P(d_g)$ del diámetro d_g de las gotas producidas por el burbujeador para las condiciones del ensayo. 29

3.8. (Izquierda) Campo de velocidades para una apertura de válvula de 12 mm, $Z = 70$ mm y $\Delta p_v = 9.9$ mbar. (Derecha) Sistema de coordenadas (el círculo gris indica la posición de la válvula de admisión). 31

3.9. $\{\Omega_z^*, x_v^*, y_v^*, \omega_v^*\}$ como función del número de Reynolds Re para una apertura de válvula de 8 mm y $Z = 70$ mm. Los círculos negros y blancos se corresponden con las coordenadas x_v^* e y_v^* , respectivamente, mientras que los triángulos son los valores de Ω_z^* 33

3.10. (Izquierda) Campo de vorticidad ω_z^* para una apertura de válvula de 12 mm, y $Z/d_c = 0.729$. El color rojo (azul) indica valores altos (bajos) de ω_z^* . (Derecha) Ω_z^* como función de la distancia Z/d_c . Los símbolos \bullet , \blacksquare , \blacktriangle , \blacklozenge , \blacktriangledown , y \blacktriangleleft se corresponden con las aperturas de válvula 4, 6, 7, 8,10, y 12 mm.	34
3.11. Posición del vórtice principal en el cilindro. Las líneas roja, verde y azul de la imagen de la derecha se corresponden con las aperturas de válvula 4, 6 y 7 mm, respectivamente. Las líneas roja, verde y azul de la imagen de la izquierda se corresponden con las aperturas de válvula 8, 10 y 12 mm, respectivamente. La anchura de las líneas se corresponde con la incertidumbre experimental. El círculo en el fondo del cilindro indica la posición de la válvula de admisión.	35
3.12. Coordenadas x_v^* (círculos negros) e y_v^* (círculos blancos), y velocidad angular ω_v^* (triángulos) del vórtice principal en función de la distancia a la culata Z/d_c para una apertura de válvula de 12 mm.	35
4.1. Geometría: (a) cilindro que simula la atmósfera, (b) pipa de admisión de la culata, (c) cilindro del motor, (d) cilindro que simula el medidor de par, (e) cilindro de salida, y (f) válvula.	43
4.2. Modelo original (izquierda) y revisado (derecha) de la pipa de admisión. Las flechas indican las regiones donde el modelo tratado pierde definición.	43
4.3. Elementos mecanizados: (a) cilindro de diámetro 35 mm, (b) biseles del anillo del asiento válvula, (c) bisel excéntrico, y (d) alojamiento del anillo con bisel centrado.	44
4.4. Variables en la parametrización de la geometría.	45
4.5. Geometría nominal (izquierda), y geometría para los valores máximos (centro) y mínimos (derecha) de los cuatro parámetros de control.	45
4.6. Detalle de las líneas que definen la pipa de admisión (izquierda) y de la malla libre que no se ajusta a dichas líneas (derecha).	46
4.7. Mallas estructuradas (color claro) y no estructuradas (color oscuro) utilizadas en la simulación.	47

4.8. Densidad de la Malla 1 (izquierda) y Malla 6 (derecha) en el asiento de la válvula.	48
4.9. Superficies donde se definen las condiciones de contorno.	50
4.10. Valores de y^+ para una simulación con una apertura de válvula de 12 mm.	50
4.11. Flujo másico frente a caída de presión en medidores de par de diferentes diámetros.	51
4.12. Par M_z en función de la iteración para una apertura de válvula de 10 mm (a) y 12 mm (b).	53
4.13. Coeficiente de flujo $\bar{\alpha}$ y de torbellino $\bar{\mathcal{T}}$ como función de la apertura de válvula. Los círculos blancos y negros son los datos experimentales y numéricos, respectivamente. Los resultados experimentales se corresponden con la media sobre los 4 cilindros y las 19 culatas. Las barras de error muestran la desviación típica de las medidas experimentales.	54
4.14. (De arriba hacia abajo) Campo de velocidades a una distancia $Z = 15, 25, 35, \text{ y } 70$ mm desde la culata para una apertura de válvula de 12 mm. Las imágenes de la izquierda y derecha muestran los campos de velocidades experimentales y numéricos, respectivamente. Las flechas indican (de forma aproximada) el centro del vórtice.	55
4.15. Coordenadas x_v^* (triángulos) e y_v^* (círculos) del centro del vórtice en función de la distancia a la culata Z para una apertura de válvula de 12 mm. Los símbolos blancos y negros se corresponden con los datos experimentales (figura 3.12) y numéricos, respectivamente.	56
5.1. Valores \mathcal{T}_{10} y \mathcal{T}_{12} del coeficiente de torbellino medidos para las aperturas de válvula de 10 y 12 mm, respectivamente. La línea continua es la regresión lineal $\mathcal{T}_{10} = 0.800\mathcal{T}_{11} - 0.0951$	57

Índice de tablas

2.1. Características del motor en el que se instala la culata.	7
2.2. Características de la culata estudiada.	7
2.3. Tolerancias geométricas de los diferentes procesos de fabricación.	11
3.1. Rangos de medida e incertidumbres asociados a los dispositivos experimentales del banco de ensayo.	23
3.2. Valores de los coeficientes de flujo y torbellino y sus incertidumbres calculados para un ensayo.	23
3.3. Valores medios de los coeficientes de flujo $\bar{\alpha}$ y torbellino $\bar{\mathcal{T}}$ y sus incertidumbres calculados a partir de 14 repeticiones del ensayo con el cilindro 1 de una culata.	25
4.1. Resultados para las seis mallas analizadas. Δ_{exp} representa la desviación de \mathcal{T} con respecto al valor experimental. Resultados para una apertura de válvula de 12 mm.	48
4.2. Resultados para las seis mallas analizadas. Δ_{exp} representa la desviación de \mathcal{T} con respecto al valor experimental. Resultados para una apertura de válvula de 12 mm.	52
5.1. Fórmulas de regresión (y coeficiente de correlación \mathcal{R}^2) para estimar el coeficiente de torbellino \mathcal{T}_x para una apertura de válvula x a partir del valor \mathcal{T}_{12}	58

Capítulo 1

OBJETIVOS Y ESTRUCTURA DE ESTE TRABAJO

1.1. Objetivos

El objetivo general de esta tesis es determinar la influencia del proceso de fabricación de culatas en su comportamiento fluidodinámico. En concreto, se analizará la influencia del proceso de referenciado de una culata de un motor diesel de cuatro cilindros y dos válvulas por cilindro en el flujo másico y torbellino generado por la pipa de admisión. Mantener estos dos parámetros fluidodinámicos dentro de los límites especificados en el diseño es básico para una correcta mezcla del aire y el combustible en el proceso de combustión del motor. De ahí la importancia de establecer la conexión entre los procesos de fabricación y fluidodinámico. Debido al elevado número de variables geométricas dependientes del proceso de fabricación, es necesario recurrir a un gran número de ensayos para caracterizar el comportamiento fluidodinámico de la culata. Por esta razón, la simulación numérica se presenta como la mejor alternativa para la resolución del problema.

El objetivo general de esta tesis se despliega en los siguientes objetivos específicos:

1. Caracterizar desde un punto de vista fluidodinámico culatas de serie funcionando en régimen estacionario.
2. Determinar la influencia de cada variable geométrica sobre el proceso fluidodinámico para la culata en estudio.
3. Establecer la relación entre las tolerancias geométricas y la variabilidad de los parámetros fluidodinámicos.
4. Determinar las tolerancias geométricas que garanticen el rango requerido de las variables fluidodinámicas.

5. Plantear alternativas al proceso de referenciado actual que permitan alcanzar las tolerancias geométricas obtenidas.
6. Establecer una metodología adecuada para el estudio de la relación entre el proceso de fabricación y el comportamiento fluidodinámico de la culata fabricada.

1.2. Estructura

La tesis está dividida en siete capítulos. En el capítulo introductorio, se describe el problema y justifica la importancia de su resolución. En este capítulo se definen las variables geométricas, incluyendo una breve descripción del proceso de fabricación de la culata. Además, se introducen las variables fluidodinámicas adimensionales utilizadas para comparar diferentes geometrías. Por último, se incluye un breve repaso de investigaciones recientes afines a este trabajo.

El capítulo 3 muestra los resultados experimentales de los parámetros que caracterizan el comportamiento fluidodinámico de la culata. Comenzamos por la descripción del banco de flujo estacionario para caracterización de piezas de serie. A continuación se presenta una serie de medidas que permiten determinar los parámetros adimensionales relevantes. Posteriormente, se muestran los resultados de los ensayos de caracterización de culatas de serie, incluyendo la cuantificación de la incertidumbre experimental mediante ensayos de repetitividad. Este capítulo también contiene una descripción del método PIV y resultados experimentales acerca del campo de velocidades en régimen estacionario.

El capítulo 4 se centra en el modelo numérico utilizado para simular el proceso fluidodinámico en la culata. La primera parte describe la geometría del modelo, así como su parametrización para el análisis de la influencia de las tolerancias geométricas. La justificación de la malla elegida, la elección de su tamaño, y la calidad de los elementos constituyen el siguiente apartado. A continuación, se describen las condiciones de contorno introducidas en el modelo para simular la caída de presión, la condición de pared, y el efecto del enderezador o torquímetro. Posteriormente, se discute la relevancia de la compresibilidad del aire y la elección del modelo de turbulencia. A continuación, se proporciona información relativa a la discretización y el “solver” utilizados, y se analizan los problemas de convergencia. La parte final de este capítulo está dedicado a la validación del modelo numérico. Se comparan re-

sultados experimentales y numéricos para los parámetros adimensionales y el campo de velocidad en régimen estacionario.

En el capítulo 5, se analiza el efecto de las tolerancias geométricas a partir del modelo numérico. Para ello se establece una metodología que permite obtener la dependencia de las variables fluidodinámicas con respecto de los parámetros geométricos asociados a las tolerancias de fabricación. De esta forma, se determina la influencia de los parámetros geométricos, así como los valores que deben tomar estos parámetros de forma que se respeten los valores límite de las variables fluidodinámicas.

El capítulo 6 expone las conclusiones de la tesis y aspectos de la investigación a considerar en trabajos futuros. Finalmente, se muestra la bibliografía citada.

Capítulo 2

INTRODUCCIÓN

2.1. Motivación

En 1.876, Nikolaus Otto patentó el primer motor de cuatro tiempos a nombre de la compañía *Gasmotorenfabrik Deutz Ag*. Desde ese momento, la evolución de los motores de combustión interna alternativos ha sido continua. Esta evolución ha alcanzado a todos los tipos de motores y a todos los campos de aplicación.

El desarrollo de los motores de combustión en las últimas décadas se ha sustentado en la reducción de emisiones contaminantes y del consumo de combustible. Los motores de encendido por compresión para uso industrial son una de las fuentes principales de emisión de contaminantes. Según los estudios de la agencia medioambiental americana (US-Environmental-Protection-Agency, 2004), el 15 % del total de emisiones de partículas en el año 1.996 procedió de máquinas móviles no de carretera, mientras que el 10 % tuvo su origen en el parque automovilístico. En cuanto a la emisión de óxidos de nitrógeno (NOx), los porcentajes alcanzan el 16 % para motores industriales, y el 37 % para automóviles.

Los modelos predictivos pronostican la necesidad de limitar considerablemente la emisión de contaminantes de los motores de encendido por compresión de uso industrial. La legislación al respecto entró en vigor en su primera fase en 1.999. La fase 3 reduce los valores límites por debajo del 50 % en comparación con los de la primera fase. La normativa establece la máxima reducción a partir del 2.014 con la cuarta fase. Los valores límite en esta fase están en relación 1 a 20 en comparación con los de la primera. La figura 2.1 muestra la evolución de los límites de emisiones para motores de máquinas no de carretera. La reducción supera el 95 % en ambos contaminantes desde el año 1.999 hasta el 2.015.

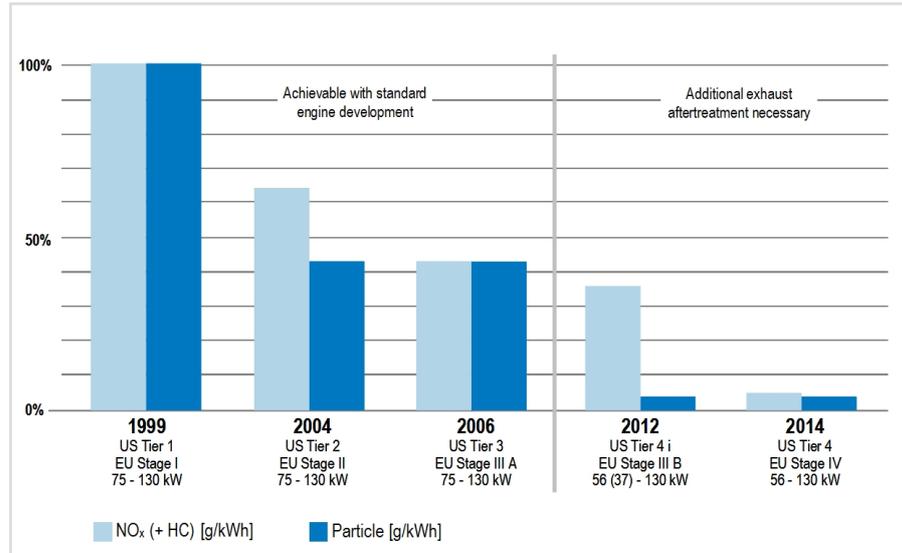


Figura 2.1: Evolución de los límites de emisiones para motores de máquinas no de carretera. Se representan los límites de partículas y óxidos de nitrógeno e hidrocarburos (NO_x+HC).

Las estrategias de reducción de emisiones para motores de encendido por compresión dependen en gran medida de la fase de aplicación de la normativa y del rango de potencia. En cualquier caso, es condición necesaria, aunque no suficiente, la optimización del proceso de combustión para alcanzar los límites establecidos. En el proceso de combustión de un motor de encendido por compresión, juega un papel muy importante la renovación de la carga, especialmente la etapa de admisión. La culata del motor es la pieza que permite que el aire se introduzca en el cilindro en la cantidad y con la distribución espacial apropiada. De la culata depende, en gran medida, que el aire se mezcle con el combustible de manera adecuada, y que la combustión se desarrolle de forma óptima.

Una vez definidos los parámetros fluidodinámicos que caracterizan la admisión de aire, es crucial mantener sus valores dentro de un determinado rango. Esta afirmación es especialmente importante a partir de la entrada en vigor de la fase 3 de emisiones. Las variaciones propias del proceso de fabricación en serie de la culata pueden ocasionar que los valores de los parámetros fluidodinámicos se salgan del rango requerido. Por lo tanto, es necesario acotar estas variaciones a través de las tolerancias de fabricación.

Combustible	Diesel
Aplicación	No de carretera - industrial
Configuración	En línea
Inyección	Directa
Aspiración	Turboalimentado
Refrigeración	Líquido
Número de cilindros	4
Diámetro/Carrera	96 mm /125 mm
Cilindrada	3.62 l
Relación de compresión	1:18
Vueltas nominal	2600 r.p.m.
Potencia nominal	74.9 kw
Par nominal	350 Nm

Tabla 2.1: Características del motor en el que se instala la culata.

Válvulas por cilindro	2
Posición de válvulas	90°
Distancia entre cilindros	111 mm
Diámetro válvula admisión	41.5 mm
Diámetro válvula escape	35.4 mm
Material fundición	gris GG25
Anillos asiento válvula	Postizos
Guías de válvula	Integrados
Coefficiente de flujo con apertura 8 mm	7.8±5 %
Coefficiente de torbellino promedio	0.51±5 %

Tabla 2.2: Características de la culata estudiada.

La correcta definición de las tolerancias de fabricación garantizará una combustión óptima, y una menor emisión de contaminantes.

En este trabajo, analizaremos tanto experimental como numéricamente el flujo que se desarrolla en una culata fabricada por Deutz Spain. Los datos básicos del motor y la culata se muestran en las tablas 2.1 y 2.2, respectivamente. En nuestro estudio nos centraremos en la influencia de las tolerancias de fabricación sobre los parámetros fluidodinámicos relevantes.

2.2. Proceso de fabricación

En la fabricación de una culata hay que distinguir dos procesos bien diferenciados: la fundición y el mecanizado. Existen diversos métodos de



Figura 2.2: Macho de la culata objeto de estudio (izquierda). Pipas de admisión y escape una vez fundida la culata (derecha).

fundición de una culata dependiendo del material y la geometría de la pieza. En motores industriales está extendido el uso de fundiciones de hierro para culatas, mientras que en los motores de automoción se utiliza habitualmente la fundición de aluminio.

La geometría exterior de las culatas de hierro fundido se moldea en arena, utilizando modelos que generan la huella en el molde. Para generar los huecos que las culatas tienen en su interior, se utilizan machos, también de arena, que son ensamblados en los moldes una vez realizada la huella en los mismos. La geometría de las pipas de admisión y escape se genera mediante este procedimiento con machos de arena. En culatas de varios cilindros, los conductos de cada cilindro se agrupan en un solo macho. Con ello se garantiza la posición relativa entre los diferentes conductos. La figura 2.2 muestra el macho de la culata objeto de estudio, así como las pipas de admisión y escape una vez fundida la culata. Se observa que todas las pipas de admisión y escape están agrupadas en el mismo macho.

El proceso de mecanizado comienza con la operación de referenciado. En esta operación se centra la pieza en bruto de fundición con un primer mecanizado, creando las referencias necesarias para ajustar el resto de operaciones. Para centrar la pieza se utilizan algunas zonas de las pipas de admisión. De esta forma el mecanizado queda centrado con las pipas de admisión, y se garantiza un comportamiento fluidodinámico aceptable de la pieza. En la fabricación de la culata objeto de estudio, las zonas utilizadas para el centrado son: diámetros a la salida de las pipas de admisión de los cilindros extremos (E1 y E4 en la figura 2.3), fondos planos de las pipas de escape de los cilindros extremos (A1 y A4 en la figura 2.3), y zona plana de la entrada de una de las pipas de escape de los cilindros intermedios (círculo en la figura 2.4).

Una vez generadas las primeras referencias, se realiza parcial o total-

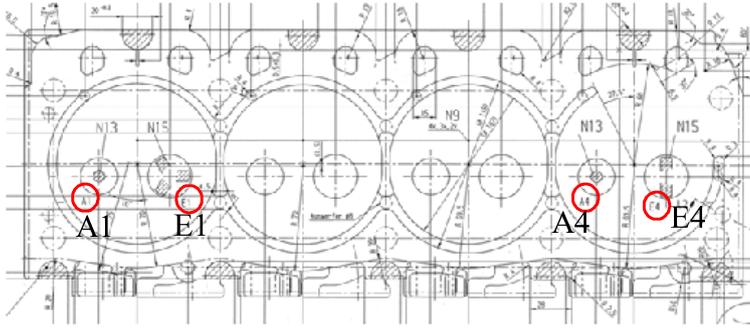


Figura 2.3: Plano de la culata objeto de estudio.

