



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



Universidad de Valladolid

Universidad de Valladolid

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Cálculo de coeficientes de flujo en válvulas mediante CFD para su uso en AVL BOOST

Grado en Ingeniería Mecánica

Autor: Carlos Javier Fiz Sastre

22 de enero de 2017

Tutor: Dr. Andrés Melgar Bachiller

Departamento: Ingeniería Energética y Fluidomecánica

Resumen

En el presente trabajo se pretende caracterizar una válvula proporcional por la que fluye un fluido compresible para definir su comportamiento en el software de simulación de motores AVL BOOST. Es decir, se busca añadir a BOOST los parámetros necesarios que le permitan simular de forma fidedigna el comportamiento de dicha válvula. Para ello será necesario calcular el llamado coeficiente de flujo (C_F) para cada ángulo de apertura de la misma. Ello requiere conocer la presión exacta justo antes y después de la válvula, así como el caudal que la atraviesa. Sin embargo se presentan problemas de medida en las cercanías de la misma, ya que para medir la presión con precisión se necesita hacerlo a una determinada distancia de tubería donde el flujo esté suficientemente estabilizado, por lo que se recurre a la validación de un modelo CFD en una instalación experimental y un posterior estudio paramétrico.

PALABRAS CLAVE: coeficiente de flujo, válvulas, CFD, AVL BOOST

Índice general

1. Introducción	7
1.1. Introducción	7
1.2. Introducción al software AVL BOOST	7
1.3. Planteamiento del problema y objetivos	8
1.4. Coeficientes de flujo y su cálculo	11
1.5. Síntesis del procedimiento a seguir	13
2. Caracterización de la válvula real	15
2.1. Introducción	15
2.2. Curvas características de una instalación	15
2.3. Modelo elegido y descripción del montaje de experimentación	16
2.4. Análisis de resultados y construcción de las curvas características	23
3. Mecánica de Fluidos Computacional (CFD)	29
3.1. Introducción	29
3.2. Ventajas e importancia de las técnicas CFD	29
3.3. Antecedentes históricos	30
3.4. Base teórica	32
3.4.1. Flujo incompresible	32
3.4.2. Flujo compresible	35

3.5.	Procedimiento de cálculo	37
3.5.1.	Preprocesado	38
3.5.2.	Resolución	38
3.5.3.	Postprocesado	39
4.	Preparativos y pasos previos para el análisis CFD	41
4.1.	Introducción	41
4.2.	Modelado de la geometría	41
4.3.	Extracción del volumen fluido y generación de la malla	45
5.	Análisis CFD	49
5.1.	Introducción	49
5.2.	Configuración de ANSYS Fluent y estrategia seguida para el presente estudio	49
5.2.1.	Configuración inicial del programa	49
5.2.2.	Tipo de Solver	50
5.2.2.1.	Método basado en la presión (Pressure Based Solver)	51
5.2.2.2.	Método basado en la densidad (Density Based Solver)	53
5.2.3.	Modelos físicos	55
5.2.4.	Propiedades del fluido	57
5.2.5.	Condiciones de contorno	58
5.2.6.	Inicio del cálculo y consideraciones en cuanto a convergencia	59
5.3.	Estudio de sensibilidad del mallado	61
5.4.	Obtención de las curvas características teóricas	64
6.	Validación del modelo y cálculo de los coeficientes de flujo	69
6.1.	Introducción	69
6.2.	Comparación de las curvas características	69
6.3.	Ajuste del ángulo de apertura experimental	70
6.4.	Cálculo de los coeficientes de flujo	75

7. Conclusiones finales **93**

7.1. Introducción 93

7.2. Conclusiones generales 93

7.3. Conclusiones particulares del autor 94

7.4. Líneas futuras de trabajo 95

Capítulo 1

Introducción

1.1. Introducción

En el presente capítulo se pretende realizar una breve introducción al software de simulación de motores AVL BOOST, haciendo una descripción general de su forma de uso y los métodos de cálculo disponibles. De igual forma se pretende describir la manera de caracterizar con precisión el funcionamiento de un elemento real en dicho software mediante sus coeficientes de flujo, así como el procedimiento de cálculo de dichos coeficientes.

1.2. Introducción al software AVL BOOST

BOOST es un software que permite simular el funcionamiento de una gran variedad de motores de combustión interna, ya sean de 4 tiempos o 2 tiempos y de encendido provocado (MEP) o encendido por compresión (MEC). Las aplicaciones van desde motores de pequeña capacidad para motocicletas o propósitos industriales hasta enormes motores para propulsión naval. Asimismo, puede ser también empleado para simular las condiciones de operación de sistemas neumáticos.

El paquete de programa BOOST consta de un preprocesador interactivo que ayuda a la preparación de los datos de entrada para el programa principal de cálculo. Los resultados del análisis son asimismo reflejados en un postprocesador interactivo.

La herramienta de preprocesado de la interfaz gráfica de usuario de AVL Workspace consta de un editor de modelos y una entrada manipulable para los parámetros requeridos. El modelado del motor para su cálculo se diseña seleccionando los diversos elementos requeridos de un árbol desplegable clicando sobre ellos y conectándolos unos con otros mediante conductos. De esta forma se consiguen modelar de una forma fácil incluso configuraciones de motores muy complejas, ya que hay disponible una gran variedad de elementos.

El programa principal contiene algoritmos de simulación muy optimizados para todos los elementos disponibles. El flujo en los conductos se considera unidimensional. Esto significa que las presiones, temperaturas y velocidades de flujo obtenidas de la solución de las ecuaciones dinámicas para gases representan valores medios sobre la sección transversal de los conductos. Las pérdidas debidas a efectos tridimensionales, en determinados lugares del motor, son consideradas mediante los apropiados **coeficientes de flujo**. En los casos en los que los efectos tridimensionales necesiten ser considerados de forma más detallada, está disponible un link hacia el código de simulación AVL FIRE. Esto significa que se puede combinar una simulación multidimensional del flujo en partes críticas del motor con una rápida simulación unidimensional en el resto. Esta característica podría ser de particular interés para la simulación de la variación del factor de carga en un cilindro, el proceso de barrido en un motor de 2 tiempos o para la simulación del flujo en elementos complicados de amortiguación¹.

1.3. Planteamiento del problema y objetivos

Tal como se explicó en la sección anterior, el modelado de determinados elementos para su análisis unidimensional en BOOST implica indicar sus coeficientes de flujo, y tal es el caso de la válvula cuyo comportamiento se pretende introducir en el citado programa.

Los elementos de restricción de flujo se usan en BOOST para considerar diversas pérdidas de presión o carga en ciertas localizaciones del sistema de tuberías. Esta pérdida de presión puede estar causada por una restricción geométrica de la sección transversal del conducto (por ejemplo: una válvula, plato de orificios, etc.) o por una separación del flujo en dicho lugar causado por un salto o discontinuidad abrupta en el diámetro de la tubería o bien por la presencia de un codo estrecho.

Para todo elemento de restricción de flujo, deben ser especificados los llamados «coeficientes de flujo» en ambas posibles direcciones. El coeficiente de flujo se define según la guía de BOOST [6] como la relación entre el flujo másico actual (real) y el flujo másico isoentrópico sin pérdidas (ideal) que habría para la misma presión de remanso y la misma relación de presiones por la sección de referencia.

$$C_F = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (1.3.1)$$

Esto sucede porque cuando existe una restricción, la sección mínima de paso del flujo no coincide con la menor sección de paso geométrica, tal como se muestra en la Figura 1.3.1.

¹Información extraída de [6].

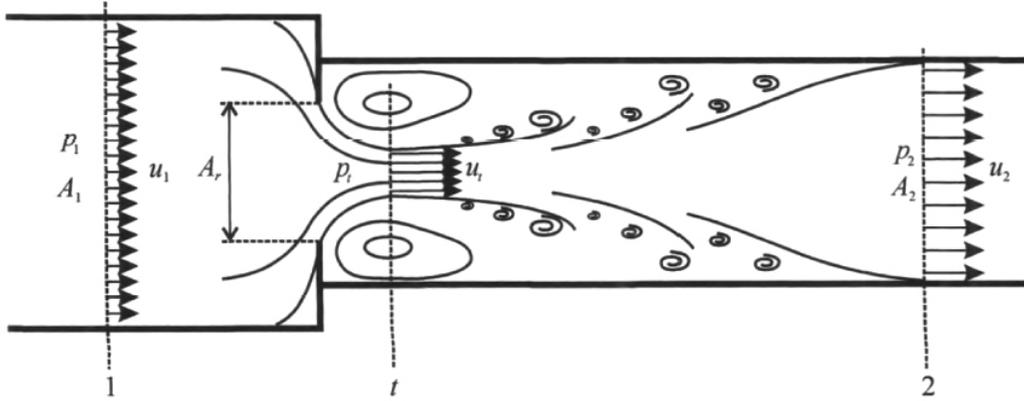


Figura 1.3.1: Flujo a través de un orificio en un conducto. (Imagen extraída de [8]).

Como puede apreciarse en la Figura 1.3.1, en la sección 1 el flujo se encuentra totalmente desarrollado, pero inmediatamente aguas arriba de la singularidad las trayectorias del flujo sufren una deformación que se traduce, al paso por la singularidad, en el bien conocido fenómeno de la «contracción de vena». Así, la sección mínima de paso del flujo no coincide con la menor sección de paso geométrica A_r , sino que se alcanza aguas abajo de la misma, en la sección t . Esta sección define una garganta efectiva para el flujo, que aguas abajo de la misma tiende a volver a ocupar toda la sección geométrica disponible, hasta volver a encontrarse totalmente desarrollado en la sección 2. Alrededor de la sección t , en la zona exterior a la vena contracta, aparecen vórtices anclados a la singularidad, cuyo movimiento de giro es alimentado por la energía cinética de la corriente principal, dando lugar a las correspondientes pérdidas [8].

De esta manera se define el «coeficiente de descarga» como el cociente entre la sección efectiva de paso del flujo, A_t , y la sección geométrica mínima, A_r .

$$C_D = \frac{A_t}{A_r} \quad (1.3.2)$$

Pudiéndose expresar el correspondiente coeficiente de flujo para un elemento de geometría variable, como una válvula, del siguiente modo:

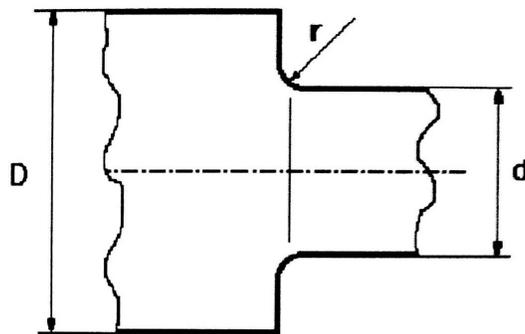
$$C_F = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} = C_D \frac{A_r}{A_{ref}} \quad (1.3.3)$$

Siendo A_{ref} una sección fija de la válvula tomada como referencia.

Los coeficientes de flujo de las restricciones dependen mucho de los detalles de diseño del tipo de restricción en concreto (válvula de control, orificio, cambio brusco del diámetro, etc.). Cabe señalar que sólo para cambios bruscos de diámetro se pueden proporcionar valores estándar de coeficientes de flujo, tal como se explica a continuación.

Para una expansión repentina del flujo (sentido del flujo desde una tubería de diámetro más pequeño a otra de diámetro más grande), los coeficientes de flujo dependen principalmente de la relación existente entre las áreas transversales de dichos conductos. Esta situación es considerada de forma automática por el programa BOOST. Los valores especificados en la entrada de datos cubren sólo la degradación respecto a la geometría ideal. Por lo tanto, se recomienda un valor de 1.0 para un salto de diámetros bien elaborado.

Para una contracción repentina del flujo (sentido del flujo desde una tubería de diámetro más grande a otra de diámetro más pequeño), los coeficientes de flujo dependen principalmente de nuevo de la relación entre áreas transversales y del «radio relativo» a la entrada del conducto más pequeño. Dicho radio relativo se define como el radio actual dividido por el diámetro (hidráulico) del tubo más pequeño, tal como se muestra en la Figura 1.3.2.



Relative Radius (r/d)	Area Ratio (d/D) ²				
	0.0	.4	.7	.9	1.0
0.0	.815	.865	.915	.960	1.0
0.02	.855	.895	.935	.970	1.0
0.06	.910	.935	.960	.980	1.0
0.12	.955	.970	.980	.990	1.0
>0.20	.985	.990	.995	.998	1.0

Figura 1.3.2: Ejemplos de coeficientes de flujo para un salto de diámetros con una contracción repentina del flujo. (Imagen extraída de [6]).

Los valores intermedios entre los puntos especificados en la tabla se obtienen por interpolación lineal.

Para todos los demás tipos de restricciones, los coeficientes de flujo deberán ser determinados por los correspondientes análisis de flujo estacionario o estimados a partir de la restricción geométrica del área transversal del conducto. Es ahí donde reside el principal objetivo de este trabajo, determinar de una forma lo más precisa posible

los coeficientes de flujo de una válvula real para ser introducidos en BOOST y que el programa simule de forma adecuada el comportamiento de dicho elemento.

1.4. Coeficientes de flujo y su cálculo

Como se ha especificado anteriormente, el coeficiente de flujo se define como la relación entre el flujo másico actual (real) y el flujo másico isoentrópico sin pérdidas (ideal) que habría para la misma presión de remanso y la **misma relación de presiones** por la sección de referencia.

$$C_F = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad (1.4.1)$$

El flujo másico real va a ser un parámetro conocido, al ser una variable manipulable que se va a especificar como dato de entrada. Por tanto, para calcular el citado coeficiente de flujo para cada posición de la válvula bastará con calcular el flujo másico ideal en condiciones isoentrópicas para el mismo salto de presiones.

Para considerar el proceso de expansión en la válvula como isoentrópico se va a realizar el cálculo sobre las secciones de entrada y salida aledañas a la misma, de forma que el proceso sea lo más rápido posible y no dé tiempo a haber intercambio de calor con el exterior. Es decir, no sería válido realizar el cálculo con cualquier sección aguas arriba o aguas abajo de la válvula, ya que el proceso se alejaría del isoentrópico ideal.



Figura 1.4.1: Sección 1 de entrada a la válvula y 2 de salida

El gasto másico ideal si el proceso fuera isoentrópico deberá ser calculado según las propiedades del flujo de la sección 2 de salida, una vez realizado el proceso de expansión. Es decir:

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_2 c_{2s} A_2 = \frac{p_2}{RT_{2s}} c_{2s} A_2 \quad (1.4.2)$$

En los procesos de expansión adiabáticos ($Q = 0$) y sin intercambio de trabajo ($W = 0$) se mantiene el valor de la entalpía de parada, produciéndose un intercambio entre la energía cinética y la entalpía sensible:

$$\left(h + \frac{c^2}{2} + u\right)_2 - \left(h + \frac{c^2}{2} + u\right)_1 = \frac{\dot{W} + \dot{Q}}{G} \quad (1.4.3)$$

$$\left(h + \frac{c^2}{2}\right)_1 = \left(h + \frac{c^2}{2}\right)_2 \quad (1.4.4)$$

$$h_{10} = h_{20} \quad (1.4.5)$$

En este caso se pretende calcular el salto de un supuesto proceso isoentrópico de expansión (desde el punto 1 hasta el 2s), por tanto:

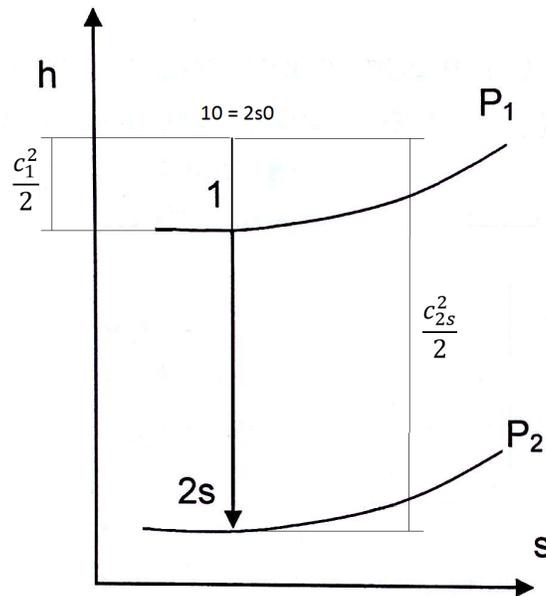


Figura 1.4.2: Diagrama h-s de un proceso de expansión isoentrópico. (Imagen adaptada de [7]).

$$h_{10} = h_{2s0} \quad (1.4.6)$$

$$C_p T_1 + \frac{c_1^2}{2} = C_p T_{2s} + \frac{c_{2s}^2}{2} \Rightarrow c_{2s} = \sqrt{c_1^2 + 2C_p(T_1 - T_{2s})} \quad (1.4.7)$$

Un proceso de expansión o compresión isentrópica para un gas ideal viene definido por la relación:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.4.8)$$

Por tanto, según la nomenclatura que se viene empleando, la temperatura del punto 2 si el proceso fuese isentrópico sería:

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.4.9)$$

De esta manera, la velocidad del punto 2 que permitirá calcular el flujo másico ideal vendría dada por la expresión:

$$c_{2s} = \sqrt{c_1^2 + 2C_p \left[T_1 - T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} = \sqrt{c_1^2 + 2C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1.4.10)$$

Finalmente, la expresión del flujo másico ideal si el proceso fuera isentrópico vendría dada por:

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_2 c_{2s} A_2 = \frac{p_2}{RT_{2s}} c_{2s} A_2 = \frac{p_2}{RT_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \cdot \sqrt{c_1^2 + 2C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \cdot \pi \frac{D_2^2}{4} \quad (1.4.11)$$

Por último, los distintos coeficientes de flujo se calcularían dividiendo el flujo másico real conocido de antemano entre el supuesto flujo másico ideal calculado si el proceso fuera isentrópico.

1.5. Síntesis del procedimiento a seguir

Haciendo una breve recapitulación, el proceso que deberá seguirse para calcular los coeficientes de flujo de la válvula es el siguiente:

1. Caracterizar las condiciones de operación de la válvula real, de modo que se cuente con una referencia fiel con la que posteriormente pueda validarse un modelo CFD.
2. Realización de un modelo CFD y validación del mismo con los datos reales del apartado 1.
3. Una vez validado el modelo CFD usar éste como fuente de las propiedades del flujo en las inmediaciones de la válvula, calculando los flujos másicos ideales en condiciones isentrópicas y los correspondientes coeficientes de flujo.

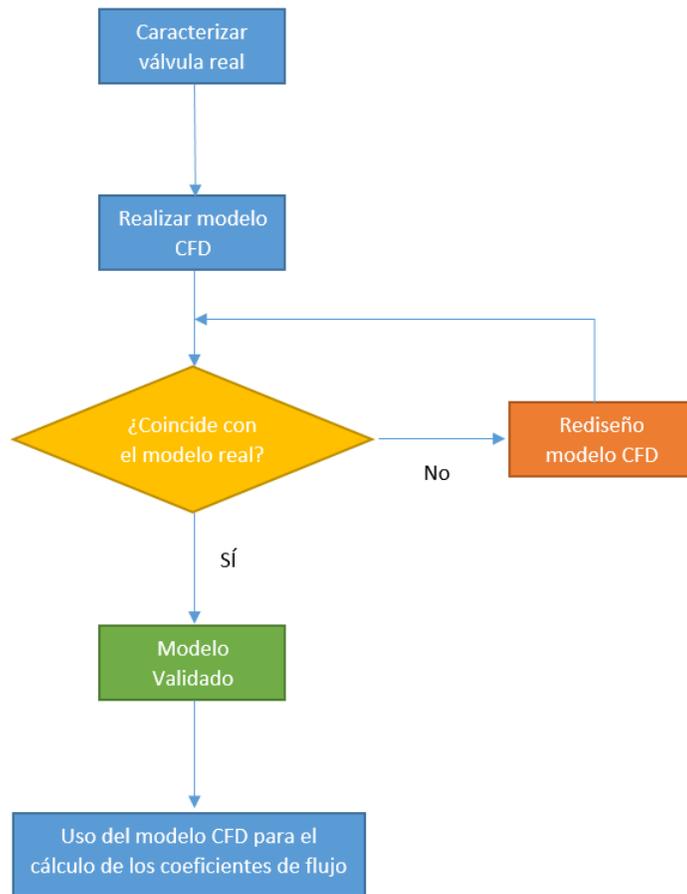


Figura 1.5.1: Diagrama de flujo de los pasos a seguir

Capítulo 2

Caracterización de la válvula real

2.1. Introducción

En el presente capítulo se va a proceder a realizar una descripción del tipo de válvula elegida y el diseño de la instalación para su ensayo experimental, así como los fundamentos teóricos en los que se basa la caracterización del funcionamiento operativo de una instalación de este tipo. Finalmente se detallarán los resultados de la experimentación.