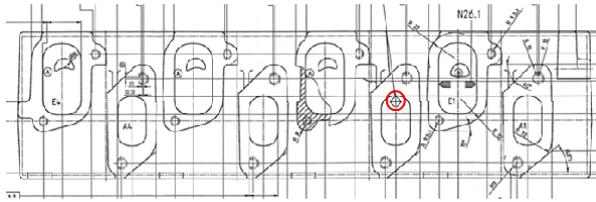


Figura 2.4: Plano de la culata objeto de estudio.

mente el contenido de mecanizado de la culata, lo que incluye el fresado de caras, mecanizado de taladros y roscas como elementos de sujeción, mecanizado de las zonas de asiento de muelles de válvula, mecanizado de alojamientos para elementos de cierre, alojamiento de inyectores y calentadores, etc. En la fabricación de culatas está extendido el uso de elementos postizos para la zona de asiento de las válvulas. Estos elementos, comúnmente conocidos como *anillos asiento de válvulas*, tienen una doble función: en primer lugar, garantizar la durabilidad de la zona de cierre de las válvulas (de ahí el uso de materiales más duros que la fundición de hierro en su fabricación); y, en segundo lugar, definir la geometría de salida más adecuada desde el punto de vista fluidodinámico. También es frecuente en motores de un cierto tamaño el uso de *guías de válvula*. Estas guías son postizos de acero colocados en la zona de deslizamiento de la válvula para reducir su desgaste.

La fabricación de culatas con anillos asiento y guías de válvulas (como es nuestro caso) suele incluir una última fase de mecanizado tras el montaje de estos elementos. Los elementos específicos que se mecanizan en esta fase, y que tienen funcionalidad fluidodinámica, son: la geometría de salida de la

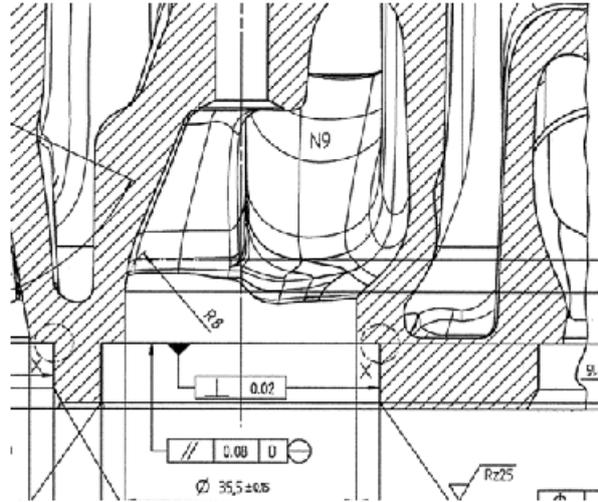


Figura 2.5: Detalle del mecanizado del alojamiento de admisión de la culata en estudio.

pipa de admisión, el alojamiento para el anillo asiento de válvula, el bisel central de salida, y el bisel excéntrico de salida. Tras el prensado de los anillos asiento de válvula, se realiza el mecanizado de la geometría final del anillo, así como el fresado final de la cara de combustión y alojamientos para el sistema de inyección. En nuestra culata, se mecanizan dos chaffanes con ángulos diferentes en el anillo de admisión. En la misma operación, y con la misma herramienta, se mecaniza la guía de válvula para garantizar una mayor precisión en la alineación de los chaffanes. En la figura 2.5 se presenta el detalle del mecanizado del alojamiento de admisión de la culata en estudio. Se aprecia el diámetro donde se alojará el anillo, un diámetro más pequeño que se une al conducto a través de un radio de 8 mm, y un pequeño chaffán de salida. La figura 2.6 muestra la misma vista pero tras el montaje del anillo asiento válvula. En esta vista se aprecian los dos ángulos que se mecanizan al anillo.

La tabla 2.3 muestra las tolerancias geométricas de los diferentes procesos de fabricación. Como se puede apreciar, los procesos de fundición y referenciado son los más imprecisos. Ambos procesos provocan errores significativos en la posición relativa entre la zona en bruto de la pipa de admisión y la zona mecanizada. En el proceso de fundición, los errores se deben a la precisión en el montaje de los machos en el molde y a la tendencia a moverse

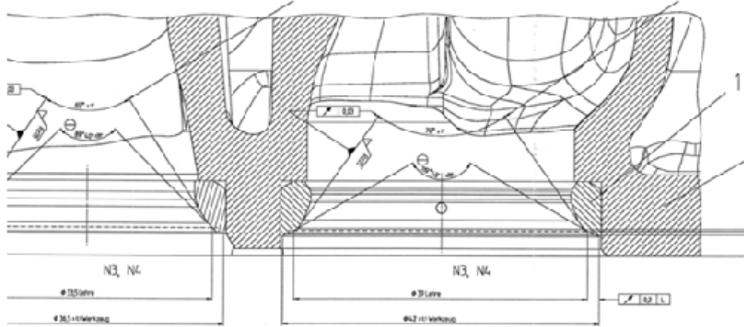


Figura 2.6: La misma vista que en la figura 2.5 pero tras el montaje del anillo asiento válvula.

Proceso	Tolerancia
Fundición	Forma: 1.2 mm
Referenciado	Posición en tres direcciones: ± 0.6 mm
Mecanizado	Diámetro: ± 0.15 mm
Acabado	Diámetro: ± 0.1 mm

Tabla 2.3: Tolerancias geométricas de los diferentes procesos de fabricación.

(flotar) en el material fundido por su menor densidad. En el referenciado, los errores tienen su origen en el hecho de que sólo se tienen en cuenta los cilindros extremos, y por la dependencia de la geometría de los puntos de referencia. Por este motivo, el estudio se centrará en las variaciones de la posición relativa entre la pipa en bruto y la zona mecanizada.

2.3. Variables fluidodinámicas

Cuando el pistón situado en la cámara de combustión de un motor se desplaza alternativamente, succiona y expulsa aire procedente de la atmósfera. Un análisis detallado de este flujo no estacionario es complejo, tanto desde el punto de vista experimental como numérico. Por esta razón, y como aproximación al problema, se suele considerar el flujo estacionario que atraviesa el sistema de admisión y la cámara de combustión cuando se elimina el pistón. Para ello se fija la posición de la válvula de admisión, se cierra completamente la de escape, y se establece una depresión constante a la salida de la cámara (Thien, 1965; Tippelmann, 1977). Éste es el problema fluidodinámico

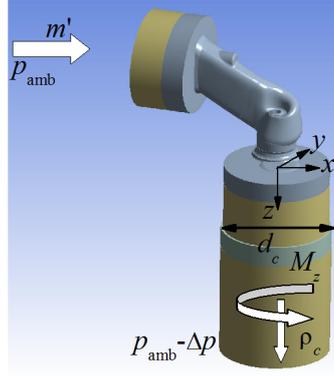


Figura 2.7: Esquema del problema fluidodinámico considerado.

co considerado en el presente trabajo (figura 2.7).

La geometría del problema viene determinada por la *forma* del conducto constituido por el sistema de admisión y la cámara (cilindro) de combustión, y su *dimensión*. Esta última propiedad puede definirse estableciendo, por ejemplo, el valor del diámetro d_c del cilindro. Otra variable de naturaleza geométrica es la rugosidad hidráulica equivalente k_s que caracteriza el material, y que determina el perfil de velocidades cerca de las paredes sólidas. Por otra parte, las variables hidrodinámicas que caracterizan este flujo son las siguientes: la presión ambiente p_{amb} , la densidad ρ_c en la salida del cilindro, la diferencia de presión Δp impuesta entre el ambiente y la salida del cilindro¹, así como la viscosidad dinámica μ y los coeficientes de calor específicos a presión y volumen constantes, c_p y c_v , del aire.

En nuestro estudio, estamos interesados en medir tanto el flujo másico

$$m' = \int_S \rho v_z dS \quad (2.1)$$

de aire que atraviesa el motor, así como el flujo axial de cantidad de movimiento angular

$$M_z = \int_S \rho r v_\theta v_z dS \quad (2.2)$$

a la salida del cilindro. En estas ecuaciones, ρ , v_θ , v_z , y S son la densidad, las componentes angular y axial de la velocidad, y la sección de salida del

¹Tanto en los experimentos como en las simulaciones, el cilindro incorpora en su parte final un medidor de par. ρ_c y Δp son los valores de densidad y caída de presión detrás del medidor de par.

cilindro, respectivamente. El eje del sistema de coordenadas cilíndrico coincide con el de la cámara del motor (ver figura 2.7), y r es la distancia a dicho eje.

La aplicación del Análisis Dimensional (Barenblatt, 2003) al cálculo del flujo másico conduce a la relación

$$\alpha = \alpha(\text{Re}, \gamma, k_{sr}, \text{forma}) , \quad (2.3)$$

donde α es el flujo másico adimensionalizado, $\text{Re} = \rho_c v_c d_c / \mu_c$ es el número de Reynolds del problema, $v_c = 4m' / (\pi d_c^2 \rho_c)$ es la velocidad característica, $\gamma = c_p / c_v$ es la constante adiabática del aire, y $k_{sr} = k_s / d_c$ la rugosidad hidráulica equivalente relativa. Existen diferentes opciones a la hora de adimensionalizar el flujo másico. Frecuentemente, se utiliza el flujo másico m'_0 que atravesaría un orificio infinitamente delgado de diámetro d_c operando en las mismas condiciones que las del problema considerado (Shapiro, 1953). Para coeficiente de descarga unidad, esta magnitud se calcula mediante la expresión (van den Bosch and Duijm, 2005)

$$m'_0 = \frac{\pi d_c^2}{4} \left\{ \frac{2\gamma p_{\text{amb}} \rho_c}{\gamma - 1} \left(1 - \frac{\Delta p}{p_{\text{amb}}} \right)^{-1/\gamma} \left[\left(\frac{\Delta p}{p_{\text{amb}}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{\Delta p}{p_{\text{amb}}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2} . \quad (2.4)$$

De esta forma, el *coeficiente de flujo* $\alpha \equiv m' / m'_0$ representa la relación entre el flujo másico que atraviesa el cilindro del motor y el que obtendríamos si lo sustituimos por un orificio del mismo diámetro (y coeficiente de descarga unidad).

En la formulación del problema para el flujo axial de cantidad de movimiento angular, se sustituye la variable Δp por el flujo másico m' . La aplicación del Análisis Dimensional (Barenblatt, 2003) a este problema conduce a la relación

$$\mathcal{T} = \mathcal{T}(\text{Re}, \gamma, k_{sr}, \text{forma}) \quad (2.5)$$

donde \mathcal{T} es el flujo axial de cantidad de movimiento angular adimensionalizado. Es frecuente adimensionalizar la magnitud M_z comparándola con el flujo axial de cantidad de movimiento axial $\int_S \rho v_z^2 dS$ (Gupta et al., 1984). La medición experimental de este flujo no es sencilla, por lo que su valor se aproxima de la siguiente forma:

$$\int_S \rho v_z^2 dS \longrightarrow \left(\int_S \rho v_z dS \right)^2 \frac{4}{d_c^2 \rho_c} = \frac{4m'^2}{d_c^2 \rho_c} . \quad (2.6)$$

Haciendo uso de esta aproximación, el *coeficiente de torbellino* \mathcal{T} se define de la forma

$$\mathcal{T} \equiv \frac{M_z \rho_c d_c}{2m^2}, \quad (2.7)$$

donde el factor $d_c/2$ se introduce para que \mathcal{T} sea adimensional.

La rugosidad relativa afecta al campo de velocidades muy cerca de las paredes sólidas (White, 1991). Por el contrario, el patrón de flujo en el cilindro viene determinado esencialmente por la forma del conducto de admisión. Por esta razón, no se considera la influencia de la rugosidad relativa k_{sr} en la primera aproximación al problema. Por otra parte, la constante adiabática puede considerarse como un parámetro fijo, $\gamma \simeq 1.4$, si se desprecia la influencia de la humedad relativa. Como ocurre en cualquier proceso fluidodinámico, el papel que juega el número de Reynolds es despreciable si toma valores suficientemente elevados. En el siguiente capítulo, comprobaremos que éste es el caso en nuestro problema. Teniendo en cuenta estas simplificaciones, α y \mathcal{T} son funciones de la *forma* del sistema de admisión exclusivamente, incluyendo la apertura de válvula.

Naturalmente, la geometría cambia sustancialmente cuando se modifica la apertura de la válvula de admisión. Para caracterizar el comportamiento fluidodinámico del sistema de admisión independientemente de la apertura de válvula, se define un valor medio ponderado al que contribuyen los obtenidos para diferentes aperturas de válvula pesados con los correspondientes coeficientes de flujo (flujos máscos)(Tippelmann, 1977); es decir,

$$\langle \mathcal{T} \rangle = \frac{\sum_{i=1}^N \alpha_i \mathcal{T}_i}{\sum_{i=1}^N \alpha_i}, \quad (2.8)$$

donde el subíndice i denota cada una de las N aperturas de válvula consideradas. Es frecuente ponderar los sumandos de (2.8) multiplicándolos por el tiempo de apertura de la válvula en un ciclo de combustión (Tippelmann, 1977; Gil, 2007). Dado que en nuestros ensayos no es posible controlar los tiempos de apertura, no se considera esta ponderación.

Como se indica en la tabla 2.2, el fabricante ha establecido para cada cilindro de la culata objeto de estudio un valor nominal $\alpha = 7.8$ del coeficiente de flujo, y una tolerancia del $\pm 5\%$ de ese valor nominal², todo ello para una apertura de válvula de 8 mm. Asimismo, se prescribe un valor

²La tolerancia del 5% para el coeficiente de flujo debe ser entendida como un valor de referencia, puesto que, estrictamente, el fabricante no ha introducido esta condición.

nominal $\langle \mathcal{T} \rangle = 0.51$ para el coeficiente de torbellino ponderado, y una tolerancia del $\pm 5\%$ de ese valor nominal. Como mostraremos posteriormente, la condición relativa al coeficiente de flujo se cumple satisfactoriamente en las culatas fabricadas en series. Sin embargo, un número significativo de ellas no verifican el requisito para el coeficiente de torbellino. Por lo tanto, es de crucial importancia determinar las tolerancias de fabricación necesarias para garantizar esta última condición.

2.4. Estado del arte

Existe una gran cantidad de estudios sobre fluidodinámica de pipas de admisión en motores de combustión. Los trabajos experimentales se pueden clasificar en dos grupos: aquéllos que analizan la geometría del conducto de admisión de forma aislada (Thien, 1965; Tippelmann, 1977; Schogl et al., 2011; Fontanesi et al., 2013; Jawad and Arslan, 2013), y los que estudian el proceso completo de admisión del motor. Los primeros se centran en el régimen estacionario descrito en la sección 2.3, midiendo coeficientes como los definidos en esa sección. Los segundos utilizan técnicas de visualización que permiten explorar el campo de velocidades en el interior del motor como función del tiempo (Payri et al., 2004; Dembinski and Angstrom, 2012; Wang et al., 2012; Krishna et al., 2013). Esta clasificación puede extenderse a los estudios numéricos. Podemos encontrar en la literatura tanto simulaciones del problema estacionario, como del proceso completo de renovación de la carga en el motor. Éstos últimos abordan no sólo la optimización de la geometría de la culata, si no también otros aspectos relevantes del proceso, como la geometría de la cámara de combustión, o el “timing” de aperturas y cierres de válvulas (Payri et al., 2004; Dembinski and Angstrom, 2012; Falfari et al., 2012; Vitek et al., 2012; Sushma and Jagadeesha, 2013; Som et al., 2013; Krishna et al., 2013; Fontanesi et al., 2013; Saad and Bari, 2013; Falfari et al., 2014).

Gil (2007) realizó un excelente resumen del estado del arte hasta la fecha, tanto en lo que se refiere al análisis experimental como al modelado tridimensional, en régimen estacionario y transitorio. El trabajo incluye además un análisis paramétrico de diferentes variables de diseño. Esta publicación se enmarca en los trabajos realizados en el Centro de Motores Térmicos de Valencia, uno de los institutos de investigación con más publicaciones sobre motores diesel, y que organiza el congreso *Thiesel* cada dos años.

Entre los trabajos citados por Gil (2007) podemos destacar los siguientes.

Payri et al. (2004) realizó un análisis del flujo no estacionario de admisión y de compresión para diferentes geometrías de cámaras de combustión. Los resultados se compararon con las mediciones llevadas a cabo con Anemometría Láser Doppler. Pastor et al. (2004) siguieron una metodología similar, pero centrándose en el régimen estacionario. Para ello definieron un coeficiente de torbellinio en el punto muerto superior.

Más recientemente, Borée and Miles (2014) han publicado una revisión sobre el flujo de aire que se desarrolla en el interior de motores de combustión. La descripción del flujo que se lleva a cabo en este texto es cualitativa, dejando a un lado la simulación numérica. En este sentido, cabe también mencionar el libro publicado por Pastor (1997), en el que se lleva a cabo una didáctica descripción del flujo que tiene lugar en motores diesel de inyección directa.

La mayor parte de la literatura relativa a la simulación numérica del flujo en motores de combustión alternativos está enfocada a la mejora del diseño del sistema de admisión. A modo de ilustración, mencionaremos que una búsqueda en *Google Académico* con las palabras “CFD in-cylinder flow diesel” con fecha posterior al 2011 da como resultado 2.480 publicaciones. A continuación, citamos algunas de las más relevantes. Schogl et al. (2011) y Jawad and Arslan (2013) analizaron la optimización de una pipa de admisión para un motor de gasolina, tanto numérica como experimentalmente, en régimen estacionario y no estacionario. La optimización de este elemento en un motor diesel ha sido también estudiada mediante la herramienta “Design of Experiment” (DoE) (You et al., 2011). Saad and Bari (2013) consideraron el uso de sistemas de generación de torbellino para la mejora de la mezcla en combustibles de alta viscosidad. Dembinski and Angstrom (2012) estudiaron mediante “Particle Image Velocimetry” (PIV) y simulación numérica el flujo en el motor de combustión y su optimización. Sushma and Jagadeesha (2013) analizaron la influencia de la geometría de la cámara de combustión en el patrón de flujo mediante simulación numérica en el régimen no estacionario. La optimización del parámetro “tumble” en motores de pequeña cilindrada ha sido considerada en varios estudios (Falfari et al., 2012, 2014). Costa et al. (2011) midieron esta magnitud y el coeficiente de torbellino mediante PIV.

El término “Computational Fluid Dynamics” (CFD) ha sido acuñado en la literatura científica para referirse a la aplicación del método de los volúmenes finitos a la integración numérica de las ecuaciones hidrodinámicas (Versteeg and Malalasekera, 2007). La simulación CFD ha demostrado ser una herramienta de enorme utilidad en el estudio del flujo en motores.