2.2. Curvas características de una instalación

El comportamiento de una canalización por la que circula un fluido viene determinado por sus llamadas «curvas características», que representan la relación entre el salto de presión que es necesario aportar a dicha instalación (por medio de una bomba, compresor u otro tipo de sistema) para que circule una determinada cantidad de caudal o flujo másico.

La figura 2.2.1 representa de forma gráfica las curvas características de una válvula para distintas aperturas de la misma.

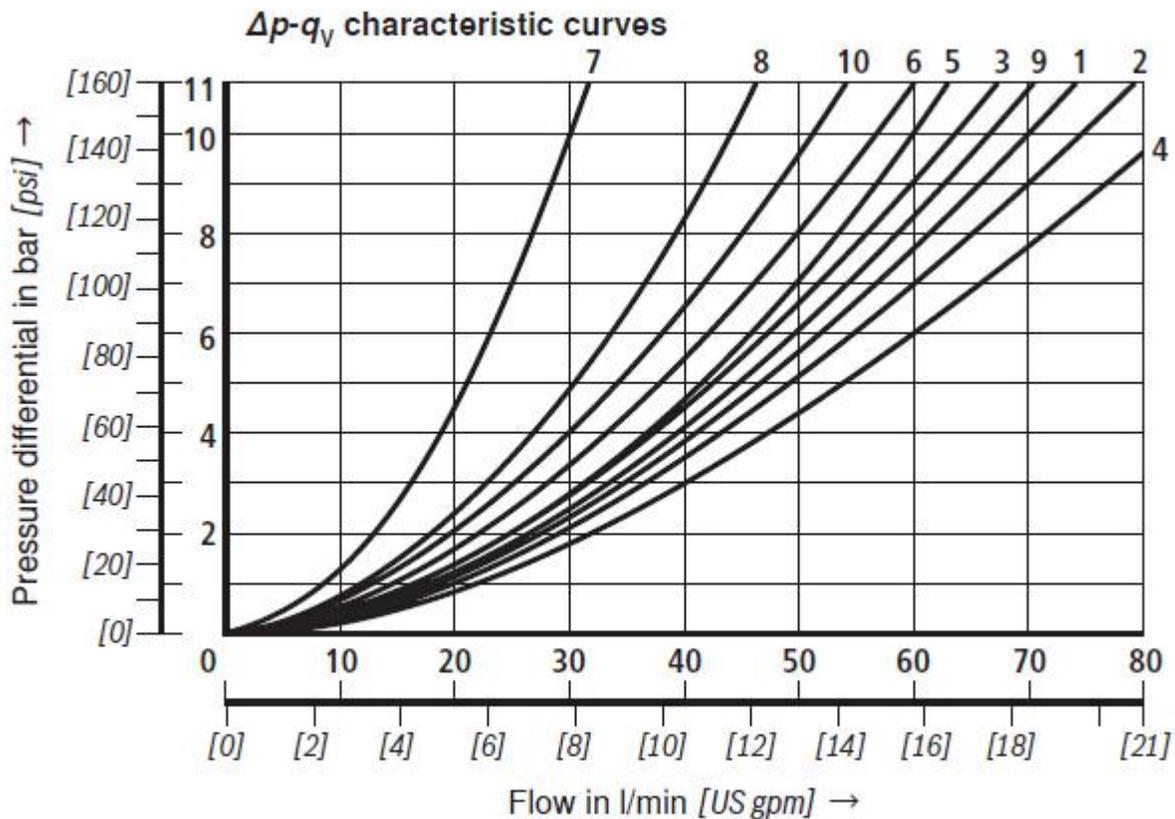


Figura 2.2.1: Curvas características de una instalación con una válvula para distintas aperturas de la misma. (Imagen extraída de [13]).

Puede observarse cómo a medida que se cierra la válvula, la instalación necesita un mayor aporte de energía en forma de presión diferencial para suministrar el mismo caudal, por tanto la curva característica aumenta su pendiente. Ocurre lo contrario cuando se abre la válvula, y la instalación necesita un aporte de presión diferencial más bajo para suministrar un mismo caudal.

2.3. Modelo elegido y descripción del montaje de experimentación

El modelo elegido es una válvula de bola BELIMO R2040, como la mostrada en la Figura 2.3.1.

En este tipo de válvulas el caudal es regulado por medio del giro de una esfera perforada, a través de la cual circula el fluido. De esta forma se permite el paso del flujo cuando la perforación está alineada con la entrada y la salida de la válvula, mientras que se impide la circulación cuando el agujero o perforación está en posición perpendicular a la entrada y a la salida.

La principal ventaja de esta clase de válvulas es que la bola perforada permite la circulación directa en la posición abierta con una pérdida de carga bastante reducida, cortando el paso cuando se gira la maneta 90°, además de tener un sellado excelente.



Figura 2.3.1: Válvula de bola BELIMO R2040

Para realizar el montaje de la instalación dicha válvula se va a conectar tanto a la entrada como a la salida a tuberías con las siguientes características geométricas en cuanto a diámetros:

Dext:	33,4 mm
Dint:	27,86 mm

Tabla 2.1: Dimensiones de las tuberías utilizadas

En cuanto a la longitud de dichas tuberías, se debe tener en cuenta que el objetivo de este análisis es obtener la pérdida de carga (en forma de diferencia de presiones) que se produce en la válvula, por tanto se debe tener en cuenta que habrá que medir la presión a la entrada y a la salida de la misma.

En base a esta consideración se debe tener presente que realizar una lectura de presión demasiado cerca de la válvula puede dar lugar a mediciones erróneas, debido a las perturbaciones y turbulencias en el flujo generadas por la discontinuidad geométrica que supone la presencia de la válvula. Por este motivo es preciso dejar sendos tramos de tubería aguas arriba y aguas abajo de la válvula, a fin de estabilizar el flujo convenientemente para que las mediciones de presión sean correctas.

En referencia a esta cuestión la compañía Seametrics, fabricante de sensores de flujo, realiza la recomendación general de buenas prácticas consistente en dejar 10 diámetros de tubería recta aguas arriba del punto de medida de presión y 5 diámetros aguas abajo del mismo [1]. De acuerdo con esto, la instalación será construida previendo instalar un sensor de presión a una distancia longitudinal 5D aguas arriba de la válvula (a la entrada de la misma) y un sensor de temperatura a una distancia 10D aguas arriba de dicho sensor de presión. Es decir, el tramo de tubería conectado a la entrada de la válvula deberá tener al menos una longitud de 15D.

Las anteriores consideraciones en cuanto al montaje se resumen a continuación en la Tabla 2.2 y la Figura 2.3.2:

Distancia entre el sensor de presión y la entrada de la válvula:	5D	139,3 mm
Distancia entre el sensor de T ^a y el sensor de presión:	10D	278,6 mm
Tramo recto total a la entrada de la válvula:	15D	417,9 mm
Tramo recto a la salida de la válvula:	10D	278,6 mm

Tabla 2.2: Tramos de tubería a la entrada y salida de la válvula

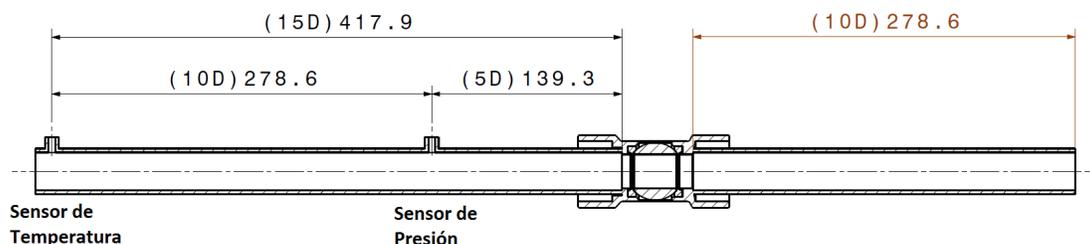


Figura 2.3.2: Esquema explicativo del montaje

De acuerdo a los citados requerimientos, deberán realizarse los correspondientes picajes en el tramo de tubería de entrada para la inserción de los correspondientes sensores de presión y temperatura.

El ángulo de apertura de la válvula se considerará como aquel que forman el eje longitudinal de la tubería y el eje de la perforación de la bola, tal como se muestra en la imagen 2.3.3, de tal forma que un ángulo de 0° corresponde a la válvula completamente abierta y un ángulo de 90° corresponde a la válvula completamente cerrada.

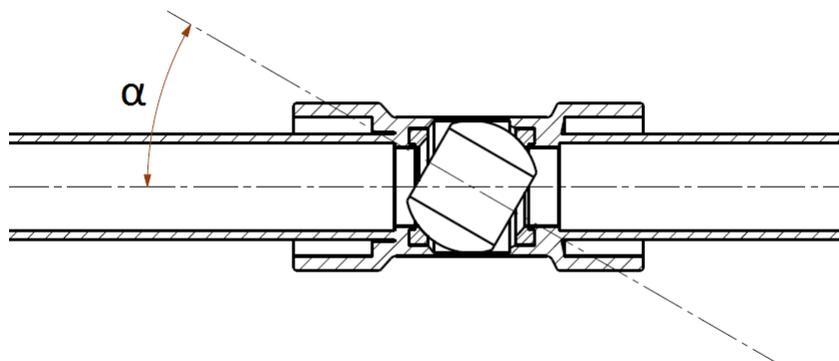


Figura 2.3.3: Ángulo de apertura de la válvula

Dicho ángulo de apertura será controlado eléctricamente mediante un motor, siendo su posición determinada por un valor de voltaje suministrado por un potenciómetro. Para determinar a qué

valor de voltaje corresponde cada posición de la válvula se realiza una operación de calibración en los siguientes pasos:

1. Se cierra completamente la válvula (posición 90°)
2. Se abre completamente la válvula (0°) y se anota el voltaje suministrado por el potenciómetro (0,243 V)
3. Se vuelve a cerrar del todo la válvula (90°) y se anota el voltaje suministrado por el potenciómetro (7,34 V)

Con estos datos, y suponiendo que el comportamiento del potenciómetro es lineal, se obtiene una equivalencia entre las distintas posiciones de apertura de la válvula y sus correspondientes valores de tensión, tal como se muestra en la Tabla 2.3.

Apertura de la Válvula ($^\circ$)	Tensión del potenciómetro (V)
0	0,243
10	1,031
20	1,820
30	2,609
40	3,397
50	4,186
60	4,974
70	5,763
80	6,551
90	7,340

Tabla 2.3: Equivalencia entre valores de tensión y grado de apertura

Los detalles de la instalación final se muestran a continuación en las Figuras 2.3.4 a 2.3.9:

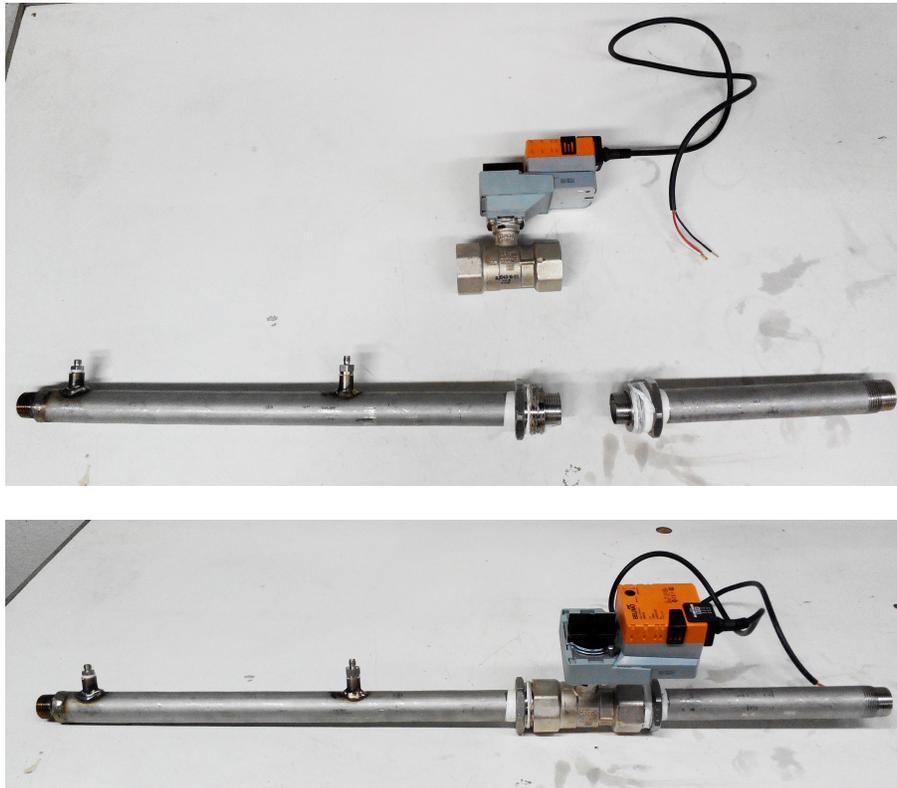


Figura 2.3.4: Vista general de los componentes principales de la instalación

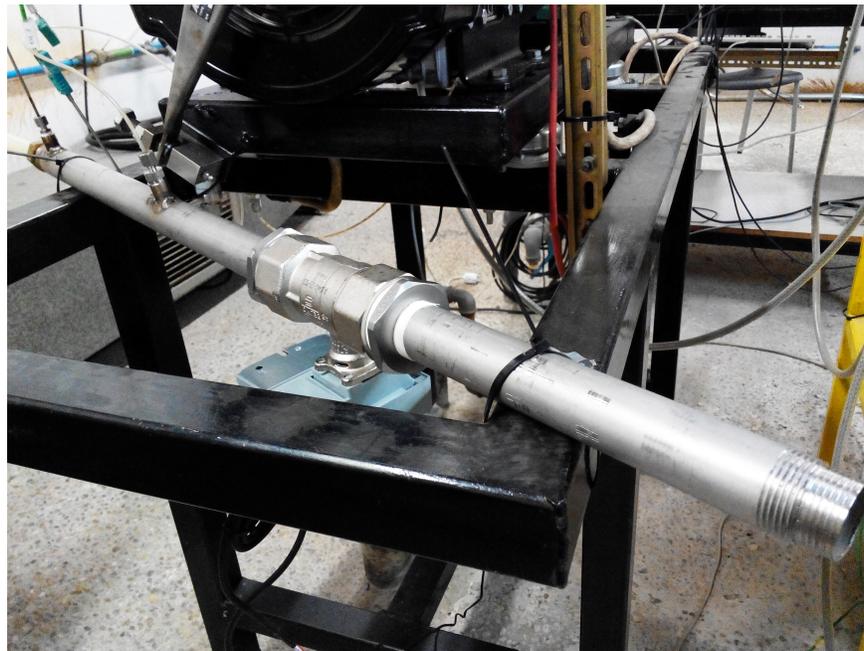


Figura 2.3.5: Instalación completa en el banco de ensayos



Figura 2.3.6: Detalle del sensor de presión modelo PTX 1400



Figura 2.3.7: Detalle de la toma del sensor de presión



Figura 2.3.8: Detalle del sensor de T^a , constituido por un termopar

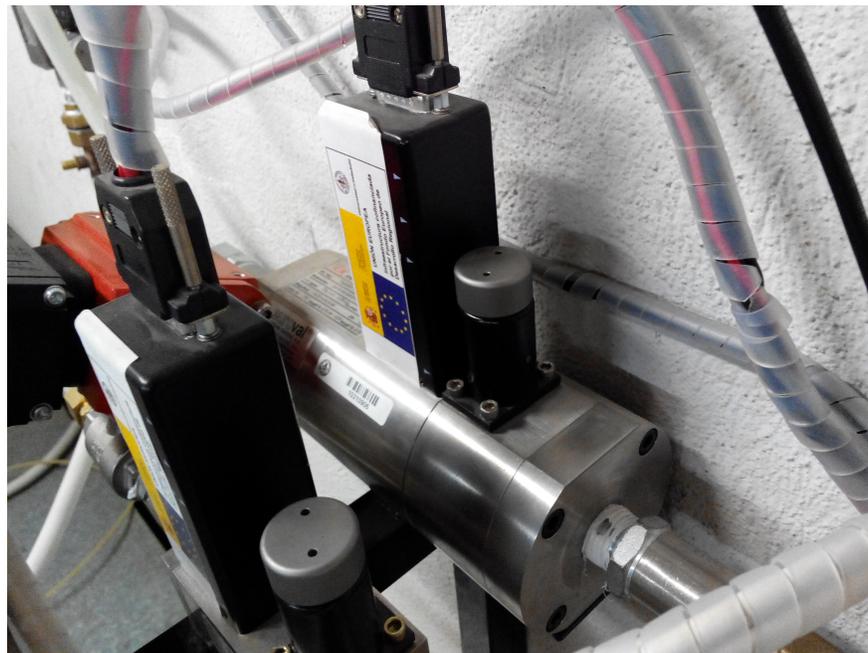


Figura 2.3.9: Controlador de flujo másico, modelo BROOKS INSTRUMENT 6718 WX

La metodología de experimentación consistirá en hacer pasar por dicha instalación un flujo másico concreto, que podrá controlarse por ordenador gracias a un controlador de flujo másico (Figura

2.3.9), y anotar la información aportada tanto por el sensor de presión (Figura 2.3.6) como por el de temperatura (Figura 2.3.8). La presión a la salida va a ser siempre la atmosférica.

De esta forma podrá obtenerse la presión diferencial que se produce a ambos extremos de la instalación para cada valor de flujo másico, y podrán construirse las correspondientes curvas características.

2.4. Análisis de resultados y construcción de las curvas características

El valor máximo que es capaz de proporcionar el controlador de flujo másico es de 600 g/min, por esa razón se van a experimentar 6 puntos para cada valor de apertura de la válvula, comenzando por 100 g/min y terminando con 600 g/min.

La presión a la entrada será proporcionada de forma absoluta por el correspondiente sensor, mientras que la presión a la salida será en todo momento la atmosférica, medida con anterioridad.

Deberá prestarse especial atención a que el valor de presión captado por el sensor no sobrepase su límite de sensibilidad, que en este caso es de 1,2 bar.

El sensor de termopar proporciona el dato de 17 °C de temperatura aproximadamente constante como valor del flujo entrante, dato que será posteriormente utilizado como condición de contorno durante el cálculo numérico.

Los datos de presión, y correspondiente pérdida de carga, obtenidos para aperturas de válvula de 10 a 60 grados se representan a continuación en las tablas 2.4 a 2.9 y en las Figuras 2.4.1 y 2.4.2.

Debe señalarse a modo de aclaración que la presión atmosférica (representada como P_{salida}) correspondiente al ángulo de apertura de 60° tiene un valor distinto al resto debido a que su experimentación se llevó a cabo durante otro día.

APERTURA 10°				
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>P_{entrada,abs}(bar)</i>	<i>P_{salida,abs}(bar)</i>	ΔP (bar)	ΔP (Pa)
0	0,9495	0,9495	0	0
100	0,9496	0,9495	$8 \cdot 10^{-5}$	8
200	0,9497	0,9495	$1,8 \cdot 10^{-4}$	18
300	0,9499	0,9495	$3,8 \cdot 10^{-4}$	38
400	0,9502	0,9495	$6,8 \cdot 10^{-4}$	68
500	0,9506	0,9495	$1,08 \cdot 10^{-3}$	108
600	0,9510	0,9495	$1,48 \cdot 10^{-3}$	148

Tabla 2.4: Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 10°

APERTURA 20°				
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>P_{entrada,abs}(bar)</i>	<i>P_{salida,abs}(bar)</i>	ΔP (bar)	ΔP (Pa)
0	0,9495	0,9495	0	0
100	0,9497	0,9495	$1,8 \cdot 10^{-4}$	18
200	0,9501	0,9495	$5,8 \cdot 10^{-4}$	58
300	0,9509	0,9495	$1,38 \cdot 10^{-3}$	138
400	0,9519	0,9495	$2,38 \cdot 10^{-3}$	238
500	0,9531	0,9495	$3,58 \cdot 10^{-3}$	358
600	0,9547	0,9495	$5,18 \cdot 10^{-3}$	518

Tabla 2.5: Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 20°

APERTURA 30°				
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>P_{entrada,abs}(bar)</i>	<i>P_{salida,abs}(bar)</i>	ΔP (bar)	ΔP (Pa)
0	0,9495	0,9495	0	0
100	0,9501	0,9495	$6 \cdot 10^{-4}$	60
200	0,9512	0,9495	$1,63 \cdot 10^{-3}$	163
300	0,9529	0,9495	$3,42 \cdot 10^{-3}$	342
400	0,9555	0,9495	$5,93 \cdot 10^{-3}$	593
500	0,9587	0,9495	$9,16 \cdot 10^{-3}$	916
600	0,9623	0,9495	$1,281 \cdot 10^{-2}$	1281

Tabla 2.6: Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 30°

APERTURA 40°				
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>P_{entrada,abs}(bar)</i>	<i>P_{salida,abs}(bar)</i>	ΔP (bar)	ΔP (Pa)
0	0,9495	0,9495	0	0
100	0,9505	0,9495	$9,9 \cdot 10^{-4}$	99
200	0,9533	0,9495	$3,75 \cdot 10^{-3}$	375
300	0,9580	0,9495	$8,5 \cdot 10^{-3}$	850
400	0,9646	0,9495	$1,512 \cdot 10^{-2}$	1512
500	0,9732	0,9495	$2,363 \cdot 10^{-2}$	2363
600	0,9836	0,9495	$3,408 \cdot 10^{-2}$	3408

Tabla 2.7: Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 40°

APERTURA 50°				
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>P_{entrada,abs}(bar)</i>	<i>P_{salida,abs}(bar)</i>	ΔP (bar)	ΔP (Pa)
0	0,9495	0,9495	0	0
100	0,9522	0,9495	$2,65 \cdot 10^{-3}$	265
200	0,9603	0,9495	$1,081 \cdot 10^{-2}$	1081
300	0,9742	0,9495	$2,464 \cdot 10^{-2}$	2464
400	0,9934	0,9495	$4,39 \cdot 10^{-2}$	4390
500	1,0161	0,9495	$6,662 \cdot 10^{-2}$	6662
600	1,0421	0,9495	$9,258 \cdot 10^{-2}$	9258

Tabla 2.8: Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 50°

APERTURA 60°				
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>P_{entrada,abs}(bar)</i>	<i>P_{salida,abs}(bar)</i>	ΔP (bar)	ΔP (Pa)
0	0,9274	0,9274	0	0
100	0,9382	0,9274	$1,08 \cdot 10^{-2}$	1080
200	0,9613	0,9274	$3,39 \cdot 10^{-2}$	3390
300	0,9962	0,9274	$6,88 \cdot 10^{-2}$	6880
400	1,0462	0,9274	$1,188 \cdot 10^{-1}$	11880
500	1,105	0,9274	$1,776 \cdot 10^{-1}$	17760
600	1,1744	0,9274	$2,47 \cdot 10^{-1}$	24700

Tabla 2.9: Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 60°

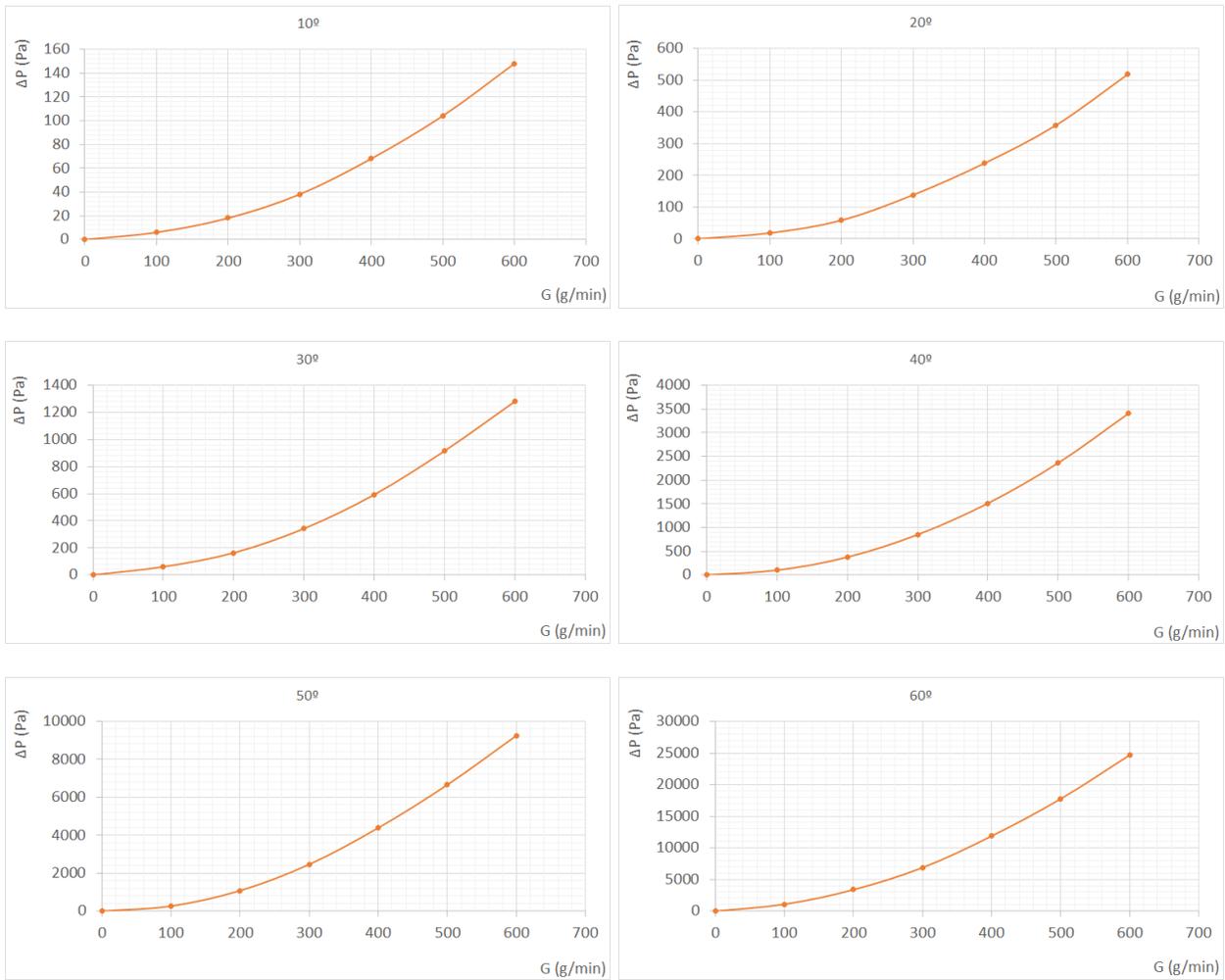


Figura 2.4.1: Curvas características experimentales para cada posición de apertura de la válvula

Finalmente la representación de todas las curvas características de la instalación ordenadas por su grado de apertura quedan representadas en la Figura 2.4.2, guardando una gran similitud con la gráfica de la Figura 2.2.1 introducida con anterioridad.

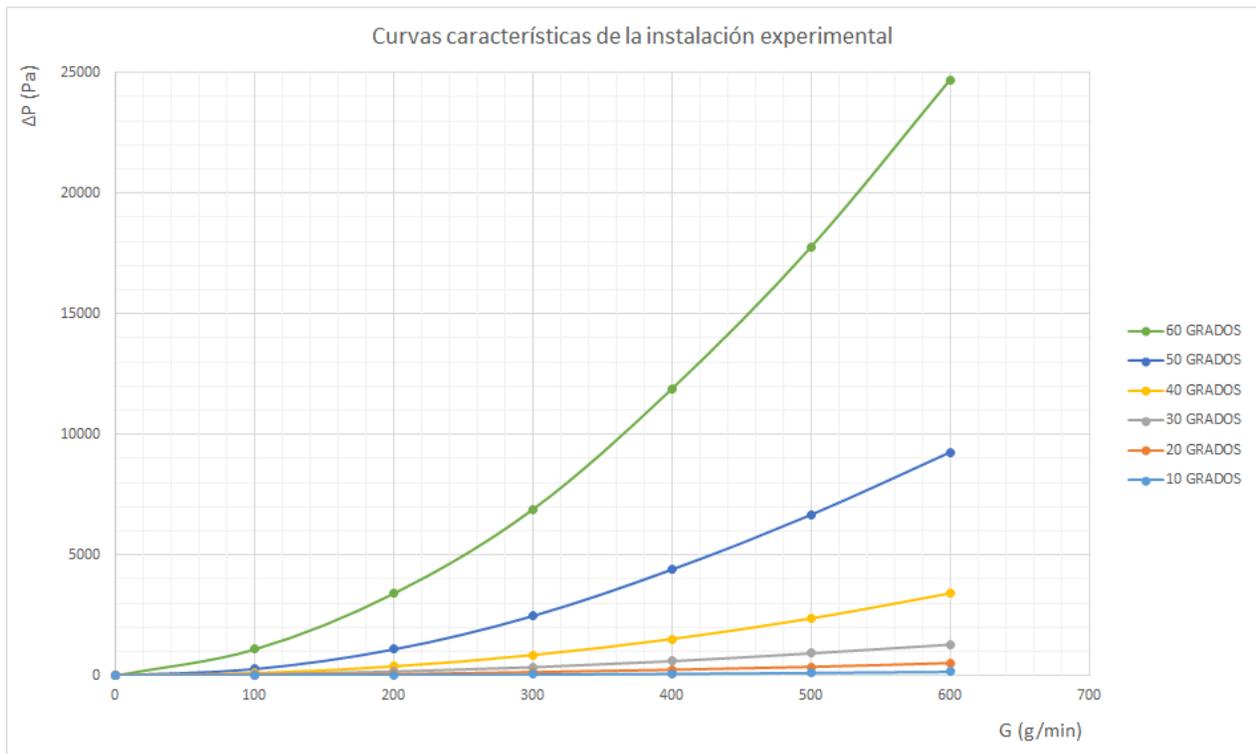


Figura 2.4.2: Curvas características de la instalación obtenidas de forma experimental

Capítulo 3

Mecánica de Fluidos Computacional (CFD)

3.1. Introducción

En el presente capítulo se pretende llevar a cabo una breve aproximación a la mecánica de fluidos computacional y a los antecedentes históricos que dieron lugar a su aparición, así como enumerar de forma simplificada los fundamentos actuales en los que se basa. De igual forma se procederán a detallar las distintas fases de cálculo que requiere cualquier estudio de fluidos basado en este método.

Por último, se realizará una descripción de los pasos de configuración y estrategia de cálculo que se llevará a cabo en el software ANSYS Fluent para ejecutar los diversos análisis de este estudio.

3.2. Ventajas e importancia de las técnicas CFD

La Mecánica de Fluidos Computacional o CFD (Computational Fluid Dynamics) constituye la rama de la Mecánica de Fluidos que se encarga de resolver de forma numérica mediante ordenadores las ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento de los fluidos.

El método consiste en discretizar una región del espacio, creando lo que se conoce como «malla», dividiendo una región del espacio en pequeños volúmenes de control. Después se resuelve en cada uno de ellos las ecuaciones de conservación discretizadas, de forma que en realidad se resuelve una matriz algebraica en cada celda de forma iterativa hasta que el residuo resultante es suficientemente pequeño [14].

El uso de técnicas CFD abre todo un abanico de posibilidades, proporcionando una gran cantidad de ventajas en múltiples trabajos y disciplinas, como la reducción de tiempo y costes en las fases

de diseño y una disponibilidad de información casi ilimitada en cada región del fluido, ya que cada una de las celdas que componen el dominio de simulación es como un pequeño sensor capaz de proporcionar información sobre el fluido en dicho punto, capacidad que será de gran ayuda en este trabajo para calcular los coeficientes de flujo con datos de presión de regiones muy próximas a la válvula.

3.3. Antecedentes históricos

Desde el origen de la civilización, la humanidad ha sentido siempre fascinación por los fluidos, ya fuera la corriente de agua en un río, el viento y fenómenos climáticos en la atmósfera, la fundición de metales o la intervención del aire en el vuelo de las aves, pero no fue hasta el siglo XVII y la llegada de Newton cuando se empezaron a sentar algunas bases que dieran pie a su estudio de forma científica.

Newton trató de cuantificar y predecir el comportamiento de los flujos a través de sus ecuaciones físicas elementales. Su contribución a la mecánica de fluidos incluye su Segunda Ley ($F = m \cdot a$), el concepto de viscosidad Newtoniana (en la que el esfuerzo y la deformación varían linealmente), el principio de reciprocidad (la fuerza aplicada sobre un objeto estacionario por un flujo fluido es igual al cambio en la cantidad de movimiento del fluido) y la relación entre la velocidad de las ondas en una superficie líquida y su longitud de onda.

Durante los siglos XVIII y XIX se avanzó significativamente tratando de describir matemáticamente el movimiento de los fluidos. Daniel Bernoulli (1700-1782) desarrolló la famosa ecuación que lleva su nombre, y Leonard Euler (1707-1783) postuló también sus homónimas ecuaciones, que describen la conservación de la cantidad de movimiento para un fluido no viscoso y la conservación de la masa. También planteó la teoría de velocidad potencial.

Otros dos contribuidores muy importantes a este campo surgieron también por esas fechas; el francés Claude-Louis Marie Henri Navier (1785-1836) y el irlandés George Gabriel Stokes (1819-1903), que introdujeron el fenómeno de transporte viscoso en las ecuaciones de Euler, dando lugar a las famosas ecuaciones de Navier-Stokes. Esta clase de ecuaciones diferenciales que propusieron hace casi 200 años suponen la base de la Mecánica de Fluidos Computacional moderna (CFD, Computational Fluid Dynamics), e incluyen expresiones para la conservación de la masa (continuidad), cantidad de movimiento, especies y turbulencia. De hecho, las ecuaciones están tan acopladas entre sí y son tan difíciles de resolver que no fue hasta la llegada de los ordenadores modernos en las décadas de 1960 y 1970 cuando por fin pudieron resolverse para problemas reales en escalas de tiempo razonables.

Otras personalidades importantes que desarrollaron teorías relacionadas con el movimiento de los fluidos en el siglo XIX fueron Jean Le Rond d'Alembert, Siméon-Denis Poisson, Joseph Louis Lagrange, Jean Louis Marie Poiseuille, John William Rayleigh, M. Maurice Couette, Osborne Reynolds, y Pierre Simon de Laplace.

A comienzos del siglo XX se evolucionó bastante refinando teorías acerca de la capa límite y turbulencia en los fluidos. Ludwig Prandtl (1875-1953) propuso una teoría acerca de la capa límite, el concepto de longitud de mezcla, estudio de flujos compresibles, el famoso número de Prandtl,

y muchos más conceptos que se dan por sentado hoy en día. Theodore von Karman (1881-1963) analizó el fenómeno que hoy se conoce como «calle de vórtices de Von Karman». Geoffrey Ingram Taylor (1886-1975) propuso una teoría estadística acerca del fenómeno de turbulencia y la micro-escala de Taylor. Andrey Nikolaevich Kolmogorov (1903-1987) introdujo el concepto de escalas de Kolmogorov y su modelo de turbulencia, y George Keith Batchelor (1920-2000) hizo importantes contribuciones a la teoría de turbulencia homogénea.

Resulta bastante discutible quién realizó los primeros cálculos usando la Mecánica de Fluidos Computacional (CFD) en el sentido moderno, aunque Lewis Fry Richardson en Inglaterra (1881-1953) desarrolló el primer sistema numérico de predicción meteorológica, en el que se dividía el espacio físico en una cuadrícula con celdas y se usaba una aproximación por diferencias finitas de las primitivas ecuaciones diferenciales de Bjerknes (físico y meteorólogo noruego que hizo una gran contribución a las modernas técnicas de predicción meteorológica). Su primer intento para predecir el clima para un simple periodo de 8 horas le llevó 6 semanas de cálculo, y terminó en fracaso. Los enormes requisitos de cálculo de su modelo llevaron a Richardson a proponer una solución que él llamó «the forecast-factory» (la fábrica de predicciones). Dicha «fábrica» habría supuesto llenar un gran estadio con 64.000 personas, en el que cada una de ellas estaría equipada con una calculadora mecánica con la que llevaría a cabo una parte del cálculo del flujo. Un líder, en el centro, usaría señales de colores y comunicación telegráfica para coordinar el cálculo global. Dicha propuesta, un tanto exótica, habría supuesto un verdadero cálculo CFD muy rudimentario.

La primera solución numérica para un flujo alrededor de un cilindro sería obtenida en 1933 por A. Thom y publicada en Inglaterra. Kawaguti, en Japón, obtuvo una solución similar para un flujo también alrededor de un cilindro en 1953 usando una calculadora mecánica, que trabajó 20 horas a la semana durante 18 meses.

Durante la década de 1960, la división teórica de la NASA en los Alamos (EE. UU.) contribuyó a desarrollar varios métodos numéricos que todavía se usan hoy en día en técnicas CFD, como el método Particle-In-Cell (PIC), Marker-and-Cell (MAC), Vorticity-Stream function, los métodos denominados Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE), y el muy utilizado modelo de turbulencia $k-\epsilon$.

En la década de 1970, un grupo dirigido por D. Brian Spalding del Imperial College de Londres desarrolló códigos parabólicos de flujo (GENMIX), basados en el método Vorticity-Stream function, así como el algoritmo denominado SIMPLE y el código TEACH. También desarrollaron la forma moderna de las ecuaciones $k-\epsilon$ que se usan hoy en día. Otro evento clave en la industria del CFD fue en 1980 cuando Suhas V. Patankar publicó «Numerical Heat Transfer and Fluid Flow», probablemente el libro de CFD más influyente hasta la fecha, y que engendró cientos de códigos posteriores.

Fue a principios de la década de 1980 cuando los códigos CFD se abrieron definitivamente al mercado en gran medida. El uso de software CFD comercial comenzó a ser aceptado por las compañías más importantes del mundo en sustitución de sus propios códigos desarrollados internamente. Estos paquetes de software CFD comercial están basados por tanto en un set de expresiones matemáticas no lineales muy complejas que definen las ecuaciones fundamentales de un flujo. Estas ecuaciones se resuelven de forma iterativa usando complejos algoritmos matemáticos presentes en el propio software, permitiendo al usuario modelar computacionalmente cualquier campo fluido conocida la geometría del objeto en cuestión y los efectos físicos y/o químicos que intervienen, pudiendo

visualizar gráficamente los resultados obtenidos en forma de contornos coloreados, vectores, líneas de flujo y otro tipo de reportes.

Las técnicas CFD se encuentran hoy en día reconocidas dentro de la disciplina de Ingeniería Asistida por Ordenador (CAE - Computer Aided Engineering), y se emplean de forma generalizada en todas las industrias, habiéndose convertido en una herramienta indispensable en el diseño de sistemas complejos como aeronaves, trenes, automóviles, cohetes, buques de superficie, submarinos o cualquier otra máquina concebida por el hombre¹.

3.4. Base teórica

Los aspectos más significativos de un flujo incompresible o compresible pueden ser descritos de forma adecuada a partir de las soluciones de las ecuaciones de conservación de Navier-Stokes.

Dichas ecuaciones de Navier-Stokes se basan en los principios de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía, y serán presentadas a continuación en su forma diferencial para flujos tridimensionales según la publicación «Computational Fluid Dynamics for Engineers» de Tuncer Cebeci y P. Shao [11].

3.4.1. Flujo incompresible

Las ecuaciones de Navier-Stokes en su forma diferencial pueden obtenerse o bien usando un volumen de control infinitesimal fijo en el espacio con el fluido moviéndose a través de él, o bien con un volumen de control que se mueve a lo largo de una línea de flujo con un vector velocidad $\vec{V} = (u, v, w)$ igual a la velocidad del flujo en cada punto. En este caso se optará por la segunda opción, a partir del volumen de control móvil, resultando las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo tridimensional incompresible de la siguiente forma:

Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.4.1)$$

Ecuación de cantidad de movimiento en el eje x

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \right) + \rho f_x \quad (3.4.2)$$

¹Información extraída de [12]

Ecuación de cantidad de movimiento en el eje y

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \right) + \rho f_y \quad (3.4.3)$$

Ecuación de cantidad de movimiento en el eje z

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left(\frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) + \rho f_z \quad (3.4.4)$$

Siendo el operador $\frac{D}{Dt}\square$ la derivada sustancial (o derivada siguiendo a la partícula).

$$\frac{D}{Dt}\square = \frac{\partial}{\partial t}\square + \vec{V} \cdot \nabla \square = \frac{\partial \square}{\partial t} + u \frac{\partial \square}{\partial x} + v \frac{\partial \square}{\partial y} + w \frac{\partial \square}{\partial z} \quad (3.4.5)$$

Las ecuaciones (3.4.2) a (3.4.4) hacen uso de la Segunda Ley de Newton, representando el miembro izquierdo la aceleración de la masa por unidad de volumen y el miembro derecho la suma neta de fuerzas por unidad de volumen actuando sobre el fluido, consistentes en fuerzas de superficie y fuerzas de volumen. Las fuerzas de superficie surgen debido a los esfuerzos moleculares en el fluido (como la presión, p , que está presente en un fluido en reposo y actúa normal a la superficie) y a los esfuerzos viscosos que actúan de forma normal o tangencial a la superficie (esfuerzo de cortadura). El primer término del miembro derecho representa la fuerza de presión neta por unidad de volumen, y el signo menos surge porque, por definición, una presión positiva actúa hacia adentro. Los siguientes términos (entre paréntesis) representan las fuerzas viscosas por unidad de volumen, y surgen como resultado de las componentes de los esfuerzos normales y de cortadura, mostrados en la Figura 3.4.1.