Por esta razón, los aspectos técnicos de la aplicación del método a este problema han sido estudiados en detalle con frecuencia. En particular, se ha dedicado un considerable esfuerzo a estudiar la validez de los modelos de turbulencia de viscosidad turbillanaria $k-\epsilon$, $k-\omega$ -SST (Fontanesi et al., 2013; Krishna et al., 2013) y RNG (Wang et al., 2012), así como la aproximación conocida como “Large Eddy Simulation” (LES) (Vitek et al., 2012). El uso de modelos de turbulencia más sofisticados y geometrías más complejas demanda simulaciones más eficientes desde el punto de vista computacional (Som et al., 2013). Otros aspectos de la simulación, como la orientación de la malla (Yang et al., 2013), o el diseño de algoritmos de optimización (Mandloi et al., 2009), han sido también considerados.

A pesar del abrumador volumen de publicaciones relativas al flujo en motores de combustión alternativos, apenas se ha analizado la relación entre las tolerancias de fabricación y la variabilidad del comportamiento fluidodinámico del motor. Existen varias publicaciones relativas al efecto de las desviaciones en el proceso de fabricación de las culatas sobre el torbellino resultante. Shuliang et al. (2001) definieron tres tipos de desviación del proceso de fundición y mecanizado, y cuantificaron las desviaciones del coeficiente de torbellino debido a estos defectos a partir de un análisis experimental. Zhang et al. (2012) analizaron las desviaciones más frecuentes en el proceso de fundición, y utilizaron la simulación numérica para medir su efecto. Mi (2014) también recurrieron a la simulación CFD para cuantificar la influencia de la variación de la posición de la pipa de admisión debida al proceso de fundición de una culata. Finalmente, Lu et al. (2014) estimaron variaciones en el coeficiente de torbellino de hasta el 20 % producidas por desviaciones en la fundición y el mecanizado. En ese trabajo, también se establecieron los rangos de tolerancia en el proceso de fabricación que conducían a variaciones de los parámetros fluidodinámicos inferiores al 10 %. Mediante la realización de la presente tesis doctoral, pretendemos aportar información acerca de este aspecto del problema, que posee obvias repercusiones económicas.

Capítulo 3

ESTUDIO EXPERIMENTAL

3.1. Banco de flujo estacionario

Los experimentos llevados a cabo en esta tesis fueron realizados en el banco de flujo estacionario FTB2000 CE de la marca AVL TIPELMANN (ver figura 3.1). Un banco de flujo estacionario es un equipo de ensayo que permite analizar el movimiento del aire en culatas de motores de combustión cuando se establece un régimen permanente o estacionario. Una soplante produce una depresión constante aguas abajo para succionar aire directamente de la atmósfera. El aire circula por la culata y atraviesa un cilindro conectada a ella. En la salida del cilindro se encuentra instalado un *enderezador de corriente*, que permite medir el flujo axial de cantidad de movimiento angular que lo atraviesa. Una vez que el aire recorre este elemento, es conducido a un conducto en el que se encuentra instalado un anemómetro de hilo caliente para medir el flujo másico que circula por la culata. El conducto está conectado a la soplante a través de un depósito de remanso para amortiguar las perturbaciones procedentes de la soplante. El banco incluye transductores de presión y temperatura para medir la presión ambiente, así como la presión y temperatura a la salida del cilindro. El sistema mecánico de posicionamiento de culata consiste en una placa base que ubica con gran precisión la culata a ensayar y la coloca en el conducto de aire. El empujador de válvulas las posiciona en las aperturas programadas para el ensayo.

Como hemos mencionado anteriormente, el flujo axial de cantidad de movimiento angular M_z se mide mediante el enderezador de corriente. Este elemento es un conducto con forma cilíndrica constituido por multitud de canales internos. Cuando una corriente rotatoria de aire atraviesa estos canales, pierde su cantidad de movimiento angular de forma que a la salida la velocidad es puramente axial. En este proceso, el enderezador ejerce un torque sobre la corriente que es medido. La ecuación de cantidad de



Figura 3.1: Banco de flujo estacionario FTB2000 CE de la marca AVL TIPELMANN.

movimiento cinético aplicada al volumen de control que encierra el enderezador puede escribirse de la forma (White, 2010):

$$\vec{M} - \int_{SC} p \vec{r} \times \vec{n} dS + \int_{SC} \vec{r} \times (\boldsymbol{\tau} \cdot \vec{n}) dS = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{r} \times \vec{v}) dV + \int_{SC} \rho \vec{r} \times \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dS, \quad (3.1)$$

donde \vec{M} es el torque ejercido por el enderezador sobre la corriente de aire, SC y VC representan la superficie y volumen de control, respectivamente, \vec{n} es el vector unitario normal a la superficie de control y definido hacia fuera, y $\boldsymbol{\tau}$ el tensor de esfuerzos viscosos. Despreciando el torque debido a estos esfuerzos en la sección de entrada al volumen de control, y teniendo en cuenta que el flujo es estacionario, la proyección de (3.1) sobre el eje z del enderezador es

$$M_z = \int_S \rho r v_\theta v_z dS. \quad (3.2)$$

Por lo tanto, el torque M_z ejercido (y medido) por el enderezador de corriente coincide con el flujo axial de cantidad de movimiento angular [ecuación (2.2)].

El procedimiento experimental es el siguiente. Se fija la culata a ensayar en el banco de flujo de forma que el aire atraviere uno de los 4 conductos de admisión (cilindros) que forman la culata. Se selecciona una apertura de válvula. Se establece una caída de presión Δp entre el ambiente y la salida del cilindro. Se espera unos segundos para que se establezca el flujo estacionario, y se miden los valores del flujo másico m' , el flujo axial de cantidad de movimiento angular M_z , la caída de presión Δp , así como la

presión p_{amb} ambiente y la temperatura a la salida del cilindro T_c ¹. Para cada culata ensayada, se repite este procedimiento con los 4 cilindros, y 7 aperturas de válvula (2, 4, 7, 8, 9, 10 y 12 mm) para cada uno de ellos.

3.2. Efecto del número de Reynolds

El Análisis Dimensional mostrado en la sección 2.3 permite concluir que los coeficientes de flujo α y torbellino \mathcal{T} son funciones de la forma exclusivamente si se desprecia la influencia del número de Reynolds. En esta sección, comprobaremos que esta condición se verifica en nuestro problema. Para ello caracterizaremos una culata mediante el procedimiento descrito en la sección anterior, aplicando caídas de presión Δp de 20 a 60 mbar en saltos de 5 mbar para cada posición de apertura de válvula. A modo de ilustración, la figura 3.2(izquierda) muestra los valores de m' y M_z ² medidos en nuestro banco de ensayo para el primer cilindro, una apertura de válvula de 7 mm, y las 9 caídas de presión Δp anteriormente citadas. Los resultados obtenidos para otras aperturas de válvula y cilindros son similares. Como cabe esperar, tanto m' como M_z aumentan con la caída de presión Δp . Sin embargo, los valores adimensionalizados α y \mathcal{T} son prácticamente constantes, independientes del número de Reynolds [figura 3.2(derecha)]. Todos los resultados que mostraremos en adelante fueron obtenidos para $\Delta p = 50$ mbar.

3.3. Cálculo de la incertidumbre experimental

En este capítulo pretendemos determinar experimentalmente la variabilidad de los coeficientes de flujo y torbellino asociada a las tolerancias del proceso de fabricación de la culata. Por este motivo, es crucial conocer la incertidumbre con la que se miden estos valores. Esta incertidumbre puede calcularse mediante dos procedimientos: (i) a partir de la incertidumbre asociada a los sensores del banco de ensayo; y (ii) mediante la repetición del experimento y el análisis estadístico de los resultados.

En el primer procedimiento, las incertidumbres asociadas a las magnitudes primitivas M_z , m' , Δp , p_{amb} , y T_c se obtienen de la precisión de los

¹La densidad a la salida del cilindro ρ_c se calcula a partir de la ecuación de estado de los gases perfectos; es decir, $\rho_c = (p_{\text{amb}} - \Delta p)/(RT_c)$, donde $R = c_p - c_v$ es la constante del gas.

²En adelante, los valores de M_z se toman en valor absoluto.

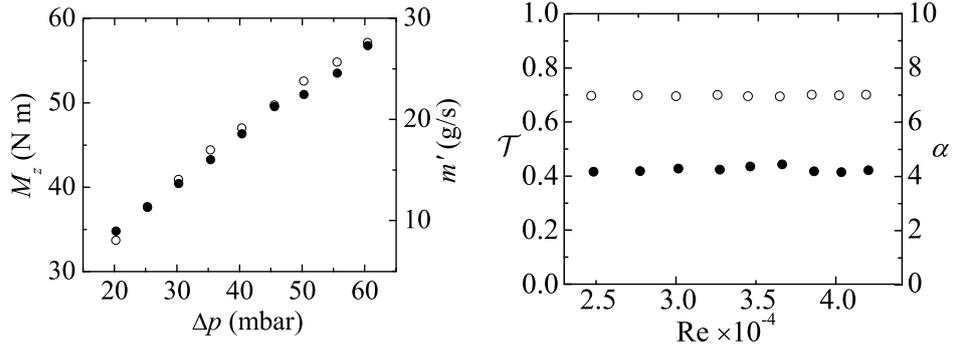


Figura 3.2: (Izquierda) m' y M_z para el primer cilindro y una apertura de válvula de 7 mm, en función de la caída de presión Δp . (Derecha) Coeficientes de flujo α y torbellino \mathcal{T} en función del número de Reynolds Re .

dispositivos experimentales. La tabla 3.1 muestra los rangos de medida e incertidumbres asociados a dichos dispositivos. La incertidumbre relativa $\mathcal{I}(y)$ de una magnitud $y = f(x_1, x_2, \dots, x_N)$ se calcula mediante la fórmula general de propagación de errores (JCGM, 2008)

$$y\mathcal{I}(y) = \left\{ \sum_{i=1}^n \left[x_i \mathcal{I}(x_i) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 \right\}^{1/2}. \quad (3.3)$$

Se puede comprobar que el coeficiente de torbellino se relaciona formalmente con las magnitudes primitivas de la forma

$$y = C \prod_{i=1}^N x_i^{n_i}, \quad (3.4)$$

donde C es una constante. En este caso, la fórmula (3.3) se reduce a

$$\mathcal{I}(y) = \left[\sum_{i=1}^N n_i^2 \mathcal{I}(x_i)^2 \right]^{1/2}. \quad (3.5)$$

La relación formal entre el coeficiente de flujo α o el valor medio ponderado $\langle \mathcal{T} \rangle$ y las variables primitivas involucra polinomios compuestos por monomios de la forma (3.4). En este caso, el cálculo de la incertidumbre se realiza “por piezas”. En primer lugar, se obtiene las incertidumbres de los monomios de las variables primitivas mediante (3.5). A partir de (3.3), se

Torque M_z	± 100 Nm	$\pm 0.2\%$ FS
Gasto másico m'	25-750 kg/h	$\pm(0.9\% m' + 0.05\% \text{ FS})$
Presión diferencial Δp	10-70 mbar	$\pm 0.2\%$ FS
Presión ambiente p_{amb}	800-1100 mbar	$\pm 0.1\%$ FS
Temperatura en el cilindro T_c	0-100 °C	± 0.25 °C
Apertura de válvula	0-30 mm	± 0.02 mm

Tabla 3.1: Rangos de medida e incertidumbres asociados a los dispositivos experimentales del banco de ensayo.

Apertura (mm)	2	4	7	8	9	10	12
α	1.8	4.0	7.2	7.8	8.4	8.8	9.2
$\mathcal{I}(\alpha)$ ($\pm\%$)	1.7	1.3	1.1	1.1	1.1	1.1	0.5
\mathcal{T}	1.1	0.59	0.51	0.53	0.54	0.55	0.59
$\mathcal{I}(\mathcal{T})$ ($\pm\%$)	6.4	3.2	2.3	2.2	2.2	2.2	2.1

Tabla 3.2: Valores de los coeficientes de flujo y torbellino y sus incertidumbres calculados para un ensayo.

deduce que la incertidumbre absoluta de un polinomio se calcula sumando los cuadrados de las incertidumbres absolutas de los monomios que lo componen, y tomando la raíz cuadrada del resultado. De esta forma, se obtienen las incertidumbres de los polinomios involucrados. Finalmente, se aplica de nuevo la fórmula (3.5), donde ahora $\mathcal{I}(x_i)$ representa la incertidumbre relativa del polinomio x_i .

La tabla 3.2 muestra los valores de los coeficientes de flujo y torbellino y sus correspondientes incertidumbres relativas calculadas para un ensayo. Como es natural, la incertidumbre relativa crece a medida que se cierra la válvula porque el flujo másico y el torque decrecen. La incertidumbre asociada al valor medio ponderado $\langle \mathcal{T} \rangle$ es $\pm 1.0\%$, el 20% de la tolerancia establecida por el fabricante³. Esto implica que dicha tolerancia puede ser garantizada mediante ensayos en el banco sólo si se miden desviaciones del 5-1=4% con respecto al valor nominal.

En el segundo procedimiento, la incertidumbre asociada a una variable es la desviación típica de los valores obtenidos en las repeticiones de un

³Puede llamar la atención el hecho de que la incertidumbre del valor ponderado sea significativamente inferior a las incertidumbres para las diferentes aperturas de válvula. Esto es debido a que hemos adoptado la fórmula (3.3) para el cálculo de propagación de errores. Si se adopta la fórmula más conservadora, $y\mathcal{I}(y) = \sum_{i=1}^n |x_i\mathcal{I}(x_i)\partial f/\partial x_i|$, el resultado es 2.7%.



Figura 3.3: Detalle de los elementos mecánicos que generan incertidumbre en la posición relativa de la culata respecto al banco de flujo, o en la posición de la válvula durante el ensayo. La figura muestra el cilindro adaptador de diámetro 96 mm (izquierda), la plancha de posicionamiento de la culata (centro), y el sistema de apertura de la válvula (derecha).

experimento. Es importante que la repetición incluya todos los pasos realizados durante el ensayo, en particular el posicionamiento de la culata y la válvula. De hecho, la variabilidad del coeficiente de torbellino asociada a estos dos factores puede ser relevante. Tanto la culata como la plancha donde se ubica se posicionan en el banco mediante espigas de fijación (figura 3.3). Este sistema garantiza un grado de tolerancia H7 (+0,018 mm) en los diámetros, Din Pos. 0.02 mm en el posicionamiento, y ± 0.05 mm en la superficie de asiento rectificadas a $Rz 1.6 \mu\text{m}$. El conjunto plancha-culata se mueve mediante un servomotor hasta colocarlo a la entrada del circuito de aire. El fabricante no indica la precisión del servomotor, pero, dado que tiene las mismas características que el posicionador de válvulas, podemos atribuirle la misma precisión (± 0.02 mm). Por lo tanto, la incertidumbre del posicionamiento de la culata en el banco es del orden de 0.1 mm. La tabla 3.3 muestra las incertidumbres calculadas a partir de 14 repeticiones del ensayo con el cilindro 1 de una culata. Los resultados obtenidos para los otros tres cilindros son similares.

La principal conclusión que se deriva de este análisis es que la incertidumbre calculada a partir de la precisión del equipo experimental es significativamente superior a su homóloga obtenida mediante repeticiones del ensayo. Debe recordarse que en el segundo caso se excluyen los posibles errores sistemáticos en la medida, mientras que en el primero no. Por esta razón, en adelante consideraremos las incertidumbres calculadas a partir del primer procedimiento; es decir, las mostradas en la tabla 3.2.

Apertura (mm)	2	4	7	8	9	10	12
$\bar{\alpha}$	1.8	3.9	7.1	7.8	8.3	8.7	9.1
$\mathcal{I}(\alpha)$ (\pm %)	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2
$\bar{\mathcal{T}}$	1.1	0.59	0.51	0.53	0.54	0.55	0.59
$\mathcal{I}(\mathcal{T})$ (\pm %)	2.2	0.3	0.3	0.4	0.3	0.3	0.4

Tabla 3.3: Valores medios de los coeficientes de flujo $\bar{\alpha}$ y torbellino $\bar{\mathcal{T}}$ y sus incertidumbres calculados a partir de 14 repeticiones del ensayo con el cilindro 1 de una culata.

3.4. Resultados

En esta sección, presentamos los resultados experimentales para el coeficiente de flujo α y torbellino \mathcal{T} medidos en 19 culatas fabricadas en serie. La figura 3.4 muestra los valores del coeficiente de flujo para los 4 cilindros de las culatas consideradas en nuestro estudio con una apertura de válvula de 8 mm. Las gráficas superior-izquierda, superior-derecha, e inferior se corresponden con los valores de α de cada culata, los valores $\bar{\alpha}$ promediados sobre los 4 cilindros, y los valores α_n normalizados con el valor medio de la serie para el mismo cilindro, respectivamente. Como se puede apreciar, casi la totalidad de los cilindros verifican el requisito impuesto por el fabricante: $\alpha = 7.8 \pm 5$ %. La dispersión en los valores del coeficiente de flujo es reducida. De hecho, los resultados para otras aperturas de válvula (ver los anexos en formato digital) indican que dicha dispersión oscila entre el 1.2 % para 7 mm y 2.6 % para 2 mm. Estas variaciones son del orden de la incertidumbre de la medida, por lo que no se puede afirmar que sean atribuibles a la fabricación exclusivamente.

La figura 3.5 muestra los resultados correspondientes al valor medio ponderado $\langle \mathcal{T} \rangle$ del coeficiente torbellino para los 4 cilindros y las 19 culatas. Todos los valores excepto una medición en el cilindro 2 están fuera de la tolerancia establecida. Debe señalarse que éste no es el aspecto más relevante, ya que la diferencia entre el valor promedio y el nominal, $\langle \mathcal{T} \rangle = 0.51$, podría reducirse mediante una modificación del conducto o del bisel excéntrico. Más importante es la dispersión de los valores obtenidos para cada cilindro, que es del orden del límite del 5 % establecido por el fabricante. Esta dispersión se aprecia claramente en los resultados para una apertura de válvula fija (ver los anexos en formato digital). Si promediamos los resultados para los 4 cilindros, la desviación estándar relativa del coeficiente de torbellino varía entre 3.4 % para una apertura de 7 mm y 14.4 % para 2 mm. Asumiendo

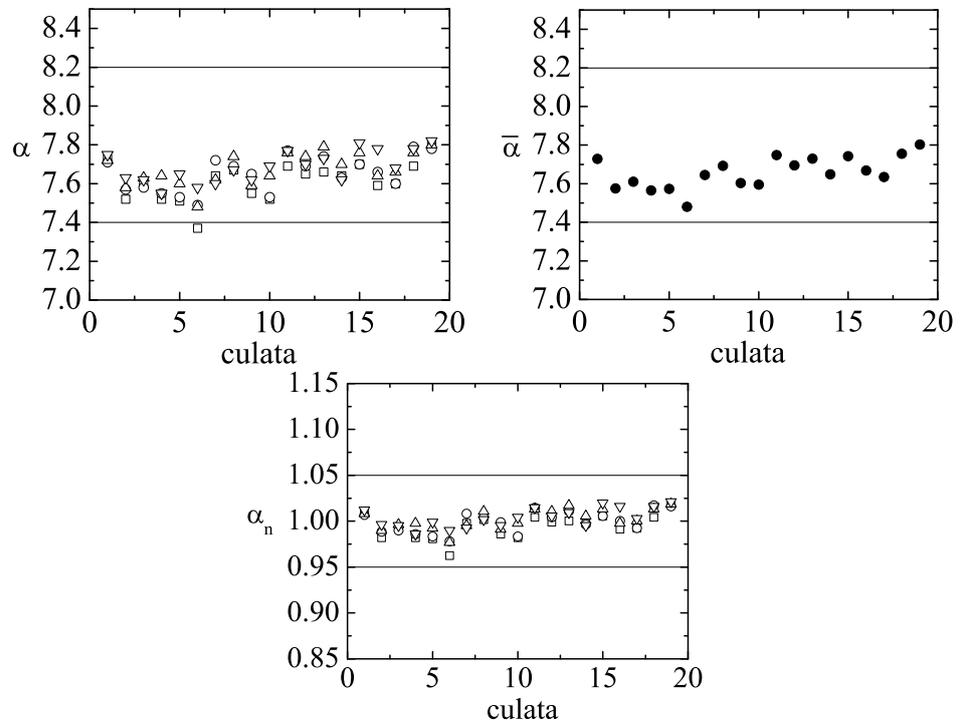


Figura 3.4: Coeficiente de flujo α para los 4 cilindros de las culatas consideradas en nuestro estudio con una apertura de válvula de 8 mm. Las gráficas superior-izquierda, superior-derecha, e inferior se corresponden con los valores de α de cada culata, los valores $\bar{\alpha}$ promediados sobre los 4 cilindros, y los valores α_n normalizados con el valor medio de la serie para el mismo cilindro, respectivamente. En las gráficas superior-izquierda e inferior, los cuadrados, círculos, triángulos, triángulos invertidos se corresponden con los cilindros 1, 2, 3, y 4, respectivamente. Las líneas horizontales indican las tolerancias.

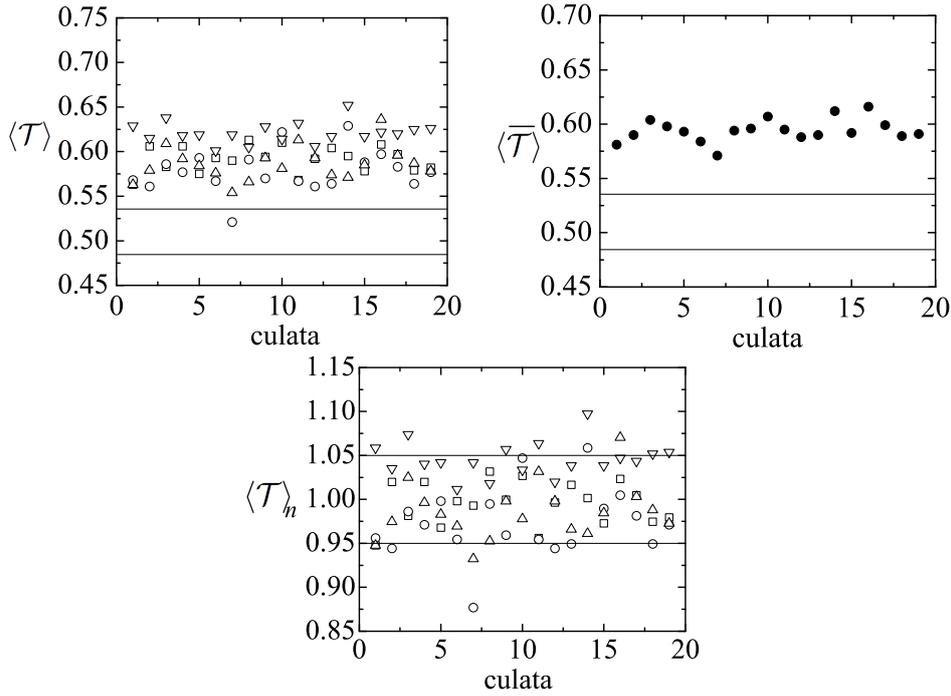


Figura 3.5: Coeficiente de torbellino ponderado $\langle \mathcal{T} \rangle$ para los 4 cilindros de las culatas consideradas en nuestro estudio. Las gráficas superior-izquierda, superior-derecha, e inferior se corresponden con los valores de $\langle \mathcal{T} \rangle$ de cada culata, los valores $\langle \bar{\mathcal{T}} \rangle$ promediados sobre los 4 cilindros, y los valores $\langle \mathcal{T} \rangle_n$ normalizados con el valor medio de la serie para el mismo cilindro, respectivamente. En las gráficas superior-izquierda e inferior, los cuadrados, círculos, triángulos, triángulos invertidos se corresponden con los cilindros 1, 2, 3, y 4, respectivamente. Las líneas horizontales indican las tolerancias.

que los valores del coeficiente de torbellino siguen una distribución normal, el 5% de las culatas se desviarán un 6.8% y 28.8% de la media para 7 y 2 mm, respectivamente.

Debe mencionarse que el análisis experimental mostrado en esta sección fue realizado también con otros 3 modelos de culata para comprobar el grado de generalidad de los resultados obtenidos. Las conclusiones derivadas de esos estudios son muy similares a las obtenidas en el presente análisis.

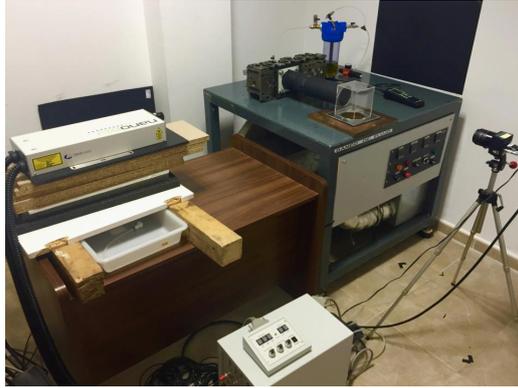


Figura 3.6: Equipo experimental para la visualización del campo de velocidades.

3.5. Velocimetría. Método PIV

Los resultados mostrados en la sección anterior sólo permiten obtener información del flujo en el sistema de admisión a partir de dos magnitudes globales: el coeficiente de flujo y de torbellino. Para realizar una descripción más detallada, es necesario medir el campo de velocidades en el interior del cilindro. En el presente trabajo, se midió la proyección del campo vectorial de velocidades sobre las secciones transversal del cilindro.

El experimento fue realizado en el banco de flujo estacionario mostrado en la figura 3.6, un equipo más simple que el utilizado para la medida del coeficiente de torbellino. Un cilindro de vidrio perfectamente transparente es acoplado a la culata. La válvula de escape se encuentra completamente cerrada, mientras que la apertura de la válvula de admisión se fija manualmente mediante un micrómetro. Se establece una caída de presión Δp_v entre el ambiente y la zona de descarga de la válvula de admisión mediante una soplante de velocidad variable. En el ensayo, se miden la presión ambiente p_{amb} y la depresión Δp_v mediante dos transductores de presión. También se mide el flujo másico m' que atraviesa la culata gracias a una tobera calibrada a la que se acoplan dos medidores de presión.

Utilizamos un sistema PIV (“Particle Image Velocimetry”) para medir la distribución bidimensional de velocidades en las secciones transversal del cilindro. El flujo se ilumina con un láser de doble pulso TSI Nd:Yag Nano S 65-15 que produce rayos con una longitud de onda de 532 nm, 65 mJ por

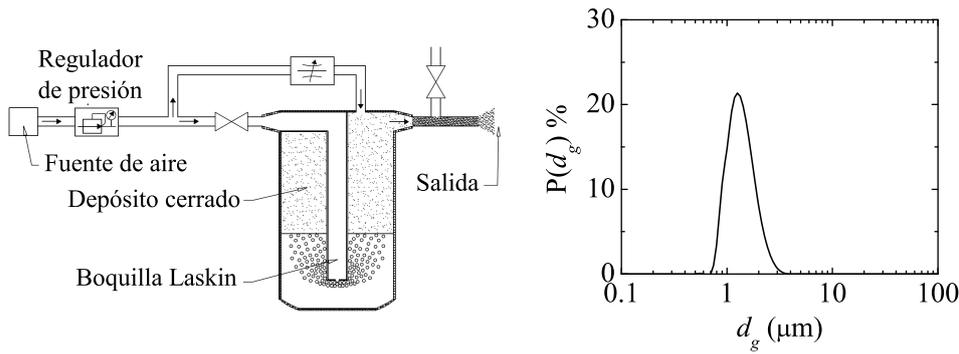


Figura 3.7: (Izquierda) Esquema del burbujeador. (Derecha) Histograma $P(d_g)$ del diámetro d_g de las gotas producidas por el burbujeador para las condiciones del ensayo.

pulso, un espesor mínimo de 0.425 mm, y un tiempo entre pulsos de 10 μs . El rayo se expande hasta formar un plano tras atravesar un conjunto de lentes cilíndricas. Se toman imágenes mediante una cámara CCD POWERVIEW PLUS 2MP PIV a la que se le acopla una lente NIKON de 50 mm mediante una montura F. La cámara se sitúa con su eje óptico paralelo al del cilindro (figura 3.6). El flujo es desviado hacia la soplante a través de un codo con forma cúbica para evitar la distorsión óptica. Para evitar reflexiones en la superficie de la culata, ésta se pinta de negro. El cilindro se envuelve con una papel negro dejando una ranura en la sección donde se mide el campo de velocidades. De esta forma, se evita la interferencia de la iluminación exterior. El láser y la cámara se controlan mediante el programa INSIGHT 3G.

El sembrado de partículas se realiza introduciendo aceite pulverizado en la corriente de aire mediante un inyector colocado a la entrada del sistema de admisión. Las gotas de aceite son producidas por un burbujeador de boquillas Laskin (ver figura 3.7) (Adrian and Westerweel, 2011) fabricado en la Escuela de Ingenierías de Industriales. El tamaño de las gotas y el caudal eyectado se controlan regulando la presión a la que trabaja el burbujeador y la válvula de salida, respectivamente. La figura 3.7 muestra la distribución de tamaños de las gotas producidas en los ensayos.

Hemos comprobado que nuestro sistema PIV cumple los requisitos de calidad comúnmente aceptados (Westerweel et al., 2013). El tamaño 5.36×5.36 mm de la ventana de análisis (o interrogación) es inferior a la longitud a

lo largo de la cual el campo de velocidades cambia significativamente. El tamaño de la partícula es del orden de $1 \mu\text{m}$. Hay más de diez pares de partículas en cada ventana de análisis. El desplazamiento máximo de las partículas en el plano del láser es menor que un cuarto del lado de una ventana de análisis. Por último, el desplazamiento máximo en la dirección perpendicular al plano debe ser menor que un cuarto del espesor del rayo láser. Para cumplir estos requisitos, se han ajustado los siguientes parámetros: energía del láser, dimensiones del plano láser, apertura del objetivo de la cámara, magnificación del sistema óptico, presión y caudal del inyector de partículas

Las imágenes adquiridas durante el experimento se procesan en dos pasos. Los vectores de velocidad se calculan a través del programa INSIGHT 3G. Se comparan los vectores velocidad con el promedio calculado sobre la vecindad del vector. Si la diferencia excede un cierto valor umbral, el vector velocidad es considerado espúreo, y se sustituye interpolando los vectores vecinos. Menos de un 3% de los vectores obtenidos en nuestros experimentos son espúreos.

La escala temporal en la que se desarrollan las fluctuaciones turbulentas más rápidas, t_μ , se puede estimar como $t_\mu \sim t_c \text{Re}^{1/2}$, donde $t_c = d_c/v_c$ es el tiempo característico global (Hinze, 1975). Teniendo en cuenta los datos experimentales, $t_\mu \sim 100 \mu\text{s}$ ⁴. Como hemos mencionado, el tiempo entre dos pulsos del láser es aproximadamente $10 \mu\text{s}$, un orden de magnitud inferior a t_μ . Por lo tanto, el campo de velocidades $\vec{v} = u(x, y; t)\vec{i} + v(x, y; t)\vec{j}$ medido a partir de un par de imágenes se corresponde con el valor instantáneo de dicha magnitud. Este valor instantáneo es la suma del valor medio $\vec{v} = \bar{u}(x, y)\vec{i} + \bar{v}(x, y)\vec{j}$ y las fluctuaciones turbulentas. Para obtener el valor medio, se promedian los resultados obtenidos a partir de 5 parejas de imágenes (campos de velocidades instantáneos) tomadas en el mismo experimento. En el resto de este capítulo, nos referiremos al valor medio del campo de velocidades, y eliminaremos de la notación la barra que simboliza el promedio sobre las fluctuaciones.

Por otra parte, la longitud característica más pequeña de las fluctuaciones turbulentas, ℓ_μ , se puede estimar como $\ell_\mu \sim d_c \text{Re}^{-1/4}$ (Hinze, 1975). En nuestro caso, esta longitud toma valores inferiores a 0.1 mm , muy inferior al tamaño de la ventana de análisis. Por lo tanto, nuestro sistema PIV no “resuelve” las estructuras más pequeñas de la turbulencia. A modo de ilus-

⁴En el cálculo de la velocidad característica $v_c = 4m'/(\pi d_c^2 \rho_c)$, la densidad a la salida del cilindro ρ_c se aproxima por la densidad ambiente 1.22 kg/m^3 .

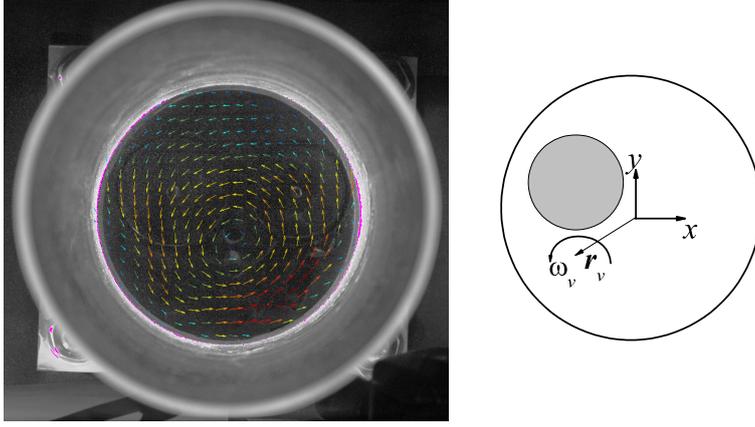


Figura 3.8: (Izquierda) Campo de velocidades para una apertura de válvula de 12 mm, $Z = 70$ mm y $\Delta p_v = 9.9$ mbar. (Derecha) Sistema de coordenadas (el círculo gris indica la posición de la válvula de admisión).

tracción, la figura 3.8 muestra los resultados para una apertura de válvula de 12 mm, una distancia a la base de la culata $Z = 70$ mm, y $\Delta p_v = 9.9$ mbar. Se aprecia con claridad el vórtice generado por el sistema de admisión.

En nuestro análisis, calcularemos la componente $\omega_z = \partial v / \partial x - \partial u / \partial y$ del vector vorticidad $\vec{\omega}$, y obtendremos su valor medio $\Omega_z = 1/S \int_S |\omega_z| dS$ en una sección del cilindro ($S = \pi d_c^2 / 4$ es la superficie de esa sección). El campo escalar de vorticidad $\omega_z(x, y)$ y su integración numérica se calculan con la función CURL de MATLAB y la regla del trapecio, respectivamente.

La mayoría de los vórtices poseen un núcleo que se mueve como un sólido rígido; es decir, con una distribución bidimensional de velocidades dada por la fórmula $\vec{v} = (\vec{r} - \vec{r}_v) \times \vec{\omega}_v$, donde $\vec{r}_v = x_v \vec{i} + y_v \vec{j}$ es el vector posición del centro del vórtice en la sección considerada (ver figura 3.8), y $\vec{\omega}_v = \omega_v \vec{k}$ es su velocidad angular. Además, ω_v es igual $\omega_z / 2$ medido en el centro del vórtice. Por lo tanto, el módulo del vector velocidad obedece a la expresión

$$v^2 = \omega_v^2 [(x - x_v)^2 + (y - y_v)^2]. \quad (3.6)$$

El sistema de admisión genera una corriente rotatoria en el interior del cilindro que viaja aguas abajo. En esta corriente se forman uno o más vórtices a una cierta distancia del plano donde se asienta la válvula. Consideremos el campo de velocidades en una sección del cilindro situada a una

distancia Z de la base de la culata. Centremos nuestra atención en la región próxima al centro del vórtice. Sean $\{v_i\}$ los módulos de los vectores velocidad en las ventanas de análisis que se encuentran en esa región. Supongamos que el campo de velocidades en el centro del vórtice se corresponde aproximadamente con el movimiento como sólido rígido. El ajuste de la fórmula (3.6) a los valores $\{v_i^2\}$ permite determinar la posición del vórtice (x_v, y_v) , así como su velocidad angular ω_v . Como valores iniciales para las variables de optimización $\{x_v, y_v, \omega_v\}$, se pueden tomar el centro de la ventana de análisis donde v_i alcanza el valor mínimo, y $\omega_z/2$ en ese punto, respectivamente. El ajuste se realiza considerando los 25 valores del módulo de la velocidad correspondientes a las 5×5 ventanas de análisis en torno a aquella donde v_i alcanza el valor mínimo.

3.6. Velocimetría. Resultados

En primer lugar, hemos realizado un análisis de la reproducibilidad de los resultados, y de la magnitud de las fluctuaciones turbulentas del campo de velocidades. Para ello se llevó a cabo el siguiente estudio. En primer lugar, se calcula la desviación típica σ_{tot} de las coordenadas x_v e y_v del vórtice para un conjunto de parejas de imágenes (campos de velocidades instantáneos) tomadas en un ensayo. A esta magnitud contribuyen tanto la incertidumbre experimental como las fluctuaciones turbulentas. A continuación, se calcula el campo de velocidades medio promediando los valores instantáneos, y se determina la posición del vórtice correspondiente. Esta posición se corresponde con el resultado para una realización experimental. Se repite esta operación en varias realizaciones experimentales, y se calcula la desviación típica σ_{exp} asociada a los valores medios correspondientes. Esta dispersión es atribuible exclusivamente a la incertidumbre experimental. Por lo tanto, $\sigma_{\text{tur}} \equiv \sigma_{\text{tot}} - \sigma_{\text{exp}}$ es la dispersión debida a la turbulencia. Los valores obtenidos para x_v e y_v , una apertura de válvula de 8 mm, y $Z = 70$ mm son $\sigma_{\text{exp}} \simeq 1.5$ mm y $\sigma_{\text{tur}} \simeq 3.5$ mm. Estos resultados indican, por un lado, el alto grado de reproducibilidad de las mediciones, y, por otro, la considerable intensidad de la turbulencia.