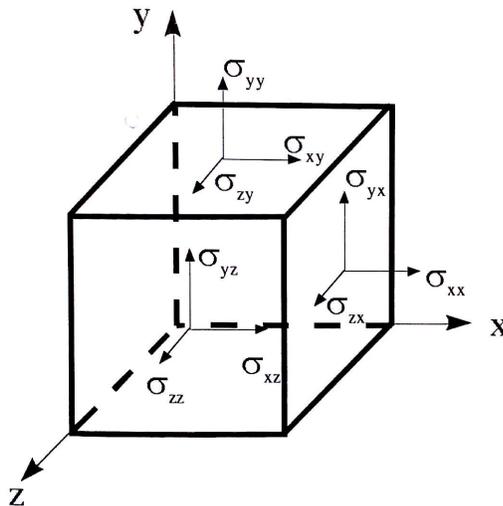


Figura 3.4.1: Componentes de los esfuerzos viscosos sobre las caras de un volumen de control. Las componentes de fuerza serían las componentes de esfuerzo multiplicadas por el área de la cara correspondiente. (Imagen extraída de [11]).

El primer subíndice de σ indica la dirección del esfuerzo, y el segundo subíndice indica la dirección de la normal de la superficie (nótese que usualmente en España se usa la notación contraria). Por convenio, un esfuerzo normal hacia afuera actuando sobre el volumen de control del fluido es positivo, y los esfuerzos de cortadura se consideran positivos en las caras más alejadas del origen de coordenadas. En consecuencia σ_{xy} actúa en la dirección positiva x en la cara visible de arriba perpendicular al eje y. Asimismo, un correspondiente esfuerzo de cortadura actúa en la dirección negativa de x en la cara no visible de abajo perpendicular también al eje y.

Algunas veces resulta más conveniente escribir los términos viscosos en las ecuaciones de cantidad de movimiento en notación de subíndices de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.4.6)$$

siendo $i, j = 1, 2, 3$ para flujos tridimensionales.

Para un fluido Newtoniano de densidad constante, los esfuerzos viscosos normales σ_{ij} ($i = j$) y de cortadura σ_{ij} ($i \neq j$) se obtienen del tensor de esfuerzos viscosos dado por:

$$\sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.4.7)$$

De acuerdo a esta última ecuación, el esfuerzo viscoso normal σ_{xx} y los esfuerzos de cortadura σ_{xy} y σ_{xz} vendrían dados por:

$$\sigma_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.4.8)$$

$$\sigma_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (3.4.9)$$

$$\sigma_{xz} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad (3.4.10)$$

Con expresiones similares para los términos del tensor de esfuerzos viscosos en las ecuaciones (3.4.3) y (3.4.4).

De acuerdo a la ecuación (3.4.7), las ecuaciones de Navier-Stokes pueden ser simplificadas de forma considerable, de tal forma que la ecuación de cantidad de movimiento en el eje x para un fluido Newtoniano se traduce en:

$$\frac{Du}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u + f_x \quad (3.4.11)$$

Con expresiones similares para las componentes y,z de cantidad de movimiento. Las ecuaciones resultantes pueden ser escritas en forma vectorial como se muestra a continuación:

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{V} + \vec{f} \quad (3.4.12)$$

Siendo ∇^2 el operador Laplaciano:

$$\nabla^2 \equiv \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (3.4.13)$$

La ecuación que representa la conservación de la energía tiene una forma similar a las ecuaciones de cantidad de movimiento (3.4.2) a (3.4.4). Está basada en la Primera Ley de la Termodinámica, y establece que el incremento de energía en un sistema (por ejemplo, un volumen de control) es igual al calor cedido al sistema más el trabajo realizado sobre el sistema. Para flujos incompresibles, el trabajo realizado sobre el sistema es despreciable, y la ecuación de la energía puede ser escrita del modo siguiente:

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = - \left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right) + \dot{q}_h \quad (3.4.14)$$

Donde \dot{q} es la tasa de transmisión de calor por conducción por unidad de área en las tres direcciones ortogonales, \dot{q}_h representa fuentes de calor (por ejemplo, radiación o reacciones químicas) y C_p es el calor específico a presión constante. Los términos de transferencia de calor por conducción se obtienen de la siguiente expresión:

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.4.15)$$

Donde k es la constante de conductividad térmica.

3.4.2. Flujo compresible

Para flujos compresibles, las ecuaciones de Navier-Stokes son similares a las presentadas en las ecuaciones (3.4.1) a (3.4.4) para flujos incompresibles. Debido a que las propiedades del fluido ahora también varían con la temperatura, las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento están acopladas a la ecuación de la energía, y la solución de dicha ecuación de la energía proporciona

la distribución de temperaturas en el campo fluido. Estas ecuaciones son analizadas en detalle en otras bibliografías, y se resumirán a continuación para un flujo tridimensional no estacionario.

La ecuación de continuidad es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.4.16)$$

Para un sistema de coordenadas cartesianas se traduce en:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (3.4.17)$$

Las ecuaciones de cantidad de movimiento son idénticas a aquellas presentadas en las ecuaciones (3.4.2) a (3.4.4).

El tensor de esfuerzos viscosos σ_{ij} resulta:

$$\sigma_{ij} = \mu \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \quad (3.4.18)$$

Con $i, j, k = 1, 2, 3$; y siendo δ_{ij} la función delta de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ si $i = j$, y $\delta_{ij} = 0$ si $i \neq j$).

La ecuación de la energía puede ser escrita o bien en términos de energía total por unidad de volumen, E_t ,

$$E_t = \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \quad (3.4.19)$$

$$\frac{\partial E_t}{\partial t} + \nabla \cdot E_t \vec{V} = \dot{q}_h - \nabla \cdot \dot{\vec{q}} + \nabla \cdot (\Pi_{ij} \cdot \vec{V}) + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \quad (3.4.20)$$

o bien, en términos de energía interna por unidad de masa, e ,

$$\rho \frac{De}{Dt} + p (\nabla \cdot \vec{V}) = \dot{q}_h - \nabla \cdot \dot{\vec{q}} + \sigma_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.4.21)$$

En las ecuaciones precedentes, Π_{ij} representa el tensor de esfuerzos dado por:

$$\Pi_{ij} = -p \delta_{ij} + \sigma_{ij} \quad (3.4.22)$$

Y $\sigma_{ij} (\partial u_i / \partial x_j)$ representa la función de disipación Φ dada por:

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (3.4.23)$$

Finalmente, se necesitará una ecuación de estado para relacionar p , ρ y e en el fluido. El ejemplo más común es la ley del gas perfecto:

$$p = (\gamma - 1) C_v \rho T \quad (3.4.24)$$

donde:

$$e = C_v T \quad (3.4.25)$$

$$\gamma = C_p / C_v \quad (3.4.26)$$

Siendo C_p y C_v los calores específicos a presión y volumen constante respectivamente.

Los términos del miembro izquierdo de la ecuación de la energía dada en (3.4.20) representan la tasa de incremento de energía total en el volumen de control (por unidad de volumen) y la tasa de energía total perdida por convección a través del volumen de control (por unidad de volumen). El primer término del miembro derecho de la ecuación representa el calor producido por unidad de volumen por agentes externos, el segundo término representa la tasa de pérdida de calor por conducción a través del volumen de control (por unidad de volumen), y el tercer y cuarto término representan el trabajo realizado sobre el volumen de control por las fuerzas de superficie y volumétricas respectivamente (por unidad de volumen).

3.5. Procedimiento de cálculo

Cualquier análisis que se pretenda llevar a cabo mediante técnicas CFD consta de los siguientes pasos [16]:

- Preprocesado
- Resolución
- Postprocesado

3.5.1. Preprocesado

Durante la fase de preprocesado se llevan a cabo todas aquellas tareas necesarias para definir las condiciones del problema que posteriormente pueda resolver el programa de CFD, tales como:

- Definición del dominio de cálculo en base a la geometría que se pretende analizar.
- Generación de la malla, dividiendo el dominio en pequeños subdominios o volúmenes de control llamados celdas.
- Definición de los fenómenos físicos que se pretenden considerar.
- Especificación del tipo de fluido y sus propiedades físicas.
- Selección de las condiciones de contorno del problema.

3.5.2. Resolución

Se trata de la etapa más importante del análisis CFD, puesto que es cuando tiene lugar el cálculo de la solución del modelo matemático y el sistema de ecuaciones.

Una vez definido el modelo matemático del fenómeno o problema que se pretende estudiar, se procede a realizar la discretización temporal y espacial, transformando las ecuaciones diferenciales en algebraicas. La solución que se obtendrá no será continua, sino que vendrá dada por una serie discreta de valores tanto en el espacio como en el tiempo [15].

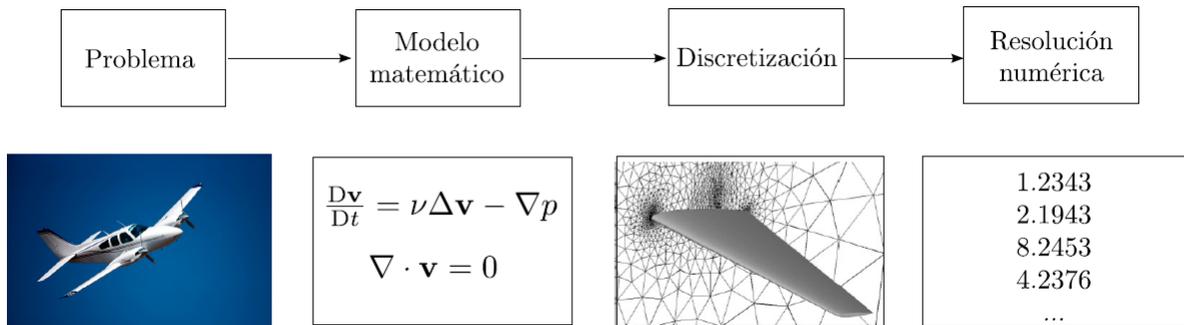


Figura 3.5.1: Etapas necesarias en la resolución numérica de un problema mediante técnicas CFD. (Imagen extraída de [15]).

La discretización temporal se emplea en el cálculo de flujos no estacionarios. En cuanto a la discretización espacial, existen diferentes métodos según la formulación del problema matemático (diferencial o integral), enumerando a continuación algunos de los más usados:

- Métodos de diferencias finitas

- Métodos de volúmenes finitos
- Métodos de elementos finitos
- Métodos espectrales
- Métodos de panel

El método usado por ANSYS Fluent es el de volúmenes finitos. El dominio se divide en volúmenes de control en los cuales se aplican las ecuaciones integrales, que son aproximadas mediante cuadraturas. Los nodos se encuentran en el centroide del volumen, y se interpolan para obtener sus valores en las caras de dichos volúmenes [15].

3.5.3. Postprocesado

Una vez superados los cálculos, el análisis de los resultados y su interpretación tienen lugar en la etapa de postprocesado. Gracias a los adelantos en software actuales se facilita enormemente la labor de exportar enormes listas de datos en formato de hojas de cálculo, generar todo tipo de gráficos, mostrar contornos gráficos de diversas propiedades fluidas, así como vectores bidimensionales o tridimensionales que muestren la velocidad del flujo en cada lugar del dominio, trayectorias de partículas, etc.

De la misma forma que es importante obtener unos buenos resultados en la etapa de cálculo, es igualmente importante llevar a cabo un buen postprocesado de los datos resultantes, a fin de lograr una buena interpretación de los mismos y conseguir estudiar de forma correcta el comportamiento del fluido para el citado problema.

Para llevar a cabo el presente estudio se va a utilizar el paquete de software ANSYS R16.2, que se compone de los siguientes programas:

- ANSYS Design Modeler, para la generación de la geometría a analizar.
- ANSYS Meshing, para proceder a generar la malla a partir de la geometría.
- ANSYS Fluent, para llevar a cabo el cálculo.
- ANSYS CFD-Post, para llevar a cabo el postprocesado y obtener información de los datos de cálculo.

Capítulo 4

Preparativos y pasos previos para el análisis CFD

4.1. Introducción

En el presente apartado se llevarán a cabo todas las labores previas necesarias para realizar el estudio CFD de la instalación y calcular sus curvas características.

Para ello se procederá a modelar de forma detallada la geometría de la válvula mediante el software comercial CATIA, y posteriormente se procederá al mallado del volumen interno de la misma, realizando las oportunas optimizaciones.

Por último, se llevará a cabo un estudio de sensibilidad de la malla, con el objetivo de buscar el tamaño de celdas más adecuado para el presente problema, que dé lugar a una óptima convergencia de la solución con la suficiente precisión sin encarecer demasiado el tiempo de cómputo, de acuerdo a los medios de los que se disponen.

4.2. Modelado de la geometría

Para llevar a cabo la simulación el primer paso de todos consistirá en realizar un modelo geométrico de la válvula lo más fiel posible al original. Como se mencionó anteriormente, el modelo elegido es una válvula de tipo bola BELIMO R2040, como la mostrada en la Figura 2.3.1.

Para llevar a cabo el modelado de dicha válvula se ha procedido a medir la geometría interna de la misma por medio de un calibre, poniendo especial atención en la exactitud de las mediciones. La geometría externa no es relevante para el estudio que se pretende realizar, por tanto será obviada.

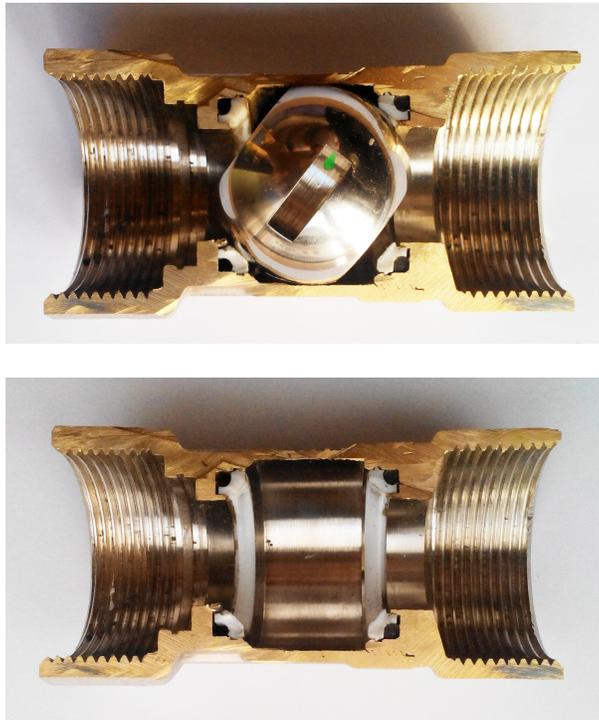


Figura 4.2.1: Geometría interna de la válvula

El resultado final de las mediciones se muestra a continuación en las Figuras 4.2.2 y 4.2.3:

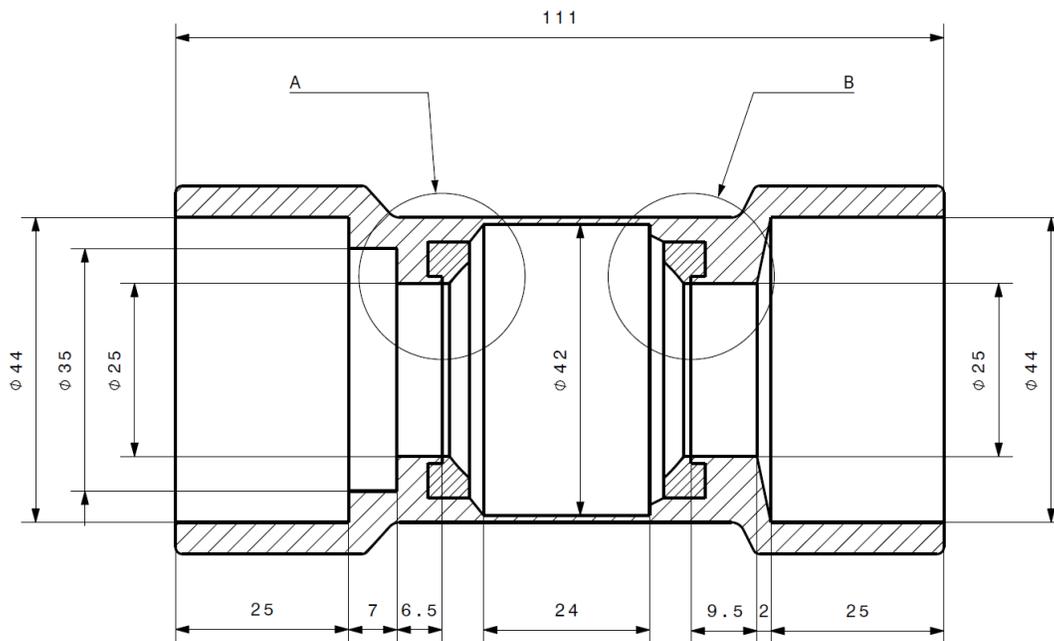


Figura 4.2.2: Dimensiones de la geometría interior de la válvula BELIMO R2040

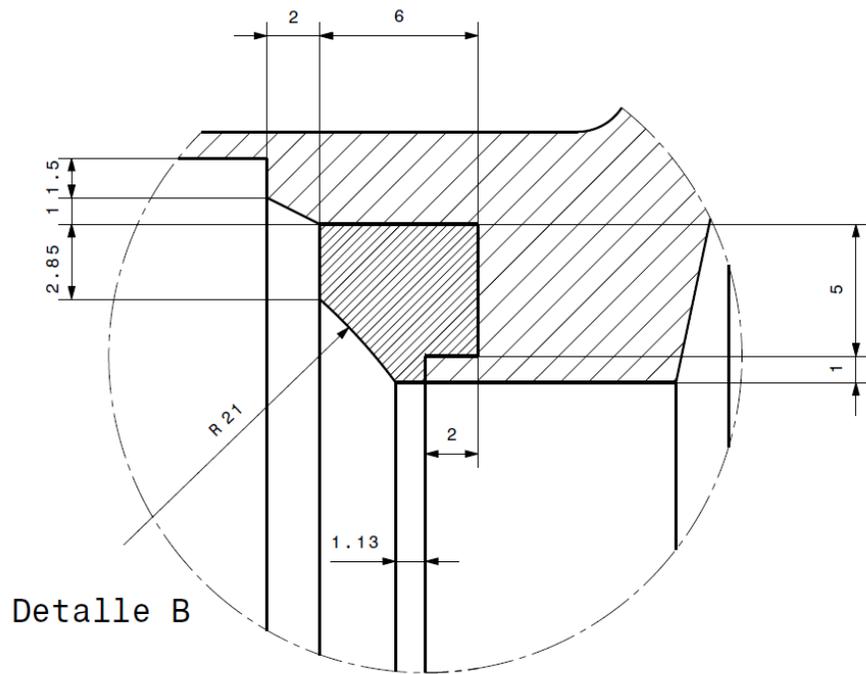
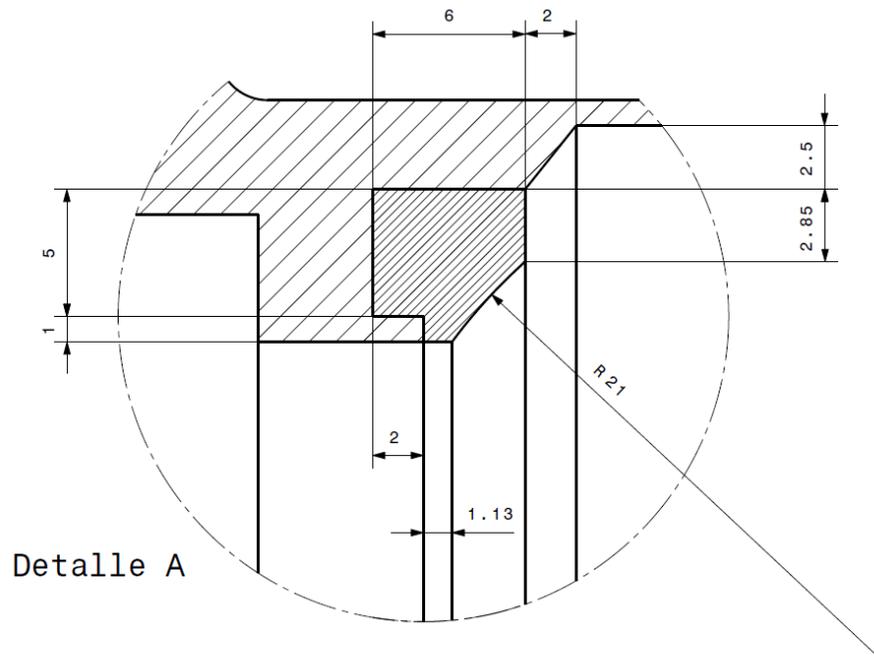


Figura 4.2.3: Detalles A y B del plano de la válvula

Con dichas dimensiones se ha procedido a realizar un modelo 3D mediante el software CATIA, reproduciendo fielmente todas las superficies internas y regiones de contorno (véase Figura 4.2.4). La posición de apertura de la bola se ha parametrizado con una variable manipulable, facilitando la actualización automática del modelo 3D para distintas posiciones de apertura de la válvula según lo deseado.

Asimismo conviene destacar que la geometría interna presenta un plano de simetría, por lo que sólo será necesario realizar el análisis sobre una de las dos mitades. Por este motivo para la elaboración del modelo 3D se ha puesto especial atención en que las costuras geométricas coincidan exactamente con el plano de simetría, de tal forma que al realizar la posterior operación de mallado sobre una de las mitades la malla se genere de una forma más suave y no aparezcan saltos bruscos ni discontinuidades en ella que pudieran afectar al resultado final o hacer la convergencia de la solución más difícil.

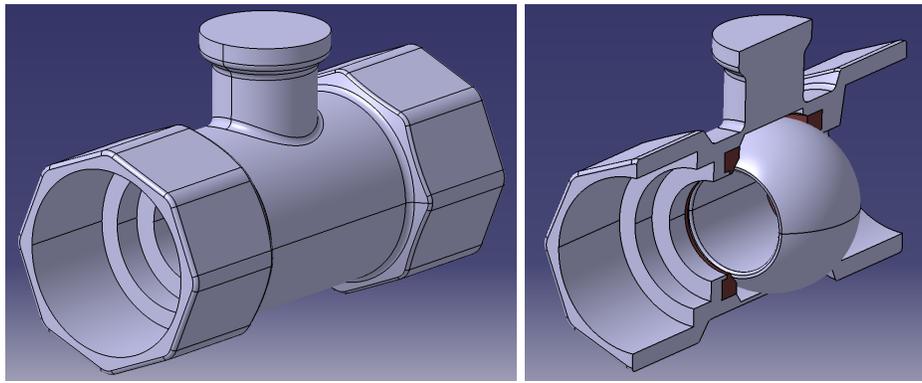


Figura 4.2.4: Modelo 3D de la válvula realizado con CATIA

Dicha válvula, como se comentó en el Capítulo 2, está conectada tanto a la entrada como a la salida a unos tramos de tubería con las siguientes características geométricas en cuanto a diámetros, que deberán ser reproducidos fielmente:

Dext:	33,4 mm
Dint:	27,86 mm

Tabla 4.1: Dimensiones de las tuberías utilizadas

En cuanto a la longitud de dichas tuberías, se debe tener en cuenta que el objetivo de este análisis es reproducir la pérdida de carga que se produce en la instalación real, por tanto se debe tener en cuenta que habrá que medir la presión total en los mismos puntos que en el modelo real. Por este motivo el tramo de salida será igual que en el modelo real, y el tramo de entrada sólo será necesario modelar la distancia a la que está colocado el sensor de presión. De esta forma habrá que modelar las siguientes longitudes de tubería:

Tramo a la entrada:	5D	139,3 mm
Tramo a la salida:	10D	278,6 mm

Tabla 4.2: Tramos de tubería a la entrada y salida de la válvula

Como se mencionó anteriormente la geometría interior de la válvula que da lugar al volumen fluido presenta un plano de simetría, por este motivo sólo será necesario analizar la mitad de dicho volumen, consiguiendo con ello un considerable ahorro en tiempos de cálculo computacional.

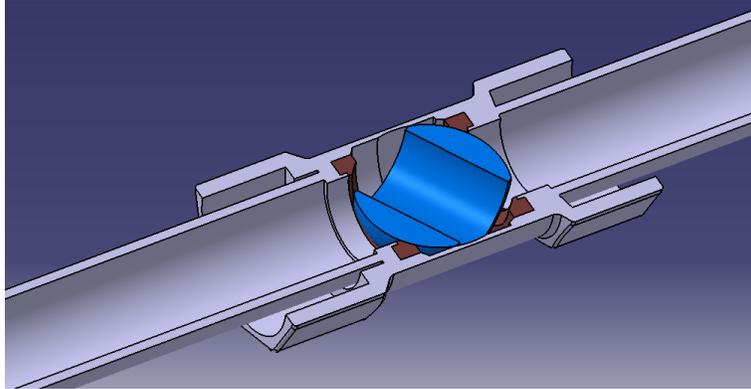


Figura 4.2.5: Modelo 3D cortado por simetría para su simulación

Al analizar la mitad del volumen se debe tener en cuenta que el flujo másico especificado deberá ser exactamente la mitad del que circularía por la válvula en el montaje real, ya que la sección transversal en la simulación es la mitad de la sección real.

4.3. Extracción del volumen fluido y generación de la malla

Una vez realizado el modelo geométrico es preciso proceder a la extracción del volumen que ocupa el fluido en su interior, con el objetivo de definir el dominio de simulación y proceder al mallado del mismo.

Para la primera etapa consistente en la obtención del volumen que ocupa el fluido se procede a la exportación del anterior modelo geométrico realizado en CATIA a la aplicación Design Modeler dentro del entorno de trabajo de ANSYS Workbench.

Una vez cargada la geometría se procederá a rellenar el interior de la misma con otro sólido mediante la herramienta Fill, obteniéndose el resultado de la Figura 4.3.1.

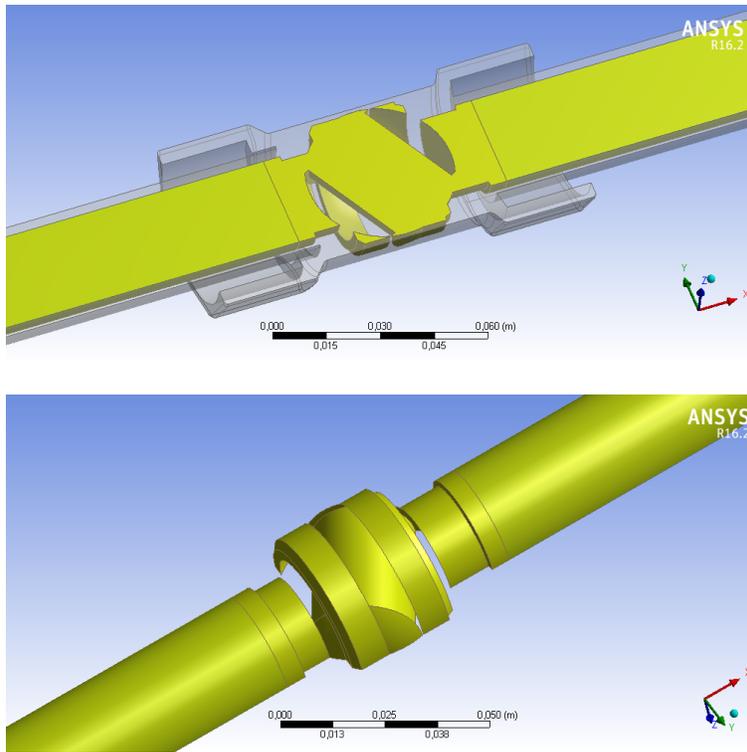


Figura 4.3.1: Extracción del volumen interno ocupado por el fluido

Una vez hecho esto, y a modo de facilitar la posterior labor de mallado, se ha decidido dividir el volumen en 3 partes distintas con sendos cortes, con el objetivo de optimizar el mallado según la complejidad y requerimientos de cada zona.

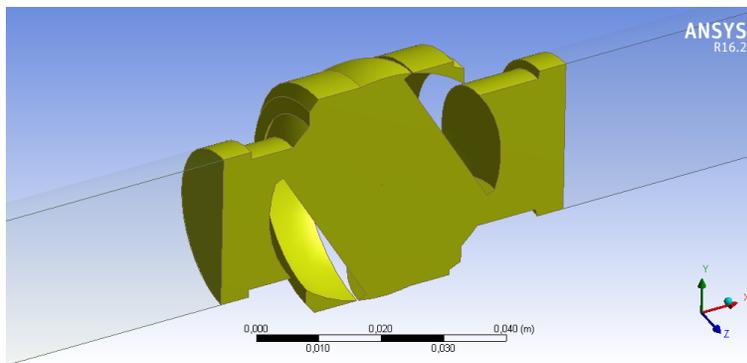


Figura 4.3.2: División del volumen interior en tres partes distintas

Una vez establecido el dominio y su división en partes se procede a lanzar el programa ANSYS Meshing para llevar a cabo el mallado. En este paso es preciso tener en cuenta ciertas consideraciones, que van desde el tipo de elementos elegidos hasta la forma de mallado.

En cuanto al tipo de elementos que conforman la malla existen varias posibilidades a escoger (ver Figura 4.3.3):

- **Tetraedros:** Elemento geométrico conformado por 4 vértices, 6 aristas y 4 caras triangulares. Cualquier volumen puede ser mallado de forma fácil y automática por tetraedros.
- **Hexaedros:** Elemento geométrico conformado por 8 vértices, 12 aristas y 6 caras cuadriláteras. Llenar un volumen de hexaedros requiere un mayor tiempo de mallado, pero ofrece mayor precisión para un mismo número de celdas.
- **Prismas de base triangular:** Elemento geométrico conformado por 6 vértices, 9 aristas, 2 caras triangulares y 3 caras cuadriláteras. Se usan principalmente para mallar regiones de capa límite.
- **Pirámides de base cuadrilátera:** Elemento geométrico conformado por 5 vértices, 8 aristas, 4 caras triangulares y 1 cara cuadrilátera. Se usan principalmente como elementos de transición en mallados de tipo híbrido que combinan diferentes tipos geométricos de celdas.

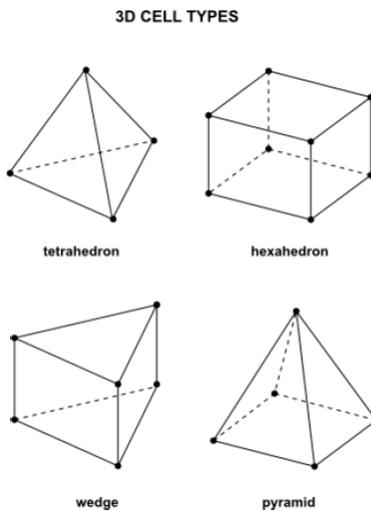


Figura 4.3.3: Tipos posibles de elementos para conformar la malla. (Imagen adaptada de [4]).

Según el tipo de elemento elegido repercutirá tanto en el tiempo de mallado como en el posterior tiempo de cómputo cuando se realice el análisis con ANSYS Fluent.

En cuanto al tiempo de mallado, éste siempre es menor con elementos de tipo tetraedro, que se adaptan fácilmente a geometrías muy complejas y rellenan todos los espacios con facilidad, mientras que los elementos de tipo hexaedro requieren mucho más tiempo para mallar geometrías medianamente complejas, y en determinadas geometrías muy complejas no consiguen una buena relación de aspecto.

Por otro lado, la generación de mallas con elementos de tipo hexaedro requiere un menor número de elementos que con tetraedros. Esto radica en un posterior tiempo de cómputo más reducido para las mallas conformadas por hexaedros, así como una convergencia más rápida de forma general.

Por esta razón se recomienda de forma general utilizar mallas estructuradas de hexaedros para geometrías simples y mallas desestructuradas de tetraedros para geometrías complejas.

En el presente caso se ha procedido a dividir el dominio en 3 bloques distintos, de forma que se puedan combinar métodos de mallado diferentes en cada uno de ellos. En los tramos de tubería de entrada y salida debido a su simplicidad se elegirá un mallado de tipo estructurado con elementos hexaédricos mediante el comando «multizone», mientras que en la geometría compleja de la válvula se optará por un tipo de mallado automático desestructurado conformado por tetraedros.

Asimismo, se procederá a establecer un método de mallado avanzado consistente en la determinación automática del tamaño de malla en las zonas más pequeñas y complicadas, haciendo uso de la opción «Advanced Size Function: Proximity and Curvature».

El resultado final puede verse a continuación en la Figura 4.3.4:

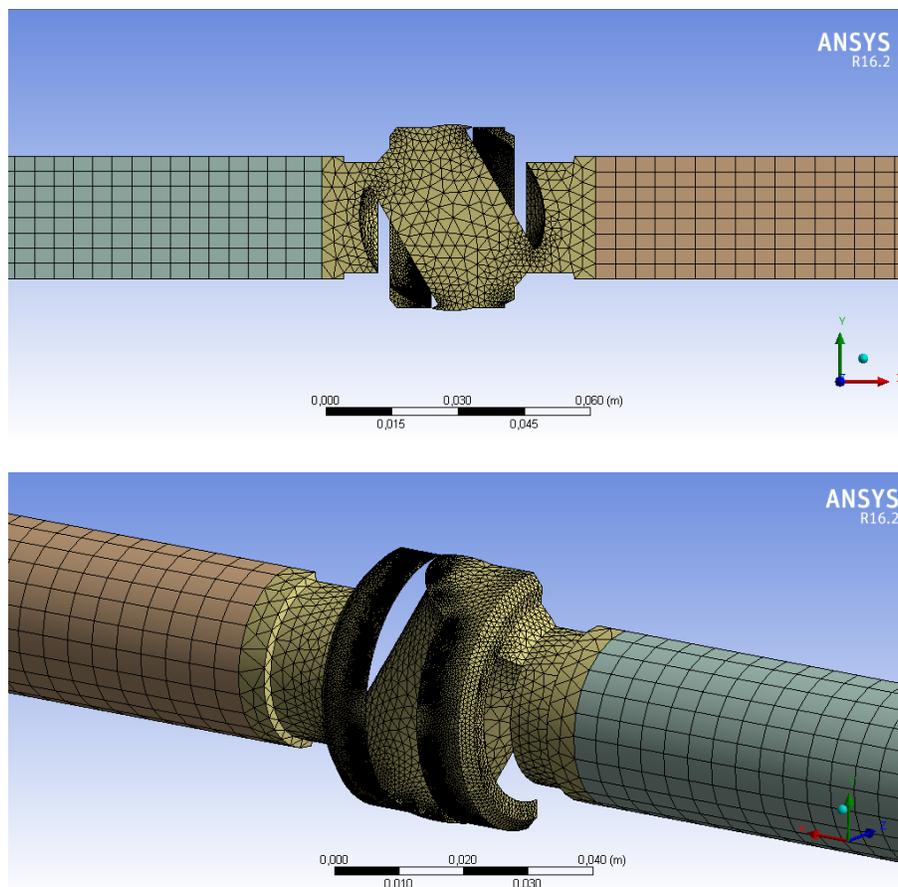


Figura 4.3.4: Mallado del dominio

Capítulo 5

Análisis CFD

5.1. Introducción

En el presente capítulo se pretende abordar la configuración de ANSYS Fluent para la resolución del citado problema y la construcción de las curvas características teóricas que permitan posteriormente validar dicho modelo CFD.

5.2. Configuración de ANSYS Fluent y estrategia seguida para el presente estudio

Una vez que se haya generado la malla del dominio el siguiente paso es exportarla al programa ANSYS Fluent para llevar a cabo el análisis CFD del problema.

El siguiente paso es definir las condiciones de cálculo seleccionando las convenientes opciones en Fluent.

5.2.1. Configuración inicial del programa

Se elegirán las opciones de «Double Precision» y «Parallel processing» con 2 «Processes» y 1 «GPGPU», ya que el ordenador utilizado posee un procesador de doble núcleo Intel i5-5200U y una GPU.

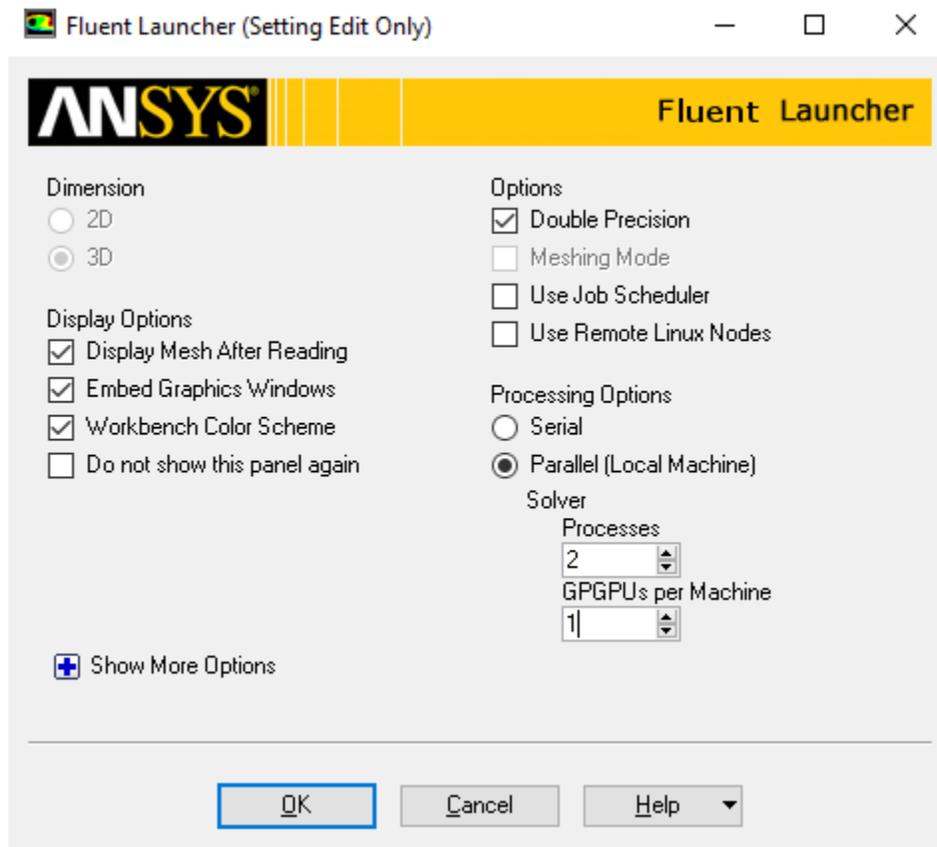


Figura 5.2.1: Configuración inicial del programa Fluent

5.2.2. Tipo de Solver

Actualmente en ANSYS Fluent existen dos posibilidades en cuanto a métodos numéricos de cálculo, uno basado en la presión y otro basado en la densidad, que serán detallados a continuación según la guía del programa [3]:

- Pressure based solver
- Density based solver

En sus inicios, el método basado en la presión fue desarrollado para flujos incompresibles a bajas velocidades, mientras que el método basado en la densidad era usado principalmente para flujos compresibles a alta velocidad. Sin embargo, recientemente ambos métodos han sido extendidos y reformulados para resolver y operar en un amplio rango de condiciones de flujo más allá de su propósito inicial.

En ambos métodos el campo de velocidades se obtiene de las ecuaciones de cantidad de movimiento. En el método basado en la densidad se usa la ecuación de continuidad para obtener el campo de densidades mientras que el campo de presiones se determina a partir de la ecuación de estado.

Por otro lado, en el método basado en la presión, se obtiene el campo de presiones resolviendo una ecuación de corrección de la presión obtenida a partir de las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento.

Usando ambos métodos, ANSYS Fluent es capaz de resolver las ecuaciones integrales de conservación de la masa y cantidad de movimiento, y lo mismo cuando sea requerido para la ecuación de la energía y otras magnitudes escalares como la turbulencia y especies químicas. En ambos casos se emplea una técnica basada en volúmenes de control, que consiste en:

- Discretización del dominio dividiéndolo en pequeños volúmenes de control usando un método de mallado computacional.
- Integración de las ecuaciones de comportamiento en cada volumen de control individual para construir ecuaciones algebraicas en función de las variables dependientes desconocidas, como velocidades, presión, temperatura y otros escalares.
- Linealización de las ecuaciones discretizadas y resolución del sistema de ecuaciones lineales resultante, para dar lugar a valores actualizados de las variables dependientes.

Los dos métodos numéricos emplean un proceso de discretización similar basado en volúmenes finitos, pero la manera de linealizar y resolver las ecuaciones discretizadas es diferente.