Un elemental Análisis Dimensional nos enseña que, fijada la geometría (incluida la, rugosidad hidráulica relativa del material), y constante adiabática del gas, la vorticidad media $\Omega_z^* \equiv \Omega_z t_c$, coordenadas $x_v^* \equiv x_v/d_c$ e $y_v^* \equiv y_v/d_c$, y velocidad angular $\omega_v^* \equiv \omega_v t_c$ adimensionalizadas son funciones del número de Reynolds exclusivamente. La figura 3.9 muestra los valores de

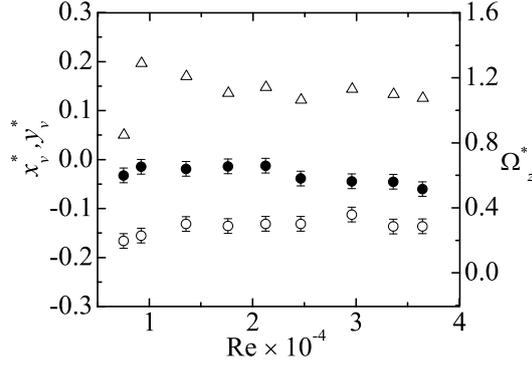


Figura 3.9: $\{\Omega_z^*, x_v^*, y_v^*, \omega_v^*\}$ como función del número de Reynolds Re para una apertura de válvula de 8 mm y $Z = 70$ mm. Los círculos negros y blancos se corresponden con las coordenadas x_v^* e y_v^* , respectivamente, mientras que los triángulos son los valores de Ω_z^* .

estas magnitudes para una apertura de válvula de 8 mm, $Z = 70$ mm, y diferentes números de Reynolds (valores de Δp_v). Como se puede apreciar, la influencia de este parámetro es despreciable para $Re \gtrsim 10^4$. Por lo tanto, $\{x_v^*, y_v^*, \Omega^*\}$ dependen únicamente de la geometría de la culata (y la apertura de válvula). En adelante, se muestran resultados obtenidos para $Re=23\ 755$, que se corresponde con un tiempo característico $t_c = 26.3$ ms.

Para flujo incompresible, estacionario, y bajo la acción de fuerzas externas conservativas (por ejemplo, el campo gravitatorio), la componente $\omega_z^* \equiv \omega_z t_c$ de la vorticidad obedece a la ecuación de transporte (White, 1991)

$$(\vec{v}^* \cdot \nabla^*) \omega_z^* = (\vec{\omega}^* \cdot \nabla^*) w^* + \frac{1}{Re} \nabla^* \times (\nabla^* \cdot \tau^*), \quad (3.7)$$

donde $w^* \equiv w/v_c$ es la componente z de la velocidad adimensional, $\nabla^* \equiv \nabla d_c$, y $\tau^* \equiv \tau/(\rho v_c^2)$ el esfuerzo τ (viscoso más turbulento) adimensional. La componente ω_z^* de la vorticidad de la partícula fluida cambia debido al “estiramiento” o inclinación de la vorticidad, $(\vec{\omega}^* \cdot \nabla^*) w^*$, y al término difusivo $Re^{-1} \nabla^* \times (\nabla^* \cdot \tau^*)$. Despreciando las contribuciones de las componentes x e y de la velocidad y vorticidad, los dos primeros términos de la ecuación (3.7) se reducen a

$$w^* \frac{\partial \omega_z^*}{\partial z^*} = \omega_z^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*}. \quad (3.8)$$

A modo de ilustración, la figura 3.10 muestra ω_z^* para una apertura de

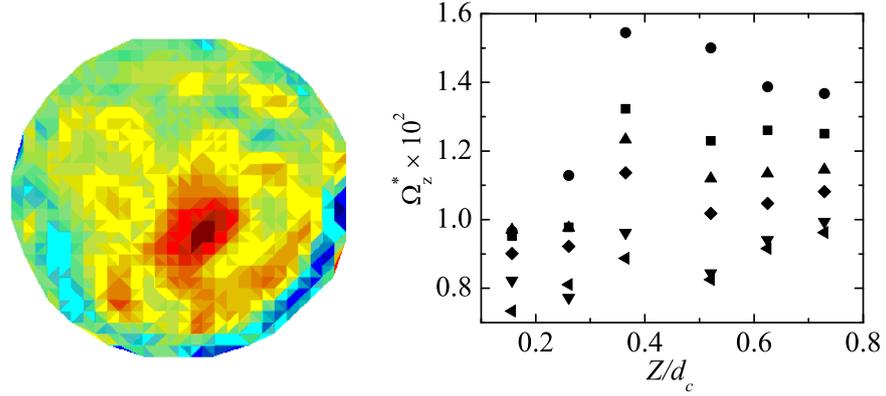


Figura 3.10: (Izquierda) Campo de vorticidad ω_z^* para una apertura de válvula de 12 mm, y $Z/d_c = 0.729$. El color rojo (azul) indica valores altos (bajos) de ω_z^* . (Derecha) Ω_z^* como función de la distancia Z/d_c . Los símbolos \bullet , \blacksquare , \blacktriangle , \blacklozenge , \blacktriangledown , y \blacktriangleleft se corresponden con las aperturas de válvula 4, 6, 7, 8, 10, y 12 mm.

válvula de 12 mm y $Z/d_c = 0.729$. Esta magnitud alcanza un valor máximo y positivo en el centro del vórtice, lo que indica que éste se mueve en el sentido contrario a las agujas del reloj. La figura 3.10 también muestra la evolución en el cilindro de la vorticidad media Ω_z^* para las diferentes aperturas de válvula. La vorticidad media crece al disminuir la apertura de válvula. Para una apertura de válvula dada, Ω_z^* crece hasta la sección $Z/d_c = 0.365$ ($Z = 35$ mm), y decrece lentamente a partir de esa distancia a la válvula. Este resultado indica que, en promedio, $w^* > 0$, $\omega_z^* > 0$, y $\partial w^*/\partial z^* > 0$ dentro del intervalo $0 < Z/d_c \lesssim 0.365$, y, por lo tanto, $\partial \omega_z^*/\partial z^* > 0$ [ecuación (3.8)]. Es decir, se produce una transferencia de vorticidad desde las componentes x e y a la componente z en el intervalo $0 < Z/d_c \lesssim 0.365$ (“vortex stretching”). Para $Z/d_c \gtrsim 0.365$, el par externo ejercido por las paredes del cilindro reduce el valor de Ω_z^* .

La figura 3.11 muestra la posición del vórtice principal en el interior del cilindro. En todos los casos, el vórtice se forma en el semicírculo donde se encuentra la válvula. Dependiendo de la apertura de la válvula, el vórtice se acerca o aleja del centro del cilindro. En particular, el vórtice se acerca al centro del cilindro para una apertura de 12 mm (ver figura 3.12). Como cabe esperar, la velocidad angular en el centro del vórtice disminuye con la distancia a la culata debido a la difusión turbulenta de vorticidad.

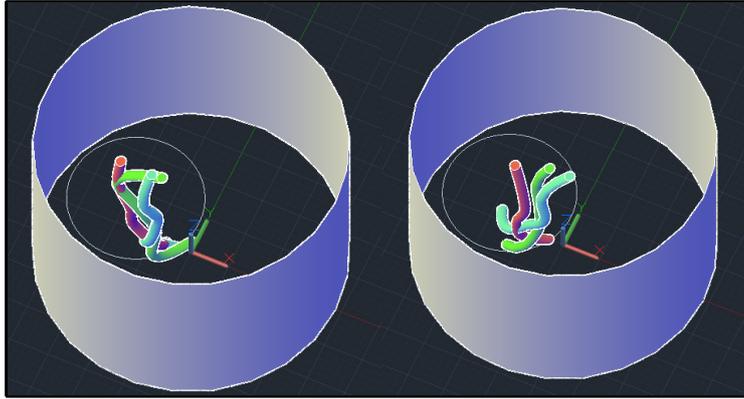


Figura 3.11: Posición del vórtice principal en el cilindro. Las líneas roja, verde y azul de la imagen de la derecha se corresponden con las aperturas de válvula 4, 6 y 7 mm, respectivamente. Las líneas roja, verde y azul de la imagen de la izquierda se corresponden con las aperturas de válvula 8, 10 y 12 mm, respectivamente. La anchura de las líneas se corresponde con la incertidumbre experimental. El círculo en el fondo del cilindro indica la posición de la válvula de admisión.

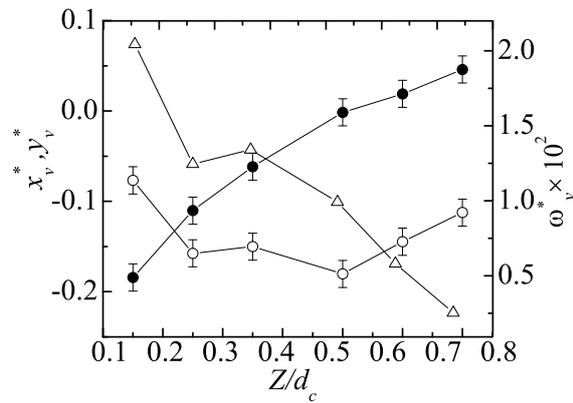


Figura 3.12: Coordenadas x_v^* (círculos negros) e y_v^* (círculos blancos), y velocidad angular ω_v^* (triángulos) del vórtice principal en función de la distancia a la culata Z/d_c para una apertura de válvula de 12 mm.

Capítulo 4

MODELO NUMÉRICO

En este trabajo, se analiza el flujo estacionario que atraviesa el sistema de admisión descrito en el capítulo 2. A lo largo de este capítulo, analizaremos los aspectos más relevantes del modelo numérico utilizado. A modo de introducción, proporcionaremos en la sección 4.1 algunas nociones generales acerca de las ecuaciones hidrodinámicas, condiciones de contorno y el método numérico. Dedicaremos el resto de secciones a describir los detalles de nuestra simulación.

4.1. Ecuaciones hidrodinámicas y condiciones de contorno

El desarrollo de los métodos numéricos y modelos de turbulencia a finales del siglo XX ha permitido elaborar programas para simular con cierta precisión el movimiento de un fluido. Esta técnica recibe el nombre genérico de Dinámica de Fluidos Computacional (“Computational Fluid Dynamics”, CFD), y proporciona una información mucho más precisa que cualquier método analítico. La potencia de cálculo de los ordenadores actuales permite ejecutar estos programas en ordenadores personales en un tiempo razonable. Por esta razón, la técnica CFD constituye una valiosa herramienta para analizar y diseñar, por ejemplo, máquinas hidráulicas y térmicas.

Esencialmente, un programa CFD integra mediante un procedimiento numérico las ecuaciones de Navier-Stokes con unas condiciones de contorno e iniciales dadas. Para flujo incompresible con viscosidad constante, los problemas dinámico y térmico se encuentran desacoplados, por lo que no es necesario resolver la ecuación de la energía. En coordenadas cartesianas, las ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento se reducen a

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = g_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = g_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = g_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right), \quad (4.4)$$

donde (u, v, w) son las componentes de la velocidad a lo largo de los ejes (x, y, z) , p el campo de presiones, ρ y ν la densidad y viscosidad cinemática del fluido, respectivamente, y \vec{g} la aceleración de la gravedad.

En el régimen turbulento, las fluctuaciones de la velocidad modifican sustancialmente el transporte de cantidad de movimiento en el fluido. La complejidad de la solución en este régimen impide su cálculo en aplicaciones ingenieriles. En su lugar, debemos conformarnos con obtener los valores medios de las magnitudes hidrodinámicas, promediando en los intervalos de tiempo en los que tienen lugar las fluctuaciones. Podemos descomponer el valor instantáneo de una magnitud cualquiera, $a(\vec{r}, t)$, en dos contribuciones: el valor medio $\bar{a}(\vec{r}, t)$ promediando $a(\vec{r}, t)$ a lo largo del intervalo de tiempo $[t, t + \tau]$, y la fluctuación $a'(\vec{r}, t)$ en torno a dicho valor medio; es decir,

$$a(\vec{r}, t) = \bar{a}(\vec{r}, t) + a'(\vec{r}, t) \quad \text{con} \quad \bar{a}(\vec{r}, t) \equiv \frac{1}{\tau} \int_t^{t+\tau} a(\vec{r}, t') dt'. \quad (4.5)$$

El intervalo τ es mayor que el periodo en el que se desarrolla una fluctuación, y mucho menor que el tiempo característico de evolución de $\bar{a}(\vec{r}, t)$. La *intensidad* $\overline{a'^2}$ de la fluctuación a' se define mediante la relación

$$\overline{a'^2} \equiv \frac{1}{\tau} \int_t^{t+\tau} a'^2 dt'. \quad (4.6)$$

Además, dadas dos fluctuaciones a' y b' , se define su *correlación* $\overline{a'b'}$ de la forma

$$\overline{a'b'} \equiv \frac{1}{\tau} \int_t^{t+\tau} a'b' dt'. \quad (4.7)$$

Si se realiza la integración $\int_t^{t+\tau} dt'$ de ambos miembros de las ecuaciones (4.1)-(4.4), y se llevan a cabo ciertas simplificaciones, se obtienen las ecuaciones de Reynolds para los valores medios:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0, \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} &= g_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) \\ &\quad - \left[\frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'^2}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{u'v'}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{u'w'}) \right], \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} &= g_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) \\ &\quad - \left[\frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'v'}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'^2}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{v'w'}) \right], \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} &= g_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) \\ &\quad - \left[\frac{\partial}{\partial x} (\overline{u'w'}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{v'w'}) + \frac{\partial}{\partial z} (\overline{w'^2}) \right]. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Como podemos observar, las ecuaciones de Reynolds son formalmente idénticas a las ecuaciones de Navier-Stokes salvo en las contribuciones $\overline{v'_i v'_j}$ al término viscoso. Estas contribuciones son conocidas con el nombre de *esfuerzos turbulentos*, mientras que los términos $\nu \partial \bar{v}_i / \partial x_j$ se denominan *esfuerzos laminares*. La importancia relativa de estas dos contribuciones depende de la región considerada. Muy cerca de las paredes sólidas los esfuerzos laminares son dominantes, siendo los esfuerzos turbulentos mucho mayores (1, 2, o incluso 3 órdenes de magnitud) fuera de esa región.

Las ecuaciones de Navier-Stokes para el régimen laminar constituyen un problema cerrado cuyas incógnitas son los campos de velocidad y presión. En el régimen turbulento, esto no es así puesto que no existen leyes que permitan expresar los esfuerzos turbulentos en términos de los valores medios de las magnitudes hidrodinámicas (*problema de cierre*). Para abordar este problema, se han desarrollado aproximaciones estadísticas denominadas *modelos turbulentos*.

Los modelos turbulentos de viscosidad turbillonaaria son los más populares en ingeniería debido a que combinan simplicidad y precisión. En estos modelos, los esfuerzos turbulentos se calculan a partir de una ley tipo Navier-Poisson; es decir, como el producto de un escalar ν_t , denominado viscosidad

turbillonaria, y el tensor de deformación $\overline{e_{ij}} = 1/2 (\partial\overline{v_i}/\partial x_j + \partial\overline{v_j}/\partial x_i)$ debido a la velocidad media:

$$\begin{aligned} \overline{u'^2} &= \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial\overline{u}}{\partial x} & \overline{u'v'} &= \nu_t \left(\frac{\partial\overline{u}}{\partial y} + \frac{\partial\overline{v}}{\partial x} \right) & \overline{u'w'} &= \nu_t \left(\frac{\partial\overline{u}}{\partial z} + \frac{\partial\overline{w}}{\partial x} \right) \\ \overline{v'^2} &= \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial\overline{v}}{\partial y} & \overline{v'w'} &= \nu_t \left(\frac{\partial\overline{v}}{\partial z} + \frac{\partial\overline{w}}{\partial y} \right) & \overline{w'^2} &= \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial\overline{w}}{\partial z} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Los elementos diagonales incluyen la energía cinética turbulenta $k = 1/2(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$.

En el modelo k - ϵ , $\nu_t = C_\mu k^2/\epsilon$, siendo C_μ una constante (Versteeg and Malalasekera, 2007). Tanto k como la tasa de disipación turbulenta ϵ se calculan integrando un sistema de dos ecuaciones en derivadas parciales con condiciones de contorno (e iniciales):

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (k \overline{v_j}) = \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \rho \epsilon + 2\rho \nu_t \overline{e_{ij}} \overline{e_{ij}}, \quad (4.13)$$

$$\rho \frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\epsilon \overline{v_j}) = \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\rho \nu_t \overline{e_{ij}} \overline{e_{ij}} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (4.14)$$

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.00, \quad \sigma_\epsilon = 1.30, \quad C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92. \quad (4.15)$$

El modelo k - ϵ es relativamente simple, proporciona resultados fiables en problemas industriales relevantes, se encuentra bien establecido, y ha sido ampliamente validado. Sin embargo, proporciona resultados pobres en flujos rotatorios, con gradientes de presión adverso intenso, deprendimiento de capa límite, turbulencia fuertemente anisótropa, etc.

El modelo de los esfuerzos de Reynolds (RSM) es más preciso para flujos con componente angular significativa, como sucede en nuestro caso. En este modelo, se calculan los 6 esfuerzos turbulentos (Versteeg and Malalasekera, 2007)

$$R_{ij} = \overline{v'_i v'_j} \quad (4.16)$$

integrando las 6 ecuaciones de transporte turbulento

$$\frac{dR_{ij}}{dt} = D_{ij} + P_{ij} + \Pi_{ij} + \Omega_{ij} - \varepsilon_{ij}. \quad (4.17)$$

En estas ecuaciones,

$$P_{ij} = - \left(R_{im} \frac{\partial \overline{v_j}}{\partial x_m} + R_{jm} \frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_m} \right) \quad (4.18)$$

es el término de producción de turbulencia,

$$\epsilon_{ij} = 2/3 \epsilon \delta_{ij} \quad (4.19)$$

es la tasa de disipación turbulenta (δ_{ij} es la delta de Kronecker),

$$D_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_m} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_m} \right) = \nabla \cdot \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \nabla R_{ij} \right) \quad (4.20)$$

es el término de difusión. Por otra parte,

$$\Pi_{ij} = -C_1 \frac{\epsilon}{k} \left(R_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \right) - C_2 \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) \quad (4.21)$$

es el término de correlación presión-deformación ($C_1 = 1.8$ y $C_2 = 0.6$), mientras que

$$\Omega_{ij} = -2\omega_k (R_{jm} e_{ikm} + R_{im} e_{jkm}) \quad (4.22)$$

es el término rotacional, donde ω_k es el vector de rotación, $e_{ijk} = 1$ si i, j y k están en orden cíclico y son diferentes, $e_{ijk} = -1$ si i, j y k están en orden anit-cíclico y son diferentes, y $e_{ijk} = 0$ si al menos dos índices son iguales. El sistema de ecuaciones se completa con la ecuación (4.14) para la disipación turbulenta.