5.2.2.1. Método basado en la presión (Pressure Based Solver)

El método basado en la presión emplea un algoritmo que pertenece a una clase general de métodos llamado «el método de proyección». En el método de proyección, la condición de conservación de la masa (continuidad) del campo de velocidades se consigue resolviendo una ecuación de presión (o de corrección de la presión). Dicha ecuación de presión se obtiene de las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento, de una forma tal que el campo de velocidades, corregido por la presión, satisfaga la continuidad. Dado que las ecuaciones de comportamiento son no lineales y acopladas unas a otras, el proceso de resolución implica una sucesión de iteraciones de dichas ecuaciones hasta que la solución converja.

En ANSYS Fluent existen dos algoritmos posibles basados en la presión, uno segregado y otro acoplado, cuyos esquemas de cálculo se muestran en la Figura 5.2.2:

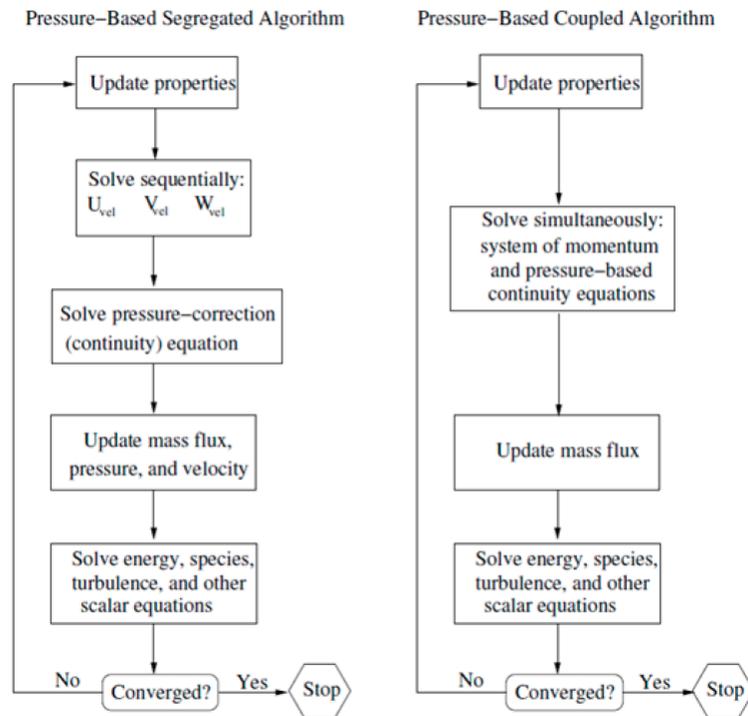


Figura 5.2.2: Algoritmos de los dos métodos basados en la presión, el segregado y el acoplado. (Imagen extraída de [3])

Algoritmo segregado (pressure based segregated)

Las ecuaciones de comportamiento se resuelven secuencialmente (es decir, segregadas unas de otras). Debido a que las ecuaciones de comportamiento son no lineales y acopladas, el proceso de solución debe llevarse a cabo de forma iterativa hasta que se obtenga una solución numérica con convergencia.

En el algoritmo segregado, las ecuaciones de comportamiento para las correspondientes variables de solución (por ejemplo u , v , w , p , T , k , etc.) se resuelven de forma individual una después de la otra. Cada ecuación de comportamiento, mientras es resuelta, es «desacoplada» o «segregada» del resto de ecuaciones, de ahí su nombre. El algoritmo segregado es bastante eficiente en cuanto a memoria, ya que las ecuaciones discretizadas sólo necesitan ser almacenadas en la memoria una a una cada vez. Sin embargo, la convergencia de la solución es relativamente lenta.

En el algoritmo segregado, cada iteración consta de los pasos ilustrados en la Figura 5.2.2, y descritos a continuación:

1. Se actualizan las propiedades del fluido (por ejemplo la densidad, viscosidad, calor específico, etc.) según la solución actual.
2. Se resuelven las ecuaciones de cantidad de movimiento, una detrás de otra, usando los valores recién actualizados de presión y flujo másico en las caras.

3. Se resuelve la ecuación de corrección de presión usando los valores recién obtenidos del campo de velocidades y flujo másico.
4. Se corrige el flujo másico en las caras, la presión y el campo de velocidades usando la corrección de presión del paso 3.
5. Se resuelven las posibles ecuaciones adicionales para magnitudes escalares, como la de la energía, especies, parámetros turbulentos, etc. usando los valores actuales de las variables de solución.
6. Se actualizan los términos que resultan de la interacción entre diferentes fases.
7. Se comprueba la convergencia de las ecuaciones.

Algoritmo acoplado (pressure based coupled)

A diferencia del algoritmo segregado anteriormente descrito, el algoritmo acoplado resuelve un sistema de ecuaciones acopladas que comprende las ecuaciones de cantidad de movimiento y la ecuación de continuidad propia del método basado en la presión.

En consecuencia, en el algoritmo acoplado, los pasos 2 y 3 del algoritmo segregado son reemplazados por un solo paso, donde se resuelve de una vez el sistema de ecuaciones acopladas. Las ecuaciones restantes son resueltas de forma desacoplada como en el algoritmo segregado.

Debido a que las ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad son resueltas de forma acoplada, el nivel de convergencia aumenta significativamente si se compara con el algoritmo segregado. Sin embargo, el requerimiento de memoria se incrementa entre 1,5 y 2 veces respecto al algoritmo segregado, ya que el sistema discretizado de todas las ecuaciones de cantidad de movimiento y continuidad deben ser almacenadas en la memoria cuando se resuelven los campos de velocidad y de presión (a diferencia del algoritmo segregado, donde sólo se almacena una ecuación).

5.2.2.2. Método basado en la densidad (Density Based Solver)

El método basado en la densidad resuelve las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y (cuando sea necesario) de la energía y transporte de las especies de forma simultánea (es decir, acopladas todas ellas). Las ecuaciones de comportamiento para magnitudes escalares adicionales se resuelven posteriormente de forma secuencial (es decir, segregadas unas de otras). Debido a que las ecuaciones de comportamiento son no lineales (y acopladas), el proceso de solución debe llevarse a cabo de forma iterativa hasta que se obtenga una solución numérica con convergencia. Cada iteración consta de los pasos ilustrados en la Figura 5.2.3 y descritos a continuación:

1. Se actualizan las propiedades del fluido según la solución actual (si el cálculo acaba de comenzar, las propiedades del fluido serán actualizadas según la solución de inicialización).
2. Se resuelven de forma simultánea las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y (cuando sea necesario) de la energía y especies.

3. Si es requerido, se resuelven las ecuaciones para magnitudes escalares como turbulencia y radiación usando los valores de las otras variables actualizados previamente.
4. Cuando se consideren distintas interfases, se actualizan los correspondientes términos.
5. Se comprueba la convergencia de las ecuaciones.

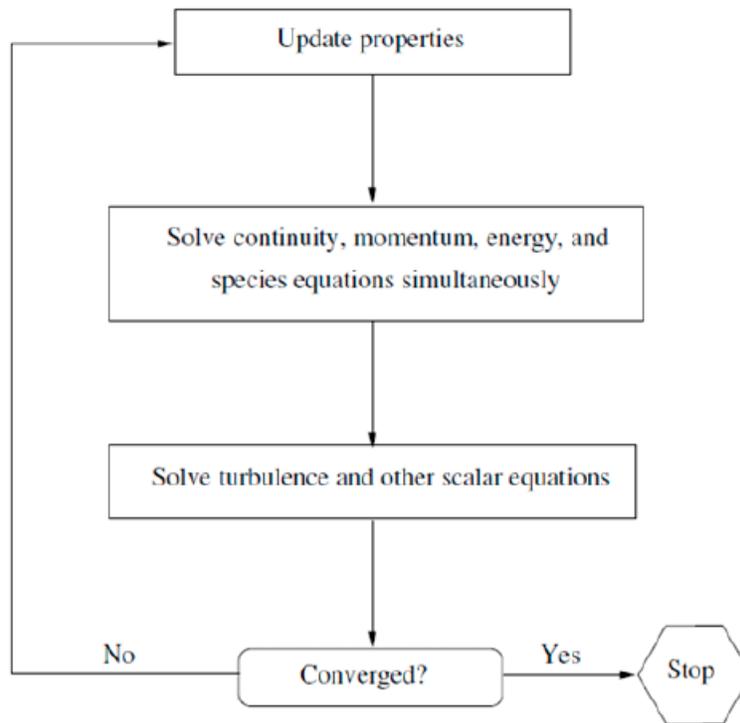


Figura 5.2.3: Algoritmo del método basado en la densidad. (Imagen extraída de [3]).

Existen asimismo dos algoritmos disponibles, el de formulación explícita y el de formulación implícita.

- **Implícita:** Para una variable dada, el valor desconocido en cada celda se calcula usando una relación que incluye tanto los valores desconocidos como los conocidos de las celdas adyacentes. Por tanto cada incógnita aparecerá en más de una ecuación en el sistema, requiriendo que dichas ecuaciones sean resueltas simultáneamente.
- **Explícita:** Para una variable dada, el valor desconocido en cada celda se calcula usando una relación que incluye sólo valores conocidos. Por tanto, cada incógnita aparecerá en una sola ecuación en el sistema, pudiéndose resolver cada ecuación por separado.

En el presente estudio se utilizará el «Pressure based solver» en su formulación «Coupled», debido a la alta dependencia de propiedades en un flujo compresible, configurando las ventanas del programa tal como se muestra en la Figura 5.2.4.

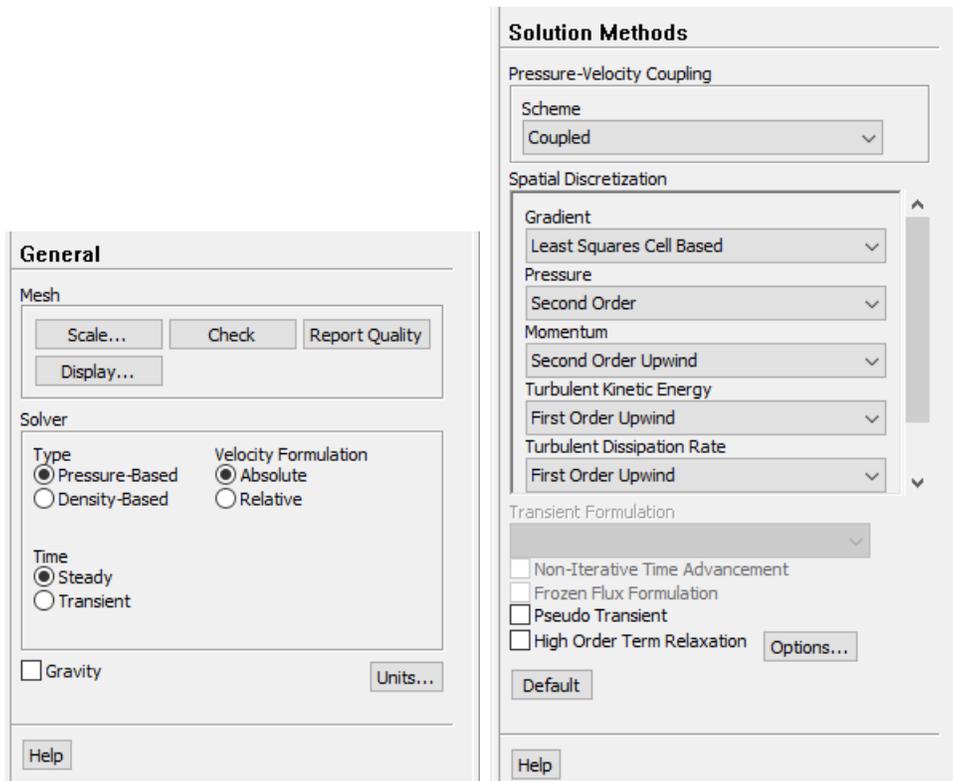


Figura 5.2.4: Configuración del Solver

5.2.3. Modelos físicos

Al ser un fluido compresible y turbulento se activarán los siguientes modelos físicos (ver guía de Fluent para flujos compresibles [4]):

- Ecuación de la energía
- Viscous Model: k-epsilon

Ecuación de conservación de la energía

Debido a la naturaleza compresible del flujo y a la consiguiente dependencia de propiedades con la temperatura es indispensable activar la ecuación de la energía.

El principio de conservación de la energía establece que la variación de la energía total (interna más cinética) de un volumen fluido es igual al trabajo por unidad de tiempo, o potencia, de las fuerzas exteriores (máscas y de superficie) que actúan sobre el volumen fluido, más el calor recibido del exterior por unidad de tiempo [10].

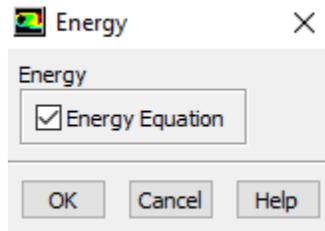


Figura 5.2.5: Activación de la ecuación de la energía

Modelo físicos de turbulencia: Standard k-epsilon

La turbulencia es el fenómeno que se origina a números de Reynolds relativamente elevados cuando el movimiento toma un carácter aleatorio e irregular, con rápidas fluctuaciones espaciales y temporales de las magnitudes fluidas [10].

La mayoría de aplicaciones prácticas se basan en fluidos de baja viscosidad, por tanto la mayoría de ellos tienen un carácter turbulento.

Los fenómenos de turbulencia podrían en principio ser descritos y calculados mediante la aplicación directa de las ecuaciones de Navier-Stokes, lo que se conoce como «Direct Numerical Simulation» (DNS), sin embargo esto no es factible ni práctico en la mayoría de los casos, ya que requeriría un coste computacional inmenso. Por esta razón existen varios métodos de promediado de las ecuaciones de Navier-Stokes que permiten filtrar en su totalidad o en parte el espectro de turbulencia. El procedimiento más ampliamente utilizado es el promediado de Reynolds de las ecuaciones (que para la mayoría de casos es un promediado temporal), resultando en las ecuaciones llamadas «Reynolds-Averaged Navier-Stokes» (RANS). Mediante este procedimiento, los efectos derivados de la turbulencia son eliminados del flujo y puede obtenerse una variación suave de los campos de velocidades y de presiones. Sin embargo, este método introduce incógnitas adicionales en las ecuaciones, por lo que deben añadirse ecuaciones adicionales de conservación para poder resolver el sistema [4].

Uno de los modelos de turbulencia basado en RANS más utilizado en aplicaciones industriales es el k-epsilon, basado en dos ecuaciones de transporte. Se trata de un método robusto, económico y de precisión razonable para un amplio rango de flujos turbulentos en multitud de aplicaciones, y es el que se utilizará en el presente estudio (Figura 5.2.6).

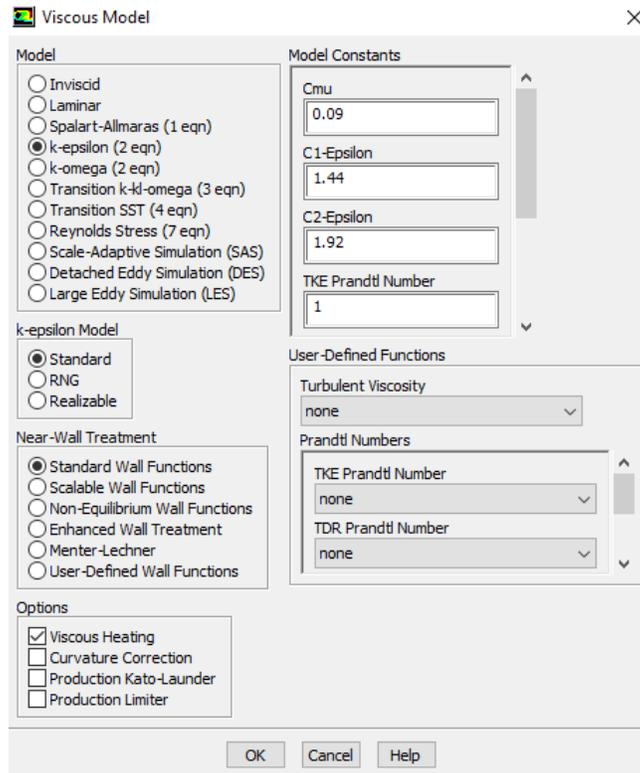


Figura 5.2.6: Activación de modelo físico turbulento

5.2.4. Propiedades del fluido

El fluido que se estudia es aire en condiciones compresibles, situación que se especificará en el programa seleccionando que la densidad sea obtenida por medio de la ecuación de estado del gas ideal, tal como se muestra en la captura de la Figura 5.2.7.

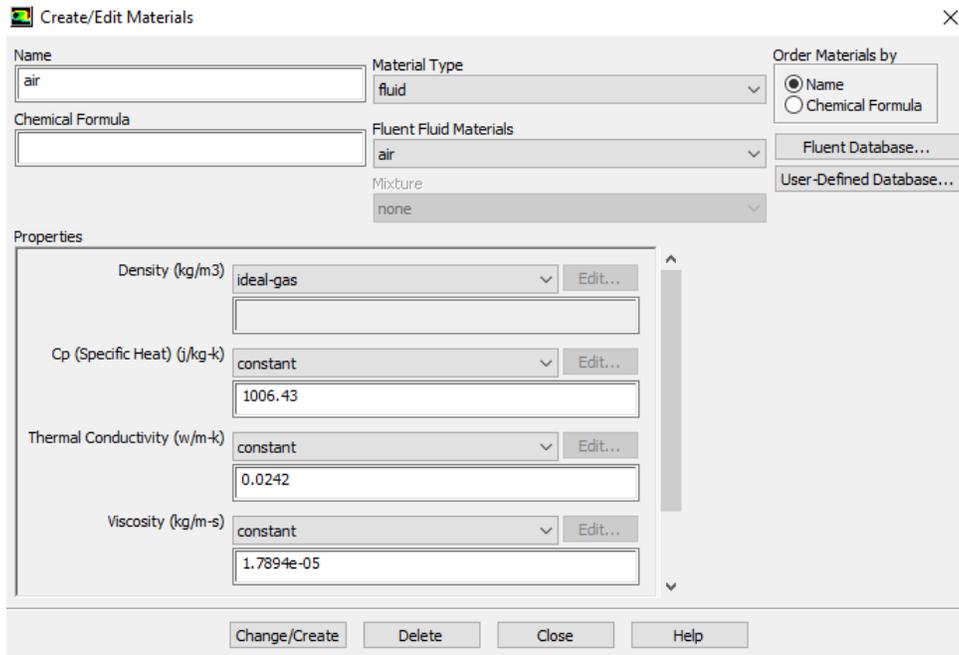


Figura 5.2.7: Selección de gas ideal compresible

5.2.5. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno establecidas para cada una de las superficies especificadas en la fase de preprocesado son:

Superficie definida	Condición de contorno aplicada
entrada-flujo	mass-flow-inlet
salida-flujo	pressure-outlet
simetria-flujo	simmetry
Resto de paredes	wall

Tabla 5.1: Superficies definidas y condiciones de contorno

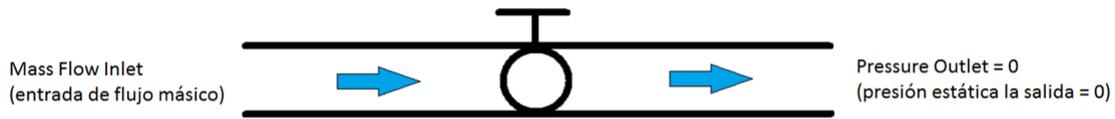


Figura 5.2.8: Condiciones de contorno del problema

La estrategia de cálculo consistirá en establecer un flujo másico concreto a la entrada, y una presión estática concreta a la salida (0, manométrica), de tal forma que el programa calcule la presión a la entrada, pudiendo tomar dicho dato para conocer la pérdida de carga de la instalación.

5.2.6. Inicio del cálculo y consideraciones en cuanto a convergencia

Por último se inicia el cálculo estableciendo 1000 iteraciones como referencia, tal como se muestra en la Figura 5.2.9.