El cálculo del campo de velocidades en las proximidades de una pared sólida para números de Reynolds elevados exige una enorme resolución espacial. Para evitarlo, se recurre a la ley universal de la pared. Esta ley semiempírica establece que la distribución de velocidades cerca de una superficie sólida puede dividirse en tres capas: (i) la capa laminar o viscosa, donde los esfuerzos viscosos dominan a los turbulentos, y el perfil de velocidades es esencialmente lineal; (ii) la capa logarítmica, donde los esfuerzos turbulentos son más importantes que los laminares, y la distribución de velocidades es logarítmica (quasi-uniforme); y (iii) una región en la que ambas capas se solapan. La ley universal proporciona resultados precisos para flujo quasi-unidireccional y sin gradientes de presión elevados. Los límites que delimitan estas capas se establecen en términos de la distancia adimensional $y^+ \equiv yv^*\rho/\mu$, siendo y la distancia a la pared, $v^* \equiv \sqrt{\tau_w/\rho}$ la velocidad turbulenta, y τ_w el esfuerzo en la pared. Las zonas $y^+ < 5$ e $y^+ > 30$ se corresponden con las capas laminares y logarítmicas, respectivamente. La rugosidad de la pared provoca una disminución aproximadamente constante de la velocidad en la capa logarítmica con respecto a la de la superficie lisa.

Entendemos por CFD cualquier método numérico diseñado para integrar las ecuaciones de Navier-Stokes (o Reynolds) con unas condiciones de contorno e iniciales dadas. El desarrollo de una simulación CFD consta de dos

pasos: la generación de la malla a partir de una geometría dada, y la resolución numérica de las ecuaciones hidrodinámicas para esa malla. La calidad de una malla se mide esencialmente en términos del número de celdas que la componen y del “skewness” de la celda. Este parámetro mide la deformación de la celda, y toma valores entre 0 (deformación nula) y 1 (deformación máxima). Típicamente, los valores inferiores a 0.5 se corresponden con celdas de elevada calidad. Si la malla tuviera celdas con valores superiores a 0.9, el método numérico conduce a resultados erróneos o es inestable.

La solución CFD debe ser *consistente*; es decir, el resultado no debe depender significativamente del número de celdas que componen la malla. Si el número de celdas es reducido, la solución es imprecisa debido a los *errores de discretización*. Esencialmente, estos errores son debidos al cálculo de las derivadas e integrales mediante aproximaciones discretas. Si el número de celdas es suficientemente elevado, los errores de discretización son despreciables, y la solución es consistente. Un número de celdas excesivo conduce a errores de redondeo en las operaciones realizadas por el ordenador, lo que conlleva una pérdida notable de precisión.

Los resultados de este trabajo fueron obtenidos mediante el programa comercial FLUENT, que implementa el métodos de volúmenes finitos. Este método es el apropiado para dinámica de fluidos, puesto que admite el uso de mallas no estructuradas, y permite resolver eficientemente problemas con convección. La solución se calcula mediante un proceso iterativo en el que se suele monitorizar los *residuos* de las ecuaciones para comprobar que descienden por debajo de los valores mínimos establecidos. En los problemas estacionarios, es conveniente monitorizar además una variable de interés (la presión en un punto, por ejemplo) para comprobar que alcanza un valor constante. Si esto sucede, se puede asumir que se ha obtenido la solución correcta. A continuación, describiremos los detalles de nuestras simulaciones.

4.2. Geometría

En el capítulo 2 describimos el proceso de fabricación y la geometría del sistema de admisión. En esta sección, mencionaremos los aspectos más relevantes en relación a la simulación numérica. La figura 4.1 muestra las diferentes partes que componen el la geometría del modelo. Esta geometría consta de la toma de aire atmosférico, el conducto de admisión situado en la culata, y el conducto del banco de flujos. La entrada de aire atmosférico es un cilindro grande en comparación con la sección de entrada a la culata,

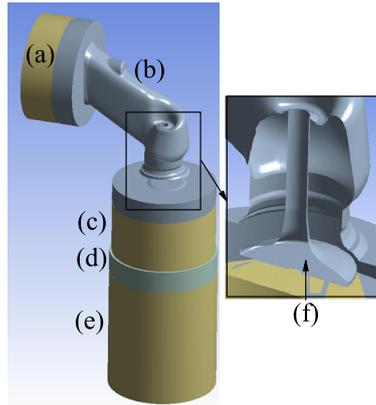


Figura 4.1: Geometría: (a) cilindro que simula la atmósfera, (b) pipa de admisión de la culata, (c) cilindro del motor, (d) cilindro que simula el medidor de par, (e) cilindro de salida, y (f) válvula.

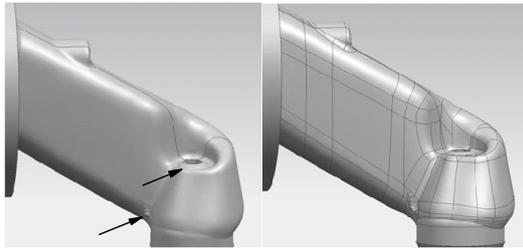


Figura 4.2: Modelo original (izquierda) y revisado (derecha) de la pipa de admisión. Las flechas indican las regiones donde el modelo tratado pierde definición.

de forma que simule correctamente la atmósfera.

En la culata se distinguen dos zonas: la pipa de admisión (zona en bruto) y los anillos (zona mecanizada). La geometría de la pipa de admisión coincide exactamente con la existente en el fichero utilizado para fabricar la pieza (hecha de fundición). Esta elección presenta un inconveniente: la irregularidad de las múltiples superficies que forman la culata. Algunas de estas irregularidades son de tamaño muy reducido, incluso inferior a 1 mm. La gran ventaja de este procedimiento es la fidelidad del modelo a la pieza real. En la figura 4.2 se puede apreciar la diferencia entre un modelo original y otro revisado (no utilizado en las simulaciones) en el que se optimiza el número y tamaño de las superficies.

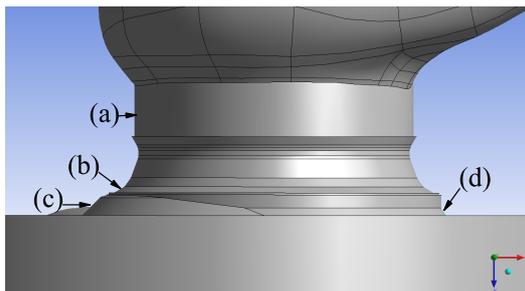


Figura 4.3: Elementos mecanizados: (a) cilindro de diámetro 35 mm, (b) biseles del anillo del asiento válvula, (c) bisel excéntrico, y (d) alojamiento del anillo con bisel centrado.

El primer anillo situado a continuación de la pipa de admisión tiene un radio de 8 mm en dirección axial (ver figura 2.5), y se obtiene mecanizando la pipa parcialmente. Además, se mecaniza en todo el contorno una geometría cilíndrica de diámetro 35.5 mm, y se inserta el anillo de asiento válvula. Este anillo es una geometría de revolución compuesta por varios ángulos y radios. Se mecanizan dos ángulos (ver figura 2.6) para garantizar que los anillos sean perfectamente concéntricos. El aire sale hacia el cilindro a través de una región definida por dos biseles: uno de 1 mm de longitud centrado con el alojamiento, y otro desplazado del centro (conocido como bisel excéntrico) cuya misión es aumentar el coeficiente de torbellino a pequeñas aperturas de válvula. En la figura 4.3 se muestra un detalle de todos estos elementos mecanizados.

La geometría de la culata se completa con la válvula de admisión. Esta válvula está compuesta por un vástago que desliza por la guía mecanizada en la culata, y un plato que permite el cierre de la válvula contra la culata. El vástago y el plato se unen mediante un radio que suaviza la transición entre las dos zonas.

El conducto del banco de flujos es similar al cilindro de un motor de combustión, y está compuesto por dos cilindros. El primero tiene 70 mm de longitud y 96 mm de diámetro, mientras que el segundo tiene 126 mm de longitud y 100 mm de diámetro y contiene el medidor de par. Este medidor se encuentra situado a 1 mm de la entrada del cilindro, y tiene 10 mm de longitud.

En el modelo se han introducido las variables geométricas que permi-

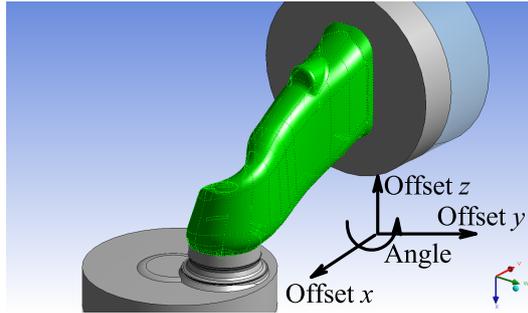


Figura 4.4: Variables en la parametrización de la geometría.

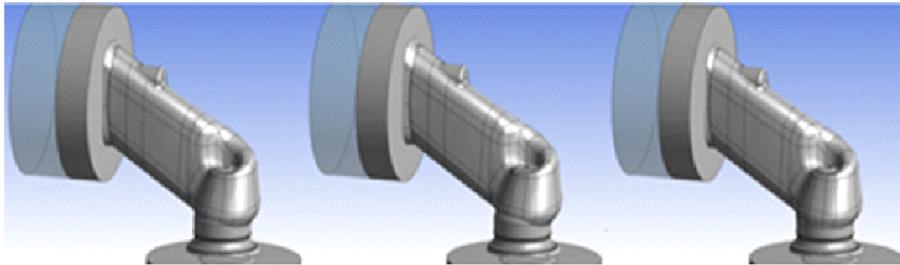


Figura 4.5: Geometría nominal (izquierda), y geometría para los valores máximos (centro) y mínimos (derecha) de los cuatro parámetros de control.

tirán realizar el estudio paramétrico del coeficiente de torbellino. Como se indicó en la sección 2.2, la fuente de variación más importante del proceso de mecanizado es el referenciado, que posiciona la pipa de admisión (zona en bruto) respecto a los anillos (zona mecanizada). Teniendo esto en cuenta, se han definido los cuatro parámetros que representan las posibles variaciones en el plano de la pieza: las traslaciones en las tres direcciones del espacio, y el giro con respecto al eje perpendicular a los ejes del cilindro y de la pipa de admisión. En la figura 4.4 se detalla la geometría que se mueve (en verde) y la forma de hacerlo. Los valores máximos y mínimos de los cuatro parámetros considerados se corresponden con la tolerancia del referenciado (ver tabla 2.3); es decir, ± 0.6 mm respecto al valor nominal. Esta tolerancia se corresponde con un ángulo de giro máximo de $\pm 0.2165^\circ$. A modo de ejemplo, en la figura 4.5 se muestra la geometría nominal, y las obtenidas para los valores máximos y mínimos de los cuatro parámetros arriba mencionados.

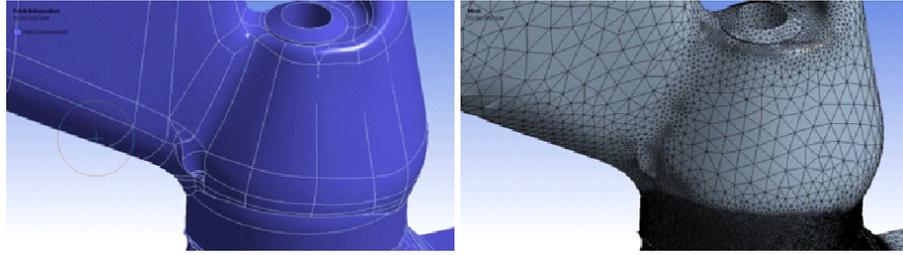


Figura 4.6: Detalle de las líneas que definen la pipa de admisión (izquierda) y de la malla libre que no se ajusta a dichas líneas (derecha).

4.3. Malla

El mallado de la geometría está condicionado por los siguientes requerimientos:

- La tipología de la superficie en la pipa de admisión. En el apartado anterior se mencionó la necesidad de mantener el modelo geométrico original con el objetivo de reproducir los datos experimentales. Dada la irregularidad de la geometría, se construirá un mallado no estructurado que no se apoyará en los puntos y líneas de la superficie (ver figura 4.6). Se observa cómo la malla (imagen de la derecha) no se ajusta a las líneas y puntos de la superficie (imagen de la izquierda).
- La necesidad de generar el mallado de forma automática para la resolución de los casos parametrizados. La enorme cantidad de casos a resolver desaconseja un mallado manual. Por esta razón, se ha escogido una malla con una estructura simple frente a otras opciones más precisas pero que requieren un ajuste caso por caso.
- Limitación en el número de celdas debido al coste computacional. Se dispone de un clúster de tres ordenadores con procesador Intel Core i7 2.8 GHz.

Como hemos explicado, el modelo geométrico se divide en tres zonas: cilindro de entrada, pipa de admisión y cilindros de salida. La zona de la pipa de admisión incluye también una porción de los cilindros de entrada y salida. En el cilindro de entrada, el mallado es estructurado y está compuesto por prismas de base triangular. En la pipa de admisión se ha utilizado un

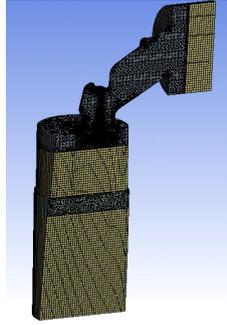


Figura 4.7: Mallas estructuradas (color claro) y no estructuradas (color oscuro) utilizadas en la simulación.

mallado no estructurado compuesto por tetraedros. Este mallado sólo tiene en cuenta la superficie, y es independiente de los puntos y líneas que la componen. Es muy adecuado en geometrías denominadas “sucias”, debido a la existencia de muchas líneas, superficies pequeñas, ángulos muy agudos y uniones imperfectas. En el cilindro de salida se mezcla el mallado estructurado y no estructurado. Los cilindros de 96 mm y 100 mm de diámetro se mullan como el cilindro de entrada. Sin embargo, en la unión entre ambos (que simula el medidor de par) se utiliza una malla no estructurada compuesta por tetraedros para facilitar la conexión entre las dos mallas estructuradas. La figura 4.7 muestra los tipos de mallas asignados a cada zona.

Como ya hemos mencionado, el número de celdas que componen la malla debe ser lo suficientemente elevado para que el resultado no dependa significativamente de este parámetro. Evidentemente, se ha de buscar un compromiso entre la fiabilidad del resultado, la convergencia de la solución, y el tiempo de cálculo requerido para obtenerlo. En este trabajo se ha realizado un estudio de consistencia de la solución analizando la dependencia del coeficiente de torbellino con el número de celdas, y comparando los resultados con datos experimentales. La tabla 4.1 muestran los valores obtenidos para una apertura de 12 mm.

Como se puede observar, un incremento del número de elementos no conduce necesariamente a resultados más precisos, probablemente debido a errores de truncamiento (ver, por ejemplos, el resultado para la Malla 5). De hecho, el modelo no converge adecuadamente si el tamaño de la malla sobrepasa cierto límite. Por otra parte, la malla que presenta un mejor

Malla	Núm. Elementos	Residuo máximo	\mathcal{T}	Δ_{exp}
1	305 850	5.,0E-04	0.642	14 %
2	431 280	5.5E-04	0.549	-3 %
3	673 090	2.9E-03	0.618	9 %
4	1 617 000	8.2E-04	0.475	-16 %
5	2 699 700	3.5E-01	0.415	-27 %
6	1 768 638	5.0E-04	0.594	5 %

Tabla 4.1: Resultados para las seis mallas analizadas. Δ_{exp} representa la desviación de \mathcal{T} con respecto al valor experimental. Resultados para una apertura de válvula de 12 mm.

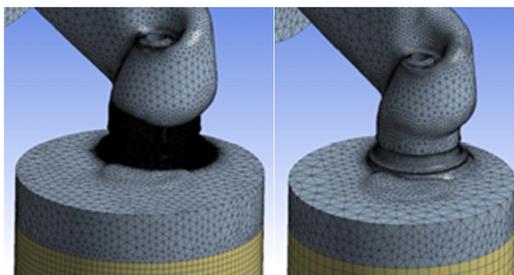


Figura 4.8: Densidad de la Malla 1 (izquierda) y Malla 6 (derecha) en el asiento de la válvula.

acuerdo con los datos experimentales (Malla 2) no es la que posee un mayor nivel de convergencia. La Malla 1 alcanza el mejor compromiso convergencia-precisión. Sin embargo, su precisión empeora significativamente para aperturas de válvula medias (para 8 mm se desvía un 21 % del valor experimental), y presenta problemas de convergencia para aperturas pequeñas (2, 4 y 7 mm). Por este motivo, se ha utilizado esta malla como punto de partida, y se ha realizado un refinamiento local en la zona de descarga de la válvula, donde aparecen mayores gradientes de las magnitudes hidrodinámicas (ver figura 4.8). Con esta malla (Malla 6), el error en el coeficiente de torbellino es inferior al 10 % para todas las aperturas, y el tiempo de computación por caso es 2.5 h, aproximadamente. Ésta será la malla utilizada a lo largo del presente estudio.

Como ya hemos mencionado, el parámetro “skewness” permite valorar la calidad de los elementos que conforman la malla. En ninguna de las mallas analizadas se supera el valor límite 0.9. En todas ellas el valor promedio es

aproximadamente 0.3, la desviación típica es inferior a 0.2, y existen menos de 10 elementos con un valor superior a 0.75. Por lo tanto, podemos concluir que la calidad de los elementos es aceptable.

4.4. Modelo hidrodinámico y método numérico

La figura 4.9 muestra las superficies donde se definen las condiciones de contorno. En la entrada, se fija la presión manométrica total (o de remanso) igual a la atmosférica, y la velocidad normal a la superficie. En la salida, se fija la presión manométrica estática que se impone en los ensayos. Los parámetros de turbulencia son los siguientes: 4 % de intensidad de turbulencia tanto en la entrada como en la salida, y 0.005 y 0.01 m para la escala de longitud turbulenta a la entrada y la salida, respectivamente. La condición de contorno en las paredes sólidas depende del modelo turbulento utilizado. Cuando se utiliza el modelo $k - \epsilon$, se aplica la condición de contorno “Standard Wall Function”, y, por lo tanto, no se resuelve la capa límite en las proximidades de la pared. Cuando se resuleven las dos versiones del modelo RSM, se impone la condición de no deslizamiento y sí se resuelve la capa próxima a la pared. Se ha tomado una rugosidad hidráulica equivalente constante de 0.2 mm, que se corresponde con el promedio de las rugosidades medidas en el sistema de admisión. Se ha tomado el valor por defecto 0.5 para la constante de rugosidad. Las condiciones de contorno de turbulencia en la pared son las convencionales para cada modelo (ANSYS, 2009).

La figura 4.10 muestra los valores de y^+ para una simulación con una apertura de válvula de 12 mm. Como se puede apreciar, $y^+ < 5$ (subcapa laminar) para una porción considerable de superficie sólida. La mayoría de las de las celdas se encuentran en la subcapa logarítmica, especialmente en la región de interés anterior al medidor de par.

El medidor de par se ha modelado como un medio poroso con una caída de presión Δp_m en la dirección axial dada por la expresión

$$\Delta p_m = e\mu/\alpha v_m + eC_2\rho v_m^2/2, \quad (4.23)$$

siendo e el espesor del medio poroso (longitud del medidor de par), v_m la velocidad media axial, y α y C_2 dos constantes que caracterizan el medio. La figura 4.11 muestra la caída de presión producida por medidores de par de distintos diámetros d_m en función del flujo másico $m' = \rho v_m \pi d_m^2/4$ que los atraviesa. El ajuste de la ley cuadrática (4.23) a esos datos permite

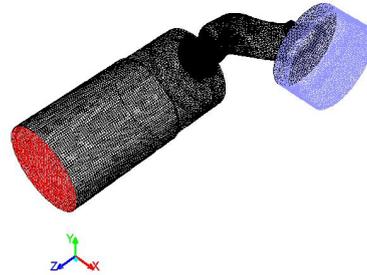


Figura 4.9: Superficies donde se definen las condiciones de contorno.

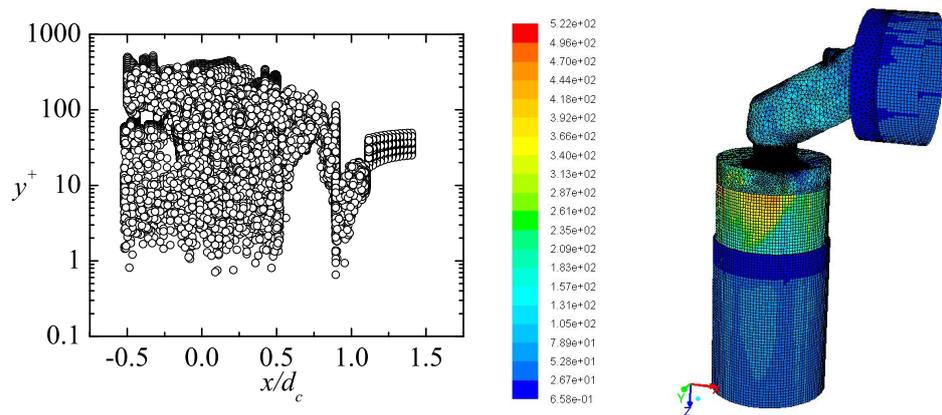


Figura 4.10: Valores de y^+ para una simulación con una apertura de válvula de 12 mm.

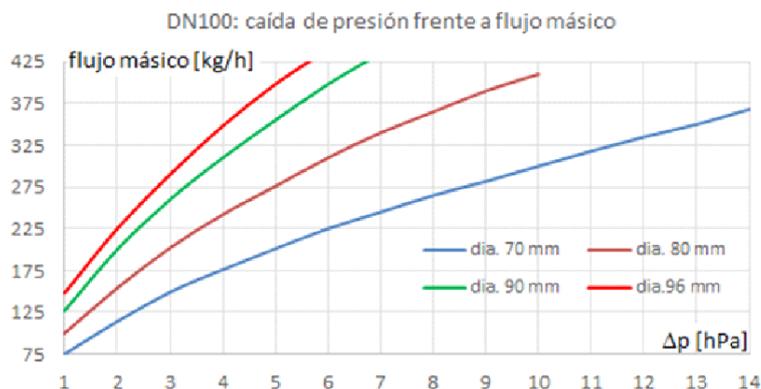


Figura 4.11: Flujo másico frente a caída de presión en medidores de par de diferentes diámetros.

determinar los valores de α y C_2 . El medidor de par endereza la corriente, de forma que las componentes laterales de la velocidad a la salida son despreciables. En la simulación, se fijan caídas de presión en la direcciones laterales muy superiores a Δp_m para forzar a que la corriente se mueva axialmente en el medio poroso.

Se han realizado simulaciones tanto para flujo compresible como incompresible con una apertura de válvula de 12 mm. Los valores del coeficiente de torbellino difieren en un 2%, siendo el resultado para el régimen compresible más próximo al valor experimental. No obstante, el tiempo de computación es tres veces superior en este caso. Dado el elevado número de simulaciones a realizar en nuestro análisis, se ha adoptado el modelo incompresible. Los valores de densidad $\rho = 1.125 \text{ kg/m}^3$ y viscosidad dinámica $\mu = 1.789 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$ son los correspondientes a las condiciones atmosféricas en el ensayo (presión atmosférica de 959 hPa, temperatura de 220 °C y humedad relativa de 60%).

La selección del modelo de turbulencia está condicionada por el patrón de flujo en el interior de cilindro. El conducto de admisión está diseñado para generar rotación en el fluido, de tal forma que ésta facilite la mezcla con el combustible en el cilindro. Además, los números de Reynolds que caracterizan el problema son relativamente bajos. Para este tipo de flujos, es recomendable el modelo “Low-Reynolds Stress Omega” (Wilcox, 2006) (RSM- ω), una variante del modelo RSM descrito en la sección 4.1. La tabla 4.2 muestra una comparación entre los resultados obtenidos con este modelo

Modelo	Precisión	Solver	Malla	\mathcal{T}	Δ_{exp}
$k-\epsilon$ Standard	Simple	1er. Orden	322 889	0.248	-56 %
RSM Standard	Simple	1er. Orden	322 889	0.287	-49 %
RSM Standard	Doble	1er. Orden	322 889	0.303	-46 %
RSM- ω	Doble	2º Orden	305 850	0.642	14 %

Tabla 4.2: Resultados para las seis mallas analizadas. Δ_{exp} representa la desviación de \mathcal{T} con respecto al valor experimental. Resultados para una apertura de válvula de 12 mm.

y el modelo $k-\epsilon$.

El método de resolución utilizado es el “Pressure-based Solver”, que es el adecuado para flujo incompresible. Los gradientes son evaluados mediante el esquema “Green-Gauss Node-Based”. Aunque este esquema consume más tiempo de computación, conduce a resultados más precisos. La discretización espacial de la ecuación para la presión se realiza mediante el esquema PRESTO!, indicado para problemas con carácter rotatorio. Por otra parte, se hace uso método MUSCL de tercer orden para discretizar las ecuaciones de cantidad de movimiento. El acoplamiento velocidad-presión se realiza mediante el esquema SIMPLEC. Hemos comprobado que si la discretización espacial de la ecuaciones para la presión y cantidad de movimiento se realiza mediante los esquemas “standard” y “first-order upwind”, respectivamente, la desviación con respecto al valor experimental para una apertura de válvula de 12 mm pasa del 14 % al -39 %.

Como criterio de convergencia se han establecido un valor de los residuos inferior a 5×10^{-4} o 2000 iteraciones. El número de iteraciones se ha determinado monitorizando en algunos casos la magnitud de mayor interés: el par M_z a una distancia de 70 mm de la culata (ver figura 4.12). Esta magnitud se calcula a partir de la ecuación (2.2). El proceso iterativo comienza resolviendo el modelo turbulento $k-\epsilon$. Este alcanza el criterio de convergencia para todas las aperturas de válvula consideradas. Una vez obtenida esta solución, se sustituye el modelo $k-\epsilon$ por el modelo RSM- ω . Para las aperturas 8, 9, y 12 mm, la solución satisface el criterio de convergencia para los residuos con el nuevo modelo. Para las aperturas 4, 7, y 10 mm, este criterio no se satisface, pero el par alcanza un valor constante. Finalmente, el método iterativo no converge bajo ninguno de los dos criterios establecidos para la apertura 2 mm.

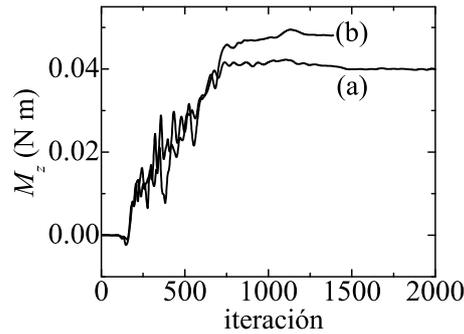


Figura 4.12: Par M_z en función de la iteración para una apertura de válvula de 10 mm (a) y 12 mm (b).

4.5. Validación experimental

En esta sección mostramos la comparación entre los resultados experimentales obtenidos tanto en el flujo estacionario como mediante el método PIV (capítulo 3). En la figura 4.13 se representan los valores del coeficiente de flujo $\bar{\alpha}$ y de torbellino \bar{T} como función de la apertura de válvula. Los resultados experimentales se corresponden con la media sobre los 4 cilindros y las 19 culatas. Como se puede apreciar, las predicciones teóricas tanto para los dos coeficientes coinciden satisfactoriamente con las medidas experimentales, incluso para aperturas de válvulas donde los criterios de convergencia no se alcanzaron. En ambos casos, las desviaciones para aperturas de válvula superiores a 4 mm son inferiores al 5%. Para las aperturas de válvula intermedias (7, 8, 9, y 10 mm) es excelente, los resultados numéricos coinciden prácticamente con los datos experimentales.

La figura 4.14 muestra el campo de velocidades para una apertura de válvula de 12 mm a 15, 25, 35, y 70 mm de la culata. Los patrones de flujo experimentales y numéricos son similares en ambos casos. En todas las secciones, se aprecian ciertas desviaciones cerca de la pared del cilindro, probablemente atribuibles a distorsiones ópticas en el experimento. En la sección $Z = 15$ mm no se observa con claridad la formación del vórtice. Sin embargo, se aprecia una región de remanso en el lado izquierdo de la sección, aproximadamente debajo de la válvula de admisión. Las discrepancias entre los resultados experimentales y numéricos en este caso pueden atribuirse a la pequeña distancia (3 mm) entre la válvula y la sección de medida. De hecho, esta distancia es del orden del espesor del plano láser. A diferencia

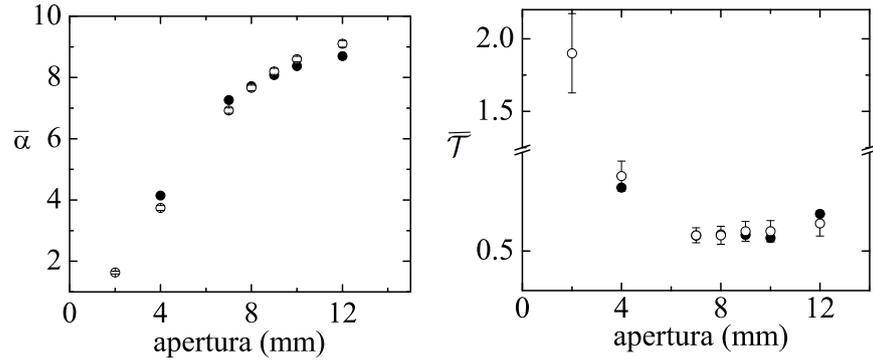


Figura 4.13: Coeficiente de flujo $\bar{\alpha}$ y de torbellino \bar{T} como función de la apertura de válvula. Los círculos blancos y negros son los datos experimentales y numéricos, respectivamente. Los resultados experimentales se corresponden con la media sobre los 4 cilindros y las 19 culatas. Las barras de error muestran la desviación típica de las medidas experimentales.

de lo que sucede en la simulación, los datos experimentales muestran la formación incipiente del vórtice, lo que sugiere que el valor experimental de Z podría estar significativamente sobreestimado.

A pesar de la complejidad de la distribución de velocidades para $Z = 25$ mm, las simulaciones reproducen satisfactoriamente las líneas de corriente. El vórtice principal se sitúa prácticamente en la misma posición en ambos casos. Existe una bifurcación en el cuadrante superior izquierdo que también reproduce aproximadamente la simulación. Tanto en los experimentos como en las simulaciones, la corriente que se genera a la derecha del vórtice también se bifurca, formando un pequeño remolino en el cuadrante superior derecho. La intensidad de este remolino parece atenuarse en $Z = 35$ mm, y el flujo se ordena progresivamente en torno al vórtice principal. El plano $Z = 70$ mm es especialmente significativo, puesto que se corresponde con la entrada del medidor de par en el banco de flujo estacionario. El patrón de flujo en este caso es más sencillo. Las líneas de corriente se organizan en torno a un único vórtice, cuyo centro se encuentra localizado prácticamente en el mismo punto en el experimento y la simulación. Las regiones de máxima velocidad también coinciden aproximadamente. Sin embargo, la velocidad en el núcleo del vórtice predicha por la simulación es inferior a la medida experimentalmente.

En la figura 4.15 se representan las coordenadas (adimensionales) x_v^*

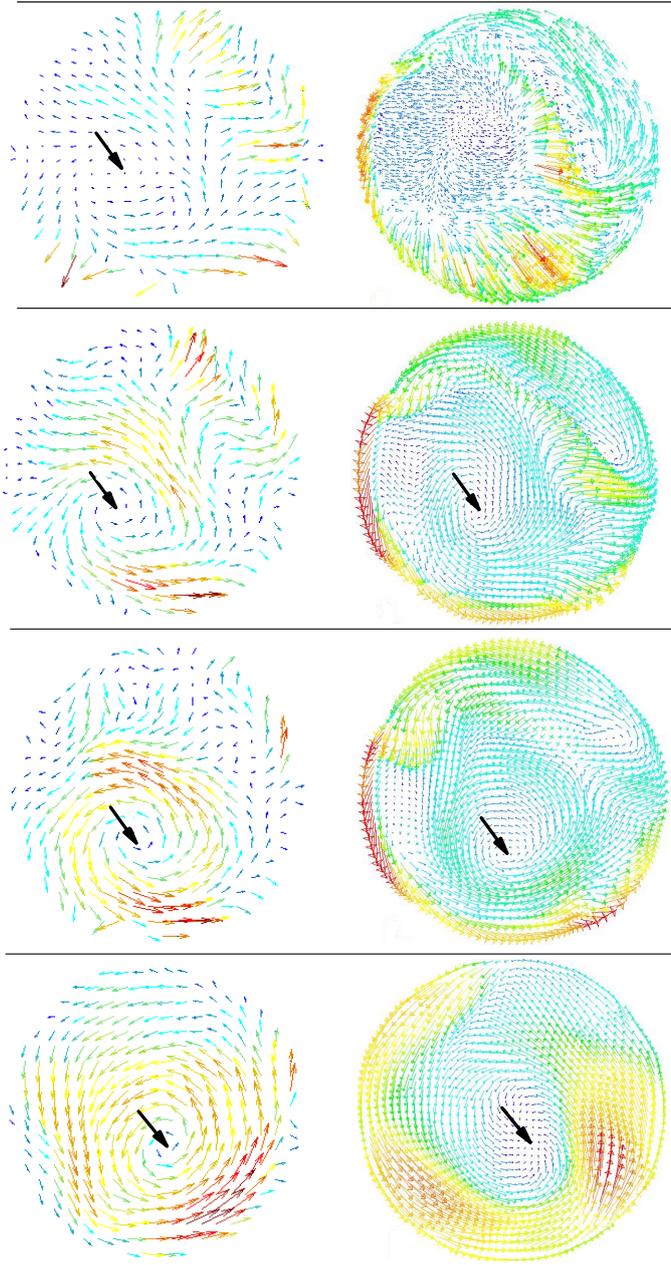


Figura 4.14: (De arriba hacia abajo) Campo de velocidades a una distancia $Z = 15, 25, 35,$ y 70 mm desde la culata para una apertura de válvula de 12 mm. Las imágenes de la izquierda y derecha muestran los campos de velocidades experimentales y numéricos, respectivamente. Las flechas indican (de forma aproximada) el centro del vórtice.

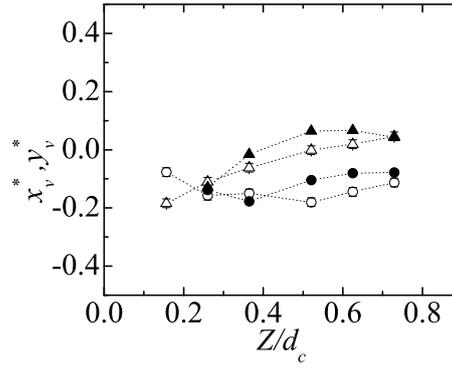


Figura 4.15: Coordenadas x_v^* (triángulos) e y_v^* (círculos) del centro del vórtice en función de la distancia a la culata Z para una apertura de válvula de 12 mm. Los símbolos blancos y negros se corresponden con los datos experimentales (figura 3.12) y numéricos, respectivamente.

(triángulos) e y_v^* (círculos) del centro del vórtice en función de la distancia a la culata Z para la apertura de válvula de 12 mm. La trayectoria del vórtice es similar en ambos casos: el centro se acerca al eje del cilindro a medida que nos alejamos de la válvula. Como hemos mencionado, no se observa con claridad la formación del vórtice en la simulación para $Z = 15$ mm (figura 4.14), por lo que no se ha añadido este resultado.

La comparación entre los campos de velocidades experimentales y numéricos para aperturas de válvula superiores a 4 mm permite obtener conclusiones similares a las descritas anteriormente. En definitiva, se puede afirmar que el método numérico proporciona predicciones fiables para esas aperturas de válvula, especialmente para los coeficientes de flujo y torbellino.

Capítulo 5

INFLUENCIA DE LAS TOLERANCIAS DE FABRICACIÓN

5.1. Método

En este capítulo realizaremos un estudio numérico de la influencia de las tolerancias de fabricación en el coeficiente de torbellino que caracteriza el sistema de admisión. Como veremos más adelante, este estudio implica la simulación de una gran cantidad de casos. Por esta razón, las simulaciones se realizarán únicamente para una apertura de válvula de 12 mm, caso en el que el método numérico converge más rápidamente y proporciona resultados precisos (ver sección 4.5).

En cualquier proceso de ingeniería es de gran importancia entender cómo y en qué medida las variables de entrada (factores) afectan a las de salida. Habitualmente, el procedimiento de prueba y error es demasiado largo y poco eficaz. El método “Design of Experiments” (DoE) optimiza el proceso reduciendo muy significativamente el número de ensayos requeridos para obtener las relaciones entre las variables de entrada y salida.

El método DoE más sencillo es el diseño factorial con dos niveles. En este caso, se analizan todas las combinaciones de los límites inferior y superior de cada variable de entrada. Aunque es un diseño muy extendido en la industria, sólo proporciona relaciones lineales entre las variables de entrada y salida. Para mejorar los resultados, se suele incluir el nivel central, lo que permite obtener relaciones cuadráticas, con mínimos y máximos en el campo de exploración. Por su puesto, es posible introducir más niveles, lo que demanda un mayor número de muestras para calcular de forma precisa los parámetros del modelo. Por este motivo, se han desarrollado métodos estadísticos que evitan la exploración de todas las combinaciones posibles. Estos métodos reciben el nombre genérico de diseño factorial fraccionado.

Los diseños factoriales, ya sean completos o fraccionados, permiten determinar los factores de interés, filtrando los que poseen menos relevancia.

Una vez calculada la variable respuesta para las distintas combinaciones de los factores, se construye la superficie de respuesta. Para modelos de respuesta cuadráticos, existen dos tipos principales de diseños de superficie de respuesta: centrales compuestos y de Box-Behnken. Para modelos de respuesta más avanzados, se recomiendan los diseños de llenado de espacio óptimo.

En este trabajo se hace uso de un diseño factorial de tres niveles (cuadrático) considerando los 4 parámetros definidos en la tabla 2.3: las traslaciones en las tres direcciones del espacio, y el giro con respecto al eje perpendicular a los ejes del cilindro y de la pipa de admisión (ver figura 4.4). Los valores máximos y mínimos de los cuatro parámetros considerados se corresponden con la tolerancia del referenciado (ver tabla 2.3); es decir, ± 0.6 mm respecto al valor nominal, lo que se corresponde con un ángulo de giro máximo de $\pm 0.2165^\circ$. La superficie de respuesta se calcula mediante un modelo de regresión no paramétrica.