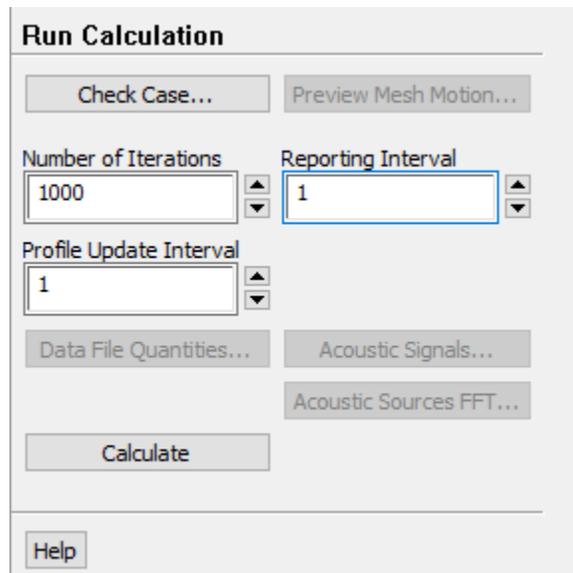


Figura 5.2.9: Ventana de inicio de cálculo

Finalmente, para asegurar la convergencia de la solución debe consultarse el monitor de residuos de las ecuaciones, comprobando que éstos hayan alcanzado un valor inferior al criterio especificado (por defecto 10^{-3}), o que se estabilicen y alcancen un valor estacionario, pudiendo establecerse en ambos casos la convergencia de dicha solución.

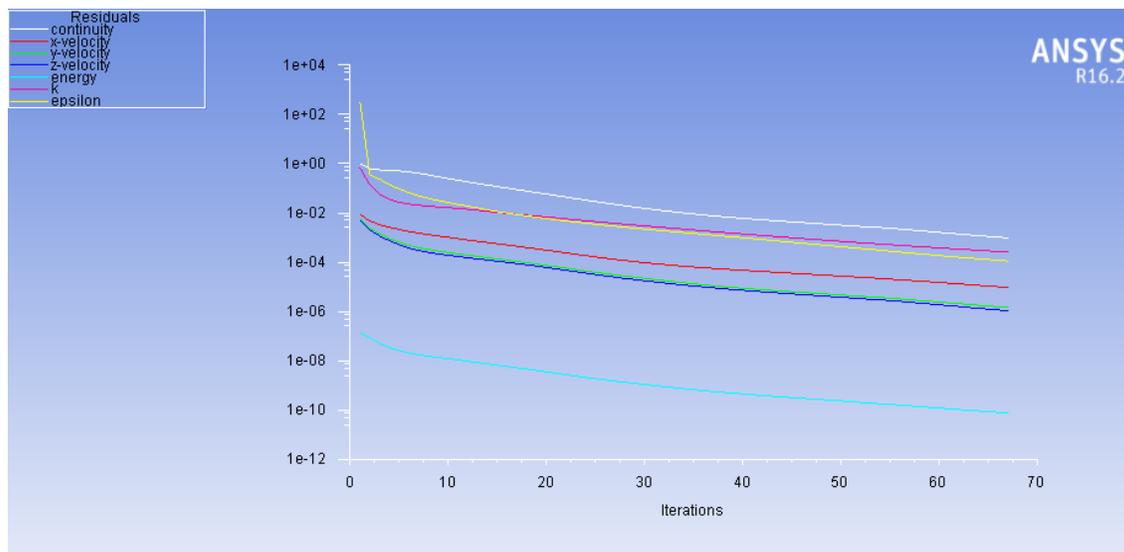


Figura 5.2.10: Monitor de residuos de las ecuaciones. Dichos residuos deben hacerse cada vez más pequeños o estabilizarse como indicativo de convergencia.

Asimismo, es recomendable configurar también un monitor que muestre el balance de masa en el dominio según avanzan las iteraciones, a modo de control adicional sobre la convergencia del problema. El flujo másico que entra al dominio debe ser igual al que sale, por tanto dicho monitor deberá aproximarse a cero.

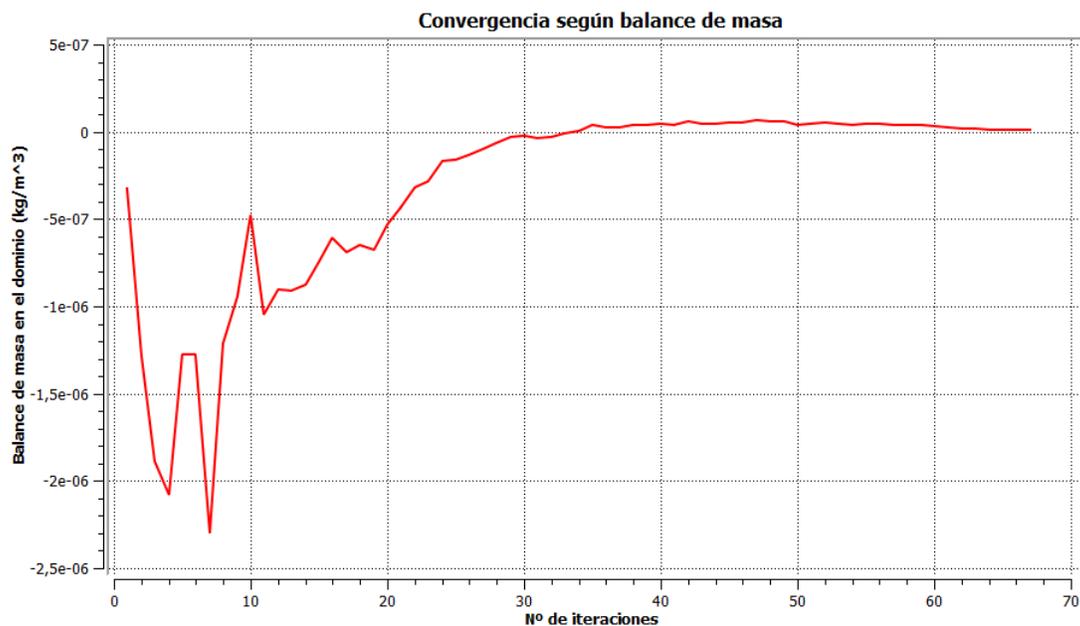


Figura 5.2.11: Monitor de balance de masa en el dominio. Su aproximación a cero es sinónimo de convergencia.

Se comprueba que efectivamente 1000 iteraciones es un número adecuado y más que suficiente para alcanzar una óptima convergencia en la solución de las ecuaciones, y es el parámetro que se tomará por defecto en los sucesivos cálculos.

5.3. Estudio de sensibilidad del mallado

Una vez definido el tipo de malla se plantea otro problema: qué tamaño de malla es el más adecuado para el estudio, que satisfaga los requisitos de exactitud y no incurra en un tiempo de cómputo excesivo.

La única manera de dar con este tamaño de malla óptimo es mediante la realización de un estudio de sensibilidad de la misma, que consiste en realizar varias veces el mismo estudio en ANSYS Fluent con un tamaño de malla cada vez menor, a fin de encontrar una estabilización en los resultados que indique que no es necesario seguir reduciendo el tamaño de los elementos.

Para plantear dicho estudio y asegurar su validez para todos los rangos de operación se va a elegir la condición de funcionamiento más extrema, donde los fenómenos de compresibilidad del gas sean importantes. En este caso, y según se ha experimentado en la instalación real, dicha situación se corresponde con un ángulo de apertura de 60° y un nivel de flujo másico máximo, es decir, $G_{real} = 600 \text{ g/min}$, que en el presente modelo por ser analizada sólo la mitad de la geometría deberá simularse un flujo másico de $G_{sim} = 300 \text{ g/min}$.

El tamaño de malla inicial seleccionado es de 4 mm, y las condiciones de contorno y demás especificaciones son las mismas que las especificadas en el apartado anterior.

Los resultados de dicho análisis se muestran a continuación en la Tabla 5.2 y en las Figuras 5.3.1 y 5.3.2:

Tamaño de malla (mm)	Nº de elementos	ΔP (Pa)
4	211776	32329
3,5	217059	31878
3	224761	31754
2,5	230749	31871
2	245509	31216
1,9	255177	31808
1,8	260511	32111
1,7	269492	30190
1,6	277688	31804
1,5	286547	31263
1,4	301644	31451
1,3	315553	31571
1,2	335392	31133
1,1	361704	31783
1	396053	31600
0,9	467415	31339
0,8	555921	31474

Tabla 5.2: Resultados del estudio de sensibilidad del mallado

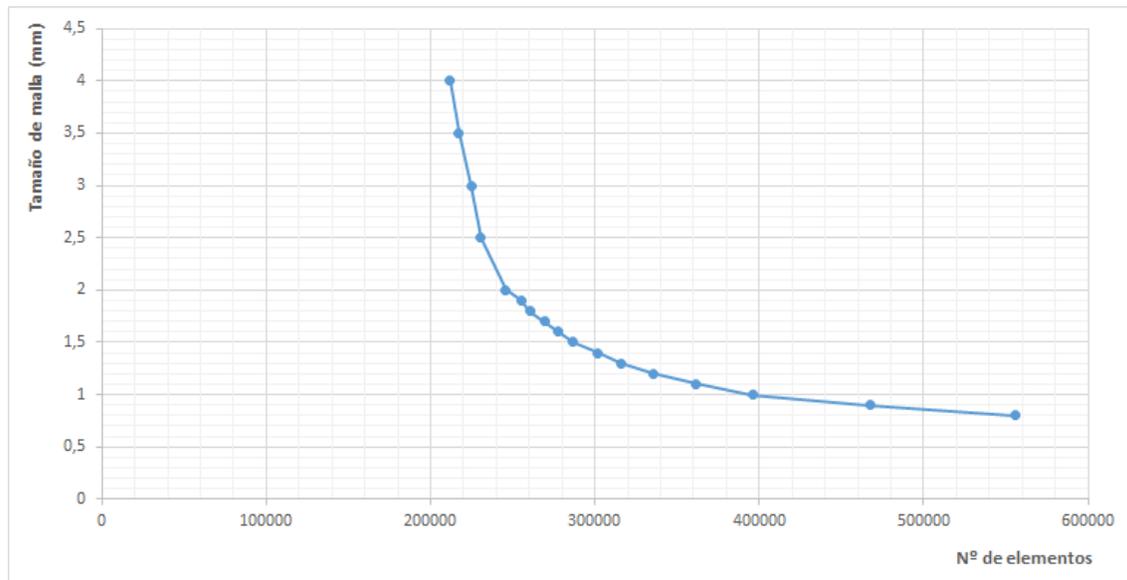


Figura 5.3.1: Relación entre el tamaño de malla y número de elementos del mallado

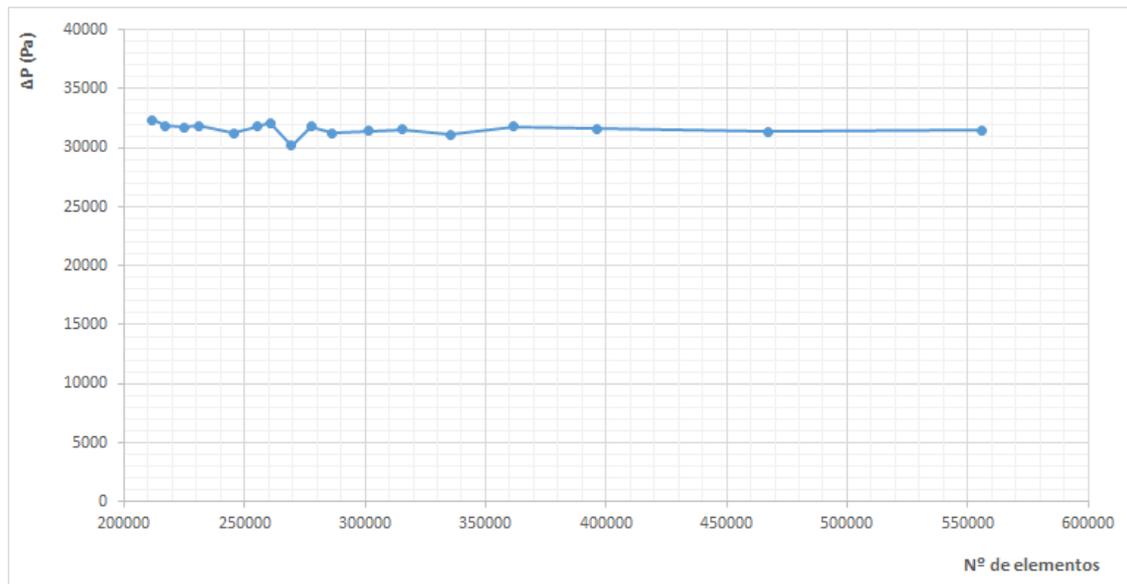


Figura 5.3.2: Variación de la pérdida de carga según el número de elementos de la malla

El análisis de la malla realizado muestra una clara estabilidad en los resultados, con una dependencia pequeña del número de elementos, gracias a la función avanzada de mallado utilizada, donde los elementos más pequeños se sitúan siempre en las zonas más comprometidas de la geometría.

Por tanto en el presente estudio se elegirá un tamaño máximo de malla de 1,2 mm, que corresponde a un mallado de 335.392 elementos, como una solución de compromiso muy aceptable entre la precisión alcanzada y el tiempo de cómputo requerido. Dicha malla elegida puede apreciarse a continuación en la Figura 5.3.3.

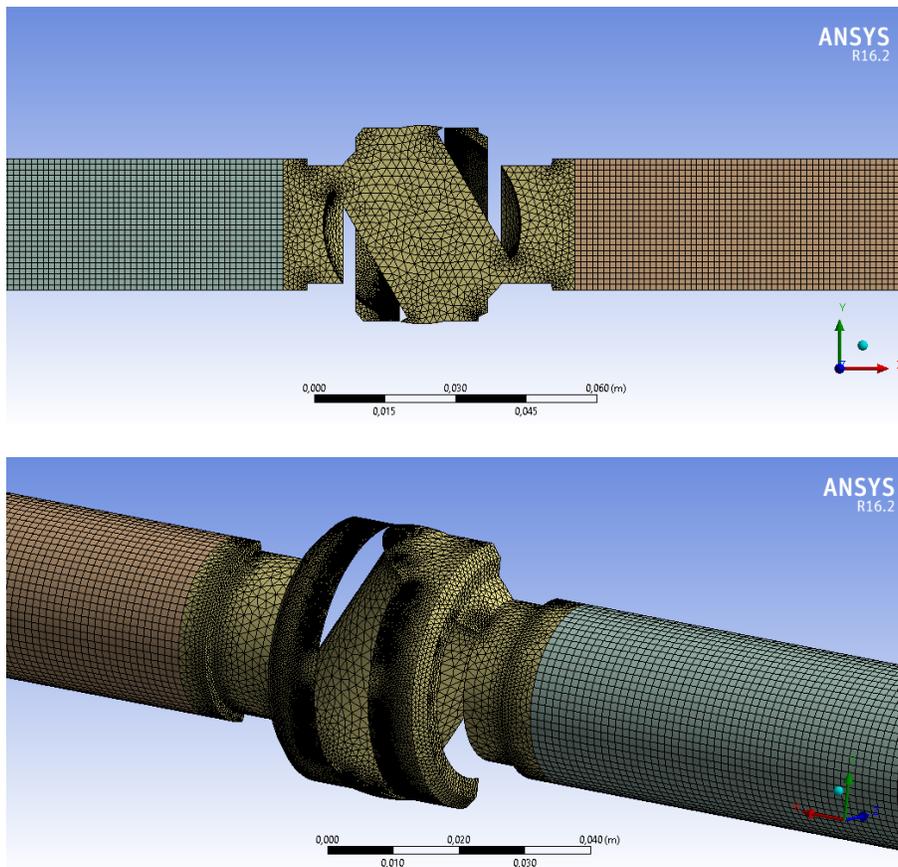


Figura 5.3.3: Mallado del dominio

5.4. Obtención de las curvas características teóricas

Una vez determinado el tamaño de malla más óptimo se puede proceder a realizar los sucesivos análisis para construir las curvas características de la instalación.

Para ello se configura Fluent con los mismos parámetros de problema y condiciones de contorno especificadas en el apartado 5.2, pero esta vez se irá variando el flujo másico para cada ángulo de apertura de la válvula, resultando en 6 análisis distintos (para 10, 20, 30, 40, 50 y 60 grados de apertura).

Los resultados de dicho cálculo se muestran a continuación en las tablas 5.3 a 5.8 y en las Figuras 5.4.1 y 5.4.2.

APERTURA 10°			
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>Gasto.sim (g/min)</i>	$P_{entrada,man}(Pa)$	$P_{salida,man}(Pa)$
0	0	0	0
100	50	5,6833	0
200	100	17,731	0
300	150	37,526	0
400	200	64,727	0
500	250	99,128	0
600	300	140,91	0

Tabla 5.3: Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 10°

APERTURA 20°			
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>Gasto.sim (g/min)</i>	$P_{entrada,man}(Pa)$	$P_{salida,man}(Pa)$
0	0	0	0
100	50	12,860	0
200	100	47,533	0
300	150	104,98	0
400	200	185,04	0
500	250	287,40	0
600	300	412,58	0

Tabla 5.4: Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 20°

APERTURA 30°			
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>Gasto.sim (g/min)</i>	$P_{entrada,man}(Pa)$	$P_{salida,man}(Pa)$
0	0	0	0
100	50	30,349	0
200	100	116,78	0
300	150	261,57	0
400	200	463,79	0
500	250	723,46	0
600	300	1040,8	0

Tabla 5.5: Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 30°

APERTURA 40°			
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>Gasto.sim (g/min)</i>	$P_{entrada,man}(Pa)$	$P_{salida,man}(Pa)$
0	0	0	0
100	50	81,464	0
200	100	324,99	0
300	150	730,95	0
400	200	1300,1	0
500	250	2032,5	0
600	300	2908,8	0

Tabla 5.6: Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 40°

APERTURA 50°			
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>Gasto.sim (g/min)</i>	$P_{entrada,man}(Pa)$	$P_{salida,man}(Pa)$
0	0	0	0
100	50	248,16	0
200	100	996,75	0
300	150	2243,1	0
400	200	3958,7	0
500	250	6152,1	0
600	300	8768,6	0

Tabla 5.7: Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 50°

APERTURA 60°			
<i>Gasto (g/min)</i>	<i>Gasto.sim (g/min)</i>	$P_{entrada,man}(Pa)$	$P_{salida,man}(Pa)$
0	0	0	0
100	50	974,66	0
200	100	3872,0	0
300	150	8636,0	0
400	200	14886	0
500	250	22401	0
600	300	31413	0

Tabla 5.8: Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 60°

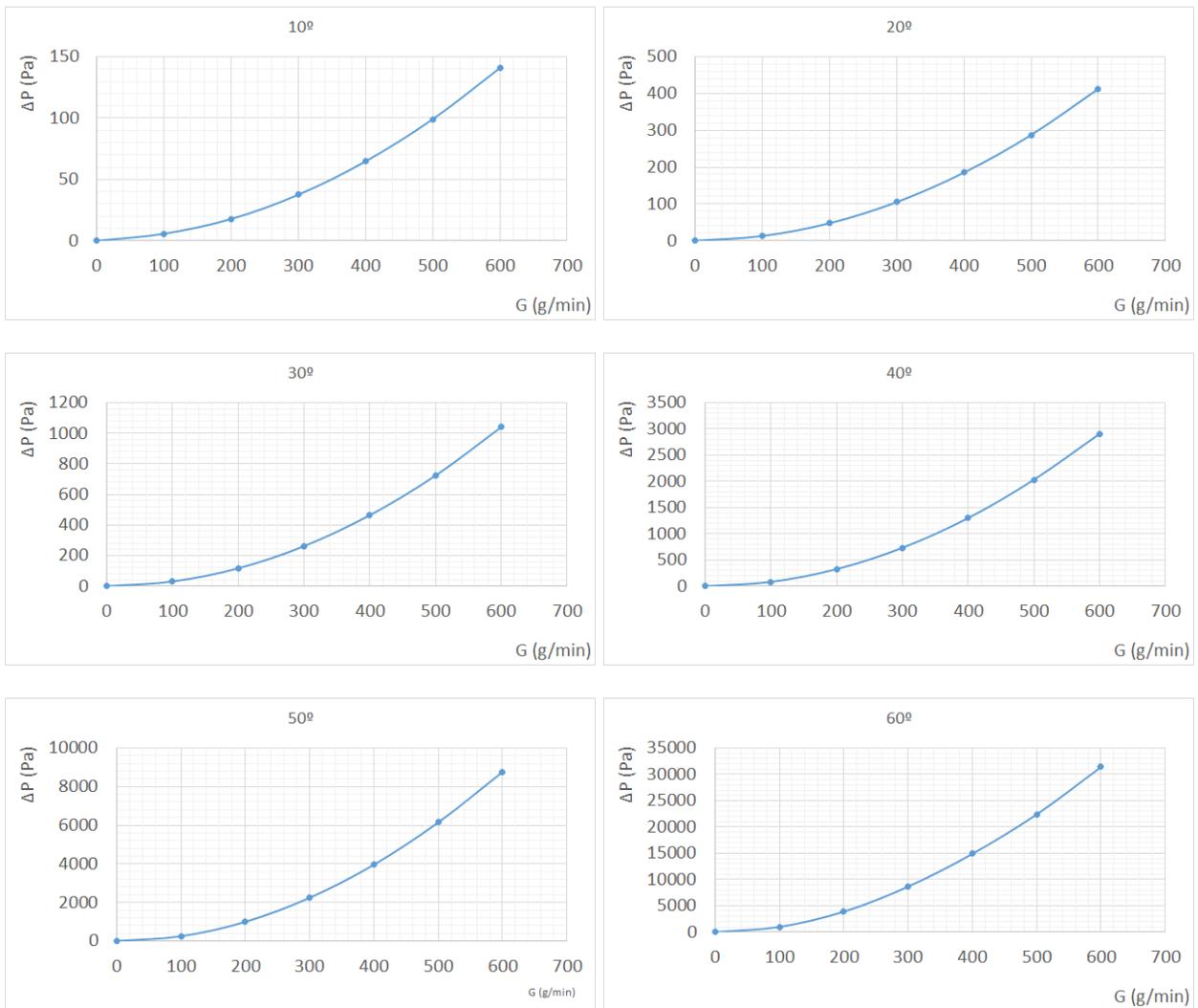


Figura 5.4.1: Curvas características teóricas

Finalmente, la representación de todas las curvas teóricas se muestra en la Figura 5.4.2, de igual forma que se hizo con las curvas experimentales en la Figura 2.4.2.