5.2. Resultados para una apertura de válvula de 12 mm

La tabla 5.1 muestra los valores del coeficiente de torbellino \mathcal{T} para una apertura de válvula de 12 mm en función de los parámetros geométricos considerados en nuestro análisis: la traslación en el eje X (OffsetX) P_1 , la traslación en el eje Y (OffsetY) P_2 , la traslación en el eje Z (OffsetZ) P_3 , y el ángulo de giro P_4 con respecto al eje perpendicular a los ejes del cilindro y de la pipa de admisión. Se obtienen diferencias con respecto del valor nominal $\mathcal{T} = ??$ del 8.4 % y -7.6 %, superiores al límite ± 5 % establecido por el fabricante. Este resultado explica la dispersión de los valores experimentales del coeficiente de torbellino (figura 3.5).

La figura 5.1 muestra la superficie de respuesta del coeficiente de torbellino frente a las 6 parejas de parámetros considerados. Los valores mínimo y máximo del coeficiente de torbellino alcanzados por la superficie son 0.544 y 0.647, respectivamente, que se corresponden con variaciones del -8.5 % y 8.8 % respecto al valor nominal, respectivamente. Estos valores se obtienen en los puntos $(-0.4035, -0.09020, -0.1122, 0.2123)$ y $(-0.55, 0.2882, -0.2758, -0.03279)$ del espacio paramétrico (P_1, P_2, P_3, P_4) , respectivamente. En todas las gráficas se observan mínimos y máximos locales con valores muy próximos al (o

P_1 (mm)	P_2 (mm)	P_3 (mm)	P_4 (grados)	\mathcal{T}
0	0.48	-0.528	-0.03464	0.5847
0.528	0.432	-0.096	0.01732	0.5631
-0.048	-0.432	0.432	-0.1039	0.6061
0	0.576	0.144	-0.0866	0.6001
-0.432	-0.096	-0.192	0.1732	0.5492
0.096	0	-0.576	0.1386	0.5895
0.288	0.384	0.528	0.08660	0.6262
0.48	-0.288	0.096	-0.1386	0.6124
0.576	-0.192	-0.240	0.1039	0.5752
-0.192	0.096	0.576	0	0.6096
-0.384	-0.048	-0.384	-0.1905	0.5983
0.24	0.288	-0.0480	0.2078	0.5618
0.192	-0.336	-0.432	-0.06928	0.5865
0.432	-0.24	0.48	0.06928	0.6345
-0.24	0.528	0.0480	0.1559	0.5934
-0.576	0.336	0.24	-0.05196	0.6168
0.336	0.144	-0.336	-0.1732	0.5648
0.384	0.192	0.384	-0.1559	0.6025
-0.336	-0.528	-0.144	-0.1212	0.6271
-0.48	0.24	-0.288	-0.01732	0.6443
-0.528	-0.384	0.288	0.03464	0.5953
-0.144	0.048	0.192	-0.2078	0.5652
-0.096	-0.144	0.336	0.1905	0.5773
-0.288	-0.48	-0.48	0.05196	0.6130
0.144	-0.576	0	0.1212	0.6299

Tabla 5.1: Coeficiente de torbellino \mathcal{T} para una apertura de válvula de 12 mm en función de los parámetros P_1 , P_2 , P_3 , y P_4 .

por encima del) límite de tolerancia $\pm 5\%$. Los resultados indican que es necesario reducir aproximadamente a la mitad todas las tolerancias geométricas para mantener el coeficiente de torbellino en el intervalo requerido.

Definimos la sensibilidad local como la diferencia entre los valores máximo y mínimo del coeficiente de torbellino (normalizada con el valor medio) cuando se varía un factor mientras los demás toman los valores nominales. Los valores de sensibilidad local obtenidos cuando se varían P_1 , P_2 , P_3 , y P_4 son -0.05, -0.057, 0.042, y 0.6, respectivamente. Como se puede apreciar, todos los factores influyen significativamente en el coeficiente de torbellino.

5.3. Resultados para otras aperturas de válvula

El análisis para una apertura de válvula de 12 mm puede extenderse a otros valores de este parámetro. En este caso, el coeficiente de torbellino se puede obtener mediante extrapolaciones a partir de los datos experimentales. El análisis de dichos datos muestra que existe una fuerte correlación entre los valores del coeficiente de torbellino para 12 mm, y los medidos para las demás aperturas de válvula. A modo de ilustración, la figura 5.2 muestra la relación existente entre los coeficientes de torbellinos medidos en el banco de flujo para las aperturas de 10 y 12 mm. El coeficiente de correlación \mathcal{R}^2 de la regresión lineal es 0.88.

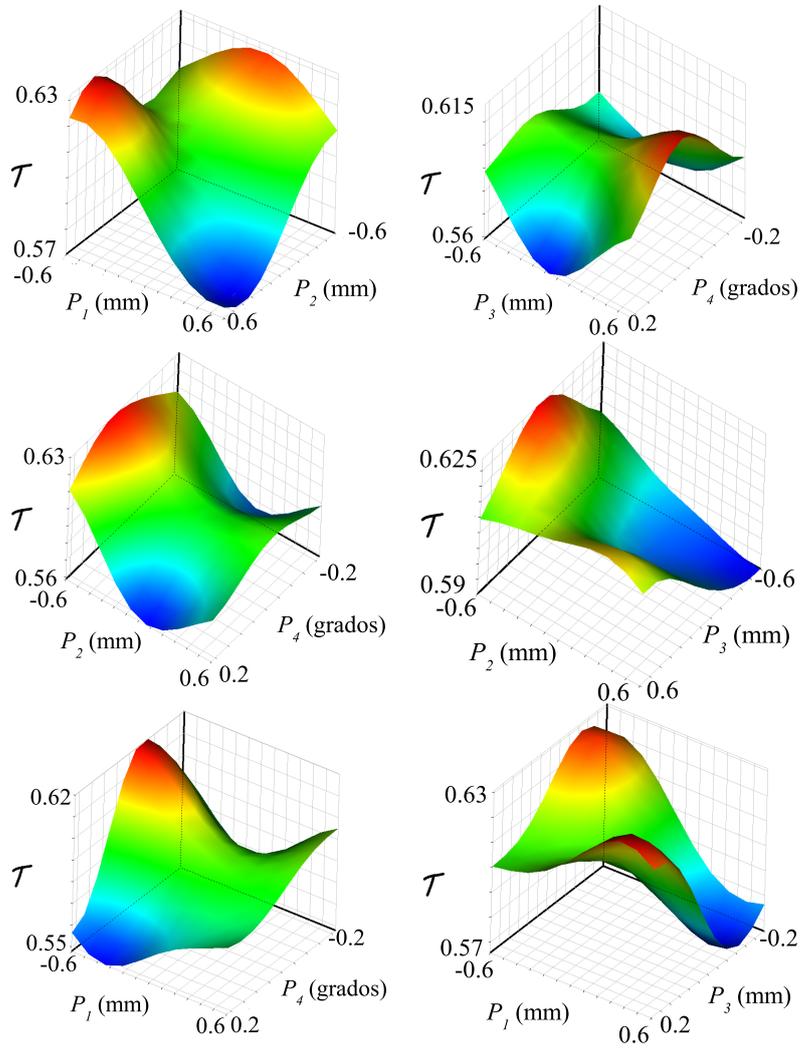


Figura 5.1: Superficies de respuesta del coeficiente de torbellino \mathcal{T} para una apertura de válvula de 12 mm frente a las 6 parejas formadas por los parámetros P_1 , P_2 , P_3 , y P_4 .

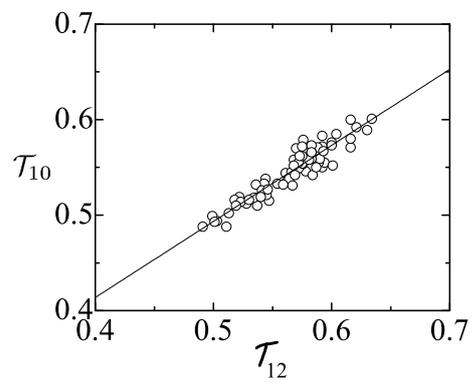


Figura 5.2: Valores \mathcal{T}_{10} y \mathcal{T}_{12} del coeficiente de torbellino medidos para las aperturas de válvula de 10 y 12 mm, respectivamente. La línea continua es la regresión lineal $\mathcal{T}_{10} = 0.800\mathcal{T}_{12} + 0.0951$.

Capítulo 6

CONCLUSIONES

En relación a la caracterización experimental y numérica del flujo en motores de combustión, los resultados de este trabajo se pueden resumir en las siguientes conclusiones:

- Se ha estudiado teórica y experimentalmente el flujo estacionario que atraviesa la culata de un motor de baja cilindrada fabricado por Deutz Spain.
- El análisis experimental ha sido llevado a cabo en dos bancos de flujo. En uno de ellos se miden los coeficientes de flujo y torbellino, mientras que en el otro se obtiene el campo de velocidades. En el último caso, se ha puesto a punto un sistema PIV para medir la distribución de velocidades en las secciones transversales del cilindro.
- Para números de Reynolds suficientemente elevados, los valores experimentales del coeficiente de flujo y torbellino no dependen significativamente de este parámetro. Este resultado muestra la independencia de estos coeficientes con respecto de la diferencia de presión aplicada en las condiciones normales de estudio.
- El coeficiente de flujo aumenta con la apertura de válvula. Sin embargo, el coeficiente de torbellino alcanza un valor prácticamente constante para valores suficientemente elevados de dicha apertura.
- Se ha descrito mediante velocimetría PIV la formación del vórtice turbulento generado por el conducto de admisión en el cilindro. Este vórtice se inclina para colocarse paralelamente al eje del cilindro aguas abajo. El vórtice ocupa la mayor parte de la sección transversal del cilindro en la sección de entrada del torquímetro. Este resultado indica que el coeficiente de torbellino medido en nuestros experimentos es esencialmente el flujo de momento angular transportado aguas abajo por dicho vórtice.

- La posición del centro del vórtice no depende significativamente del número de Reynolds.
- La posición del vórtice a la entrada del torquímetro es prácticamente independiente de la apertura de válvula.
- El estudio teórico fue llevado a cabo integrando las ecuaciones de Reynolds mediante el método de los volúmenes finitos. Se ha analizado la influencia del modelo turbulento, siendo el modelo RSM- ω el que produce mejores resultados.
- La comparación entre los resultados numéricos y experimentales muestra un acuerdo satisfactorio tanto para los coeficientes de flujo y torbellino como para el campo de velocidades.

En relación a la influencia de las tolerancias de fabricación, los resultados de este trabajo se pueden resumir en las siguientes conclusiones:

- Se han medido los coeficientes de flujo y torbellino en los 4 cilindros de 19 culatas fabricadas en serie. El análisis de la incertidumbre experimental muestra la capacidad del método para determinar variaciones de los coeficientes muy inferiores a las tolerancias establecidas por el fabricante.
- La mayoría de los valores del coeficiente de flujo se encuentra dentro de la tolerancia establecida por el fabricante. Sin embargo, la mayor parte de los valores del coeficiente de torbellino están fuera de tolerancia.
- La dispersión de los valores del coeficiente de torbellino es del orden del límite impuesto por el fabricante.
- Hemos realizado un estudio paramétrico mediante simulación numérica para determinar la influencia en el coeficiente de torbellino de las variaciones en la forma del conducto de admisión. Se han considerado 4 factores: traslaciones en las tres direcciones del espacio, y el giro con respecto al eje perpendicular a los ejes del cilindro y de la pipa de admisión.
- La variación de los parámetros geométricos dentro de su campo de tolerancia lleva a variaciones del coeficiente de torbellino superiores al límite $\pm 5\%$ establecido. Este resultado explica la dispersión de los valores experimentales del coeficiente de torbellino.

-
- Los resultados numéricos indican que es necesario reducir aproximadamente a la mitad las tolerancias geométricas para mantener el coeficiente de torbellino en el intervalo requerido.
 - Los cuatro factores considerados influyen significativamente en el coeficiente de torbellino.

Bibliografía

- Adrian, R. J. and Westerweel, J. (2011). *Particle Image Velocimetry*. Cambridge University Press, Oxford, UK.
- ANSYS (2009). *Ansys Fluent 12.0. User's Guide*. Ansys, USA.
- Barenblatt, G. I. (2003). *Scaling*. Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Borée, J. and Miles, P. C. (2014). *In-Cylinder flow*. John Wiley and Sons, Ltd.
- Costa, A., Martins, C., and Silveira, J. L. (2011). *Experimental investigation of characteristics turbulence using aeronautical internal combustion engine*. ABCM 2011.
- Dembinski, H. and Angstrom, H. (2012). Optical study of swirl during combustion in a ci engine with different injection pressures and swirl ratios compared with calculations. *SAE Technical Paper*, pages 2012-01-0682.
- Falfari, S., Brusiani, F., and Bianchi, G. M. (2012). Assessment of the influence of intake duct geometrical parameters on the tumble motion generation in a small gasoline engine. *SAE Technical Paper*, pages 2012-32-0095.
- Falfari, S., Brusiani, F., and Pelloni, P. (2014). 3D CFD analysis of the influence of some geometrical engine parameters on small PFI engine performances-the effects on the tumble motion and the mean turbulent intensity distribution. *Energy Procedia*, 45:701-710.
- Fontanesi, S., Cicalese, G., and Severi, E. (2013). Analysis of turbulence model effect on the characterization of the in-cylinder flow field in a HSDI diesel engine. *SAE Technical Paper*, pages 2013-01-1107.
- Gil, A. (2007). *Modelado tridimensional del flujo de aire en el cilindro de motores diesel de inyección directa*. Rverté, Valencia.

- Gupta, A. K., Lilley, D. G., and Syred, N. (1984). *Swirl flows*. Abacus Press, England.
- Hinze, J. O. (1975). *Turbulence*. McGraw-Hill, New York, USA.
- Jawad, B. and Arslan, S. (2013). Cylinder head intake flow analysis. *SAE Technical Paper*, pages 2013-01-1409.
- JCGM (2008). Evaluation of measurement data - guide to the expression of uncertainty in measurement, joint committee for guides in metrology. *Joint Committee for Guides in Metrology*.
- Krishna, A., Mallikarjuna, J., Davinder, K., and Babu, Y. R. (2013). In-cylinder flow analysis in a two-stroke engine-A comparison of different turbulence models using CFD. *SAE Technical Paper*, pages 2013-01-1085.
- Lu, Z., Wang, T., Liu, S., Lin, Z., and Han, Y. (2014). Experimental and modeling study of the effect of manufacturing deviations on the flow characteristics of tangential intake port in a diesel engine. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 136:112101.
- Mandloi, P., Verma, G., and Boland, A. (2009). *Design optimization of an in-cylinder engine intake port*. NAFEMS 2009.
- Mi, X. (2014). Research based on CFD for helical intake port position defect of diesel engines. *Advanced Materials Research*, 998-999:454-457.
- Pastor, J. V. (1997). *Movimiento del aire en motores diesel de inyección directa*. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- Pastor, J. V., Margot, X., Gil, A., and Donayre, J. C. (2004). A methodology to estimate the swirl number at tdc in di diesel engines: Through the combination of CFD and steady flow rig results. *SAE Technical Paper*, pages 2004-01-1876.
- Payri, F., Benajes, J., Margot, X., and Gil, A. (2004). CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines. *Comput. Fluids*, 33:995-1021.
- Saad, I. and Bari, S. (2013). Improving air-fuel mixing in diesel engine fuelled by higher viscous fuel using guide vane swirl and tumble device (GVSTD). *SAE Technical Paper*, pages 2013-01-0867.

- Schogl, O., Edtmayer, H., Schmidt, S., Leiber, S., and Schabetsberger, T. (2011). Design of a tumble-orientated intake port layout for a gasoline combustion process used in power sport application. *SAE Technical Paper*, pages 2011-32-0589.
- Shapiro, A. H. (1953). *Compressible fluid flow*. John Wiley and Sons Inc., New York, USA.
- Shuliang, L., Yufeng, L., Zhenzhong, X., Lihong, R., Haodong, X., Jie, S., and Songfang, Z. (2001). An investigation of the effects of manufacturing deviations of helical inlet port on the flow characteristics of di diesel engines. *SAE Technical Paper*, pages 2001-01-3507.
- Som, S., Longman, D., Aithal, S., Bair, R., García, M., Quan, S., Richards, K. J., Senecal, P. K., Shethaji, T., and Weber, M. (2013). A numerical investigation on scalability and grid convergence of internal combustion engine simulations. *SAE Technical Paper*, pages 2013-01-1095.
- Sushma, H. and Jagadeesha, K. B. (2013). CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection diesel engine. *Int. J. Scientific and Res. Pub.*, 3:1-7.
- Thien, G. (1965). Entwicklungsarbeiten an ventilkapfen in viertakt diesel motoren. *Osterreich Ing. Z.*, 9:292.
- Tippelmann, G. A. (1977). A new method of investigation of swirl ports. *SAE*, page SAE 770404.
- US-Environmental-Protection-Agency (2004). *Final regulatory analysis: control of emissions from nonroad diesel engines*. EPA420-R-04-007, US.
- van den Bosch, C. J. H. and Duijm, N. J. (2005). *Outflow and spray release*. Committee for the Prevention of Disasters.
- Versteeg, H. K. and Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Pearson Education Limited, England.
- Vitek, O., Macek, J., Tatschl, R., Pavlovic, Z., and Priesching, P. (2012). Les simulation of direct injection si-engine in-cylinder flow. *SAE Technical Paper*, pages 2012-01-0138.
- Wang, B.-L., Bergin, M. J., Petersen, B. R., Miles, P. C., Reitz, R. D., and Han, Z. (2012). Validation of the generalized rng turbulence model and its application to flow in a hsd diesel engine. *SAE Technical Paper*, pages 2012-01-0140.

BIBLIOGRAFÍA

- Westerweel, J., Elsinga, G. E., and Adrian, R. J. (2013). Particle image velocimetry for complex and turbulent flows. *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 45:409–436.
- White, F. M. (1991). *Viscous fluid flow*. McGraw-Hill, New York, USA.
- White, F. M. (2010). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, New York.
- Wilcox, D. C. (2006). *Turbulence modeling for CFD*. DCW Industries, USA.
- Yang, X., Chen, Z., and Kuo, T.-W. (2013). Pitfalls for accurate steady-state port flow simulations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 135:061601.
- You, G., Su, T., Xu, J., and Li, K. (2011). Predictive design for intake port of HPD diesel engine. *Advanced Materials Research*, 308:1641–1645.
- Zhang, X., Sun, P., Lu, W., and Ye, L. (2012). Effects of different deviations of helical inlet port on performance. *Advanced Materials Research*, 516-517:888–891.