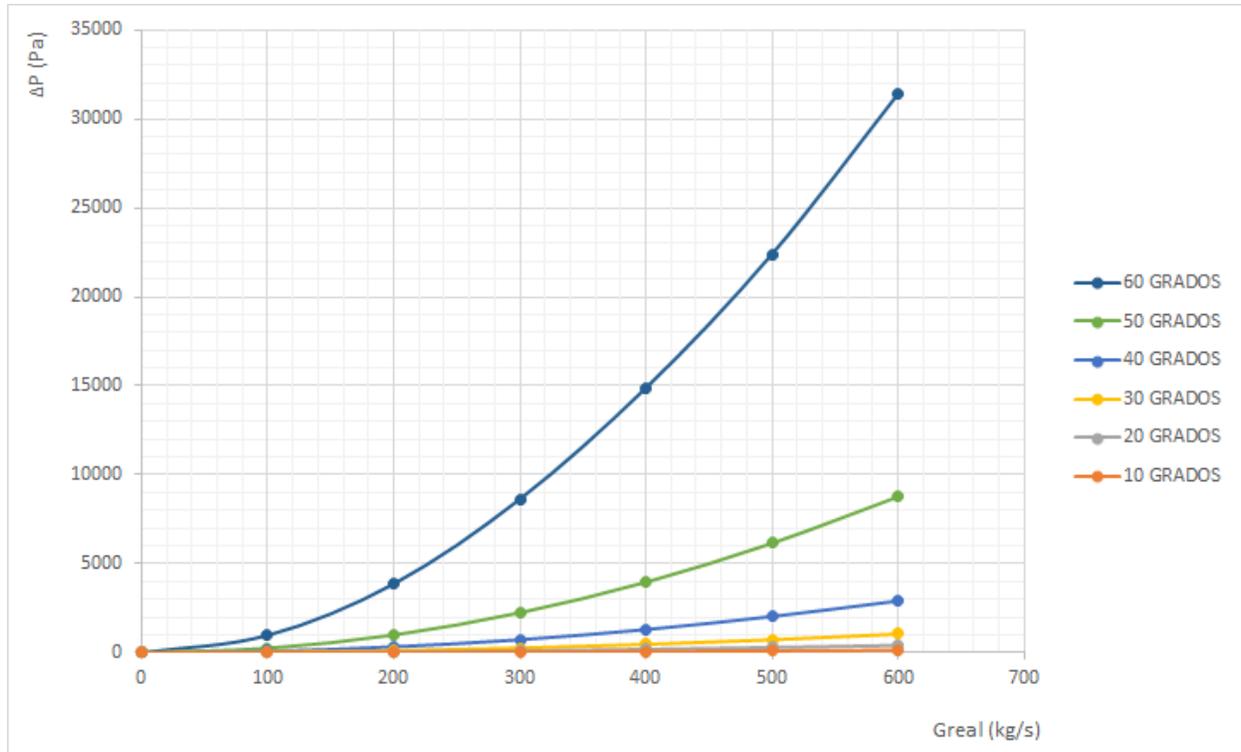


Figura 5.4.2: Curvas características teóricas de la instalación obtenidas con Fluent

Capítulo 6

Validación del modelo y cálculo de los coeficientes de flujo

6.1. Introducción

En el presente capítulo se pretende validar el modelo CFD teórico construido en las páginas anteriores de cara a asegurar su equivalencia con las condiciones reales de operación de la válvula. Para ello se llevará a cabo una comparación de las curvas características experimentales y teóricas y se realizará una operación de ajuste en el ángulo de apertura del modelo experimental, debido a las limitaciones de precisión del banco de ensayos utilizado.

6.2. Comparación de las curvas características

El primer paso de la validación consistirá en comprobar cuál es la desviación existente entre el modelo teórico CFD y los datos experimentales. Para ello se procederá a comparar las curvas características de ambos modelos, tal y como se muestra en la Figura 6.2.1.

En dicha comparación se aprecia una ligera desviación, pero no la misma para todos los ángulos, por lo que se supone que probablemente sea debido a la falta de control sobre el ángulo de apertura real de la válvula en el banco de experimentación, supuesto que será explicado y demostrado en el siguiente apartado.

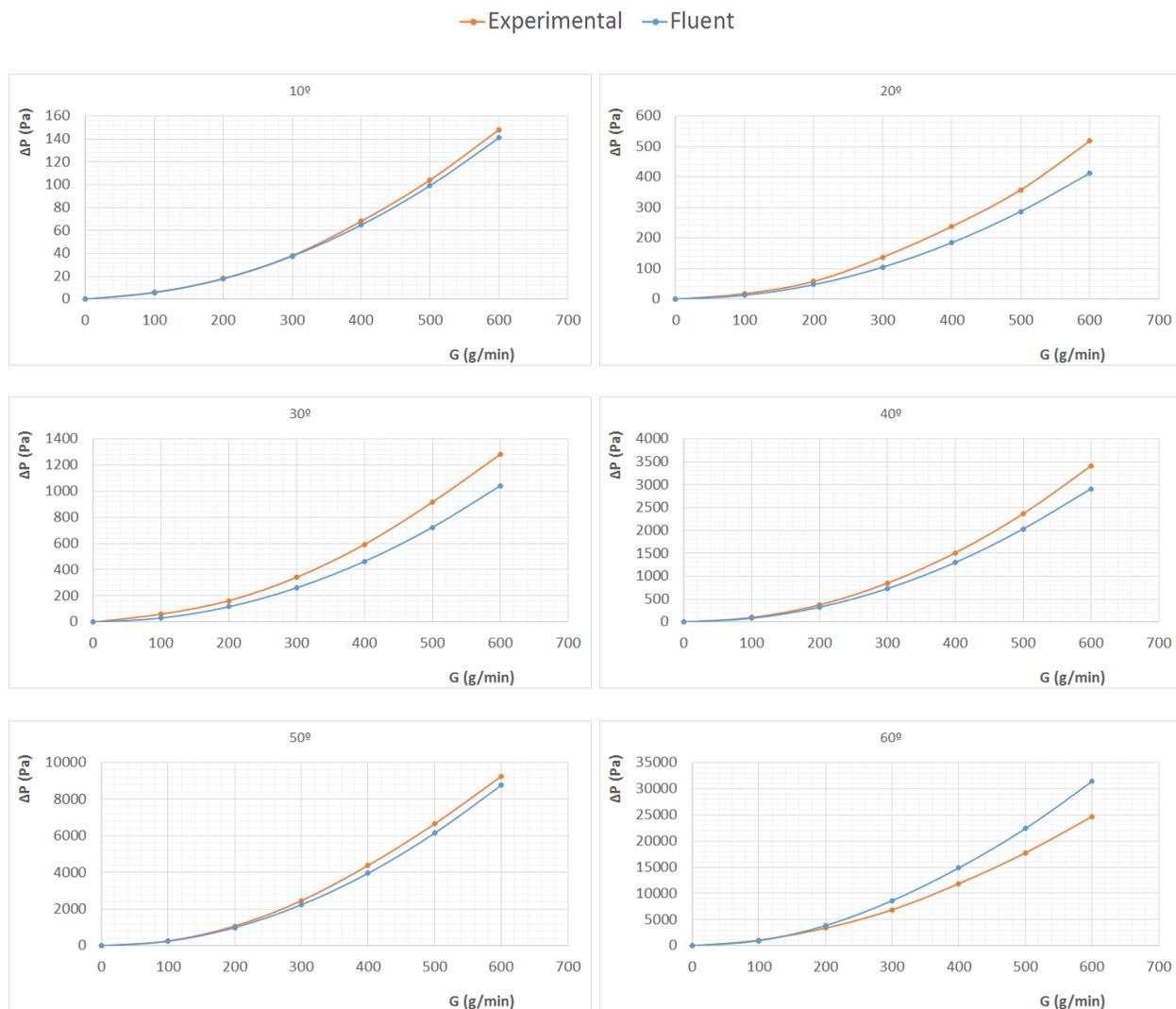


Figura 6.2.1: Comparación curvas experimentales y teóricas

6.3. Ajuste del ángulo de apertura experimental

Debido a las limitaciones del banco de ensayos experimental utilizado se debe remarcar que no es posible asegurar una precisión exacta de las condiciones de experimentación. En concreto, el parámetro que va a estar más sujeto a desviaciones de su valor ideal será el ángulo de apertura de la válvula, como consecuencia de la inexactitud del potenciómetro que lo controla y posibles variaciones en el voltaje suministrado por la fuente de alimentación, así como las inevitables holguras presentes en el sistema de transmisión.

Por ello debe tenerse en cuenta el efecto desviador que va a tener sobre las curvas características experimentales las pequeñas variaciones del ángulo de apertura respecto a su posición ideal, siendo

el objetivo de la presente sección cuantificar el tamaño de dichas desviaciones y valorar si son asumibles.

La mayor desviación de pérdida de carga se producirá para valores de flujo máximo, es decir, 600 g/min en el presente experimento, por tanto el primer paso consistirá en graficar la pérdida para dicho flujo másico según el ángulo de apertura, tal como se muestra en la Tabla 6.1 y en la Figura 6.3.1.

Ángulo (°)	ΔP Experimental (Pa)	ΔP Fluent (Pa)
10	148	141
20	518	413
30	1281	1041
40	3408	2909
50	9258	8769
60	24700	31413

Tabla 6.1: Desviación del ángulo de apertura experimental

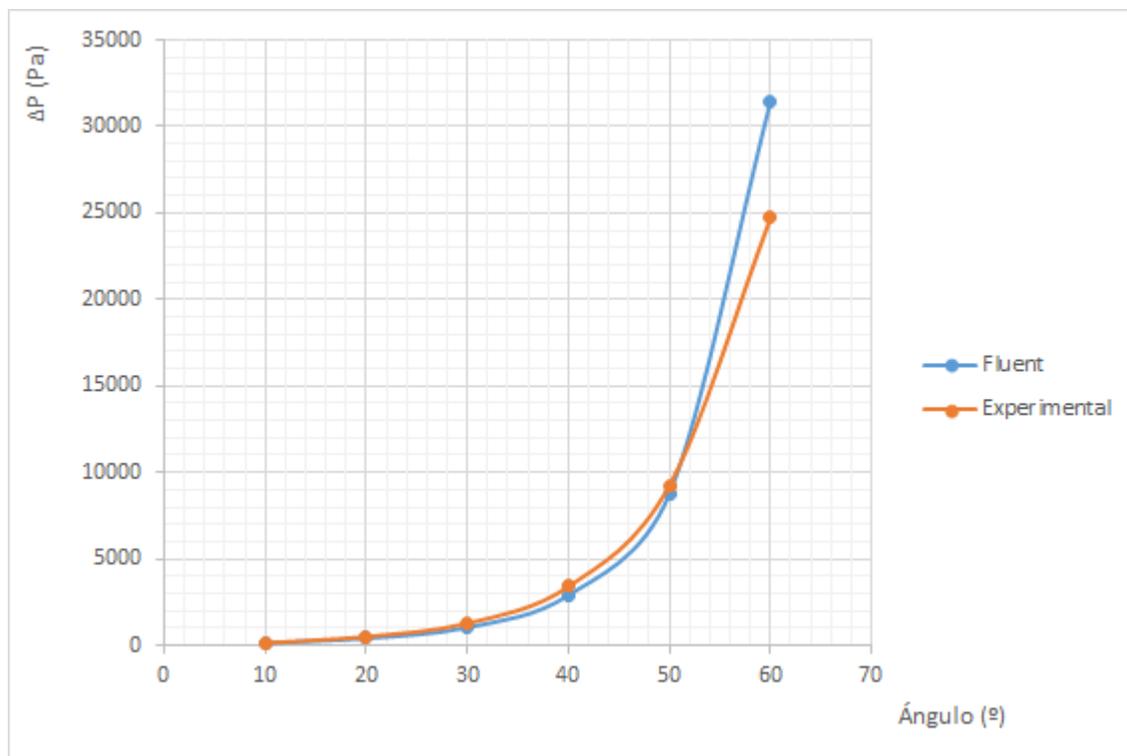


Figura 6.3.1: Desviación del ángulo de apertura

A continuación se procede a modificar ligeramente el valor del ángulo experimental hasta hacerlo coincidir aproximadamente con la gráfica de los valores de Fluent (Tabla 6.2 y Figura 6.3.2) con un doble objetivo: comprobar el tamaño de la desviación del ángulo y hacer un nuevo cálculo posterior

con dichos valores, esperando que esta vez las gráficas coincidan si efectivamente la geometría está bien definida.

Ángulo Corregido (°)	ΔP Experimental (Pa)
10,2	148
22,3	518
32,0	1281
41,5	3408
50,4	9258
58,3	24700

Tabla 6.2: Ajuste del ángulo de apertura experimental

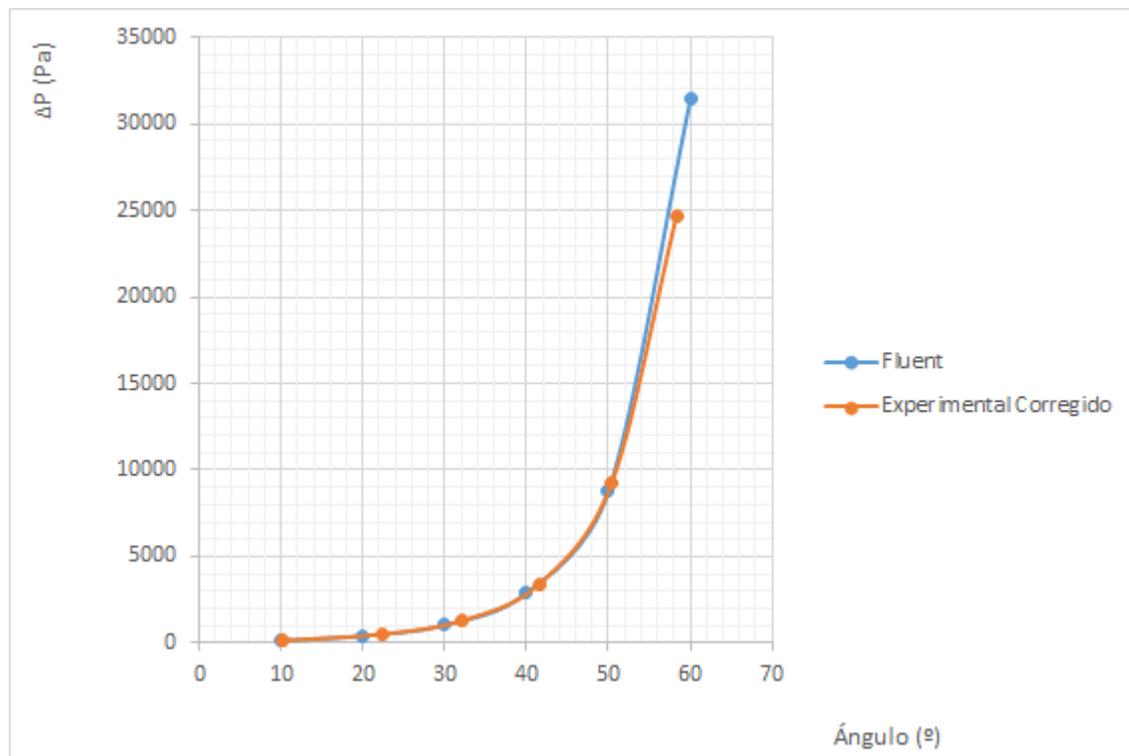


Figura 6.3.2: Ajuste del ángulo de apertura experimental

Una vez corregido el ángulo de apertura experimental a su probable valor real, se procede a recalculer la pérdida de carga en Fluent con dichos valores de ángulo corregido, a fin de comprobar si las nuevas gráficas se ajustan (Tabla 6.3 y Figura 6.3.3).

Ángulo corregido (°)	ΔP Experimental (Pa)	ΔP Fluent Recalculado (Pa)
10,2	148	146
22,3	518	512
32,0	1281	1304
41,5	3408	3353
50,4	9258	9121
58,3	24700	24750

Tabla 6.3: Recálculo de ΔP con valores de ángulo corregidos

Tal como se muestra en la Figura 6.3.3 el ajuste entre los valores recalculados con Fluent y los valores experimentales con ángulo corregido resulta perfecto, comprobando por tanto que el modelo geométrico construido resulta válido.

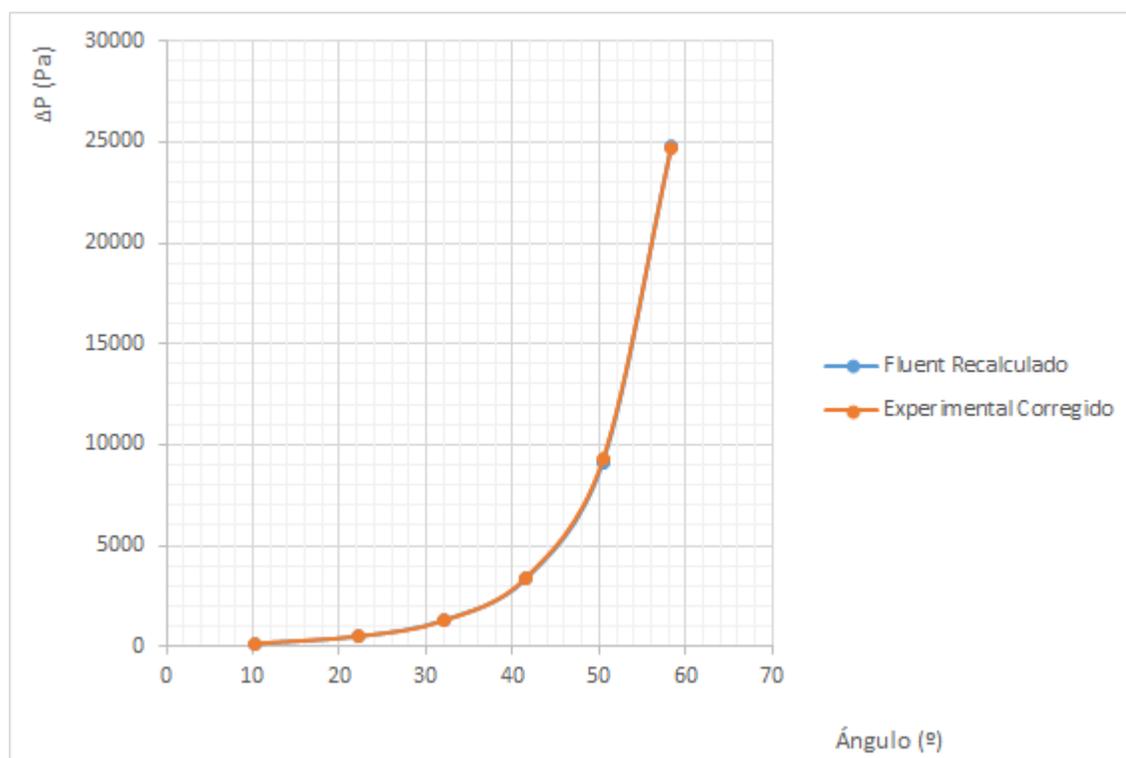


Figura 6.3.3: Gráfica de ajuste con ángulo corregido

De esta manera, al volver a calcular las curvas teóricas con dichos valores de ángulo corregido éstas coinciden plenamente con los resultados obtenidos en la experimentación, tal como se observa a continuación en la Figura 6.3.4.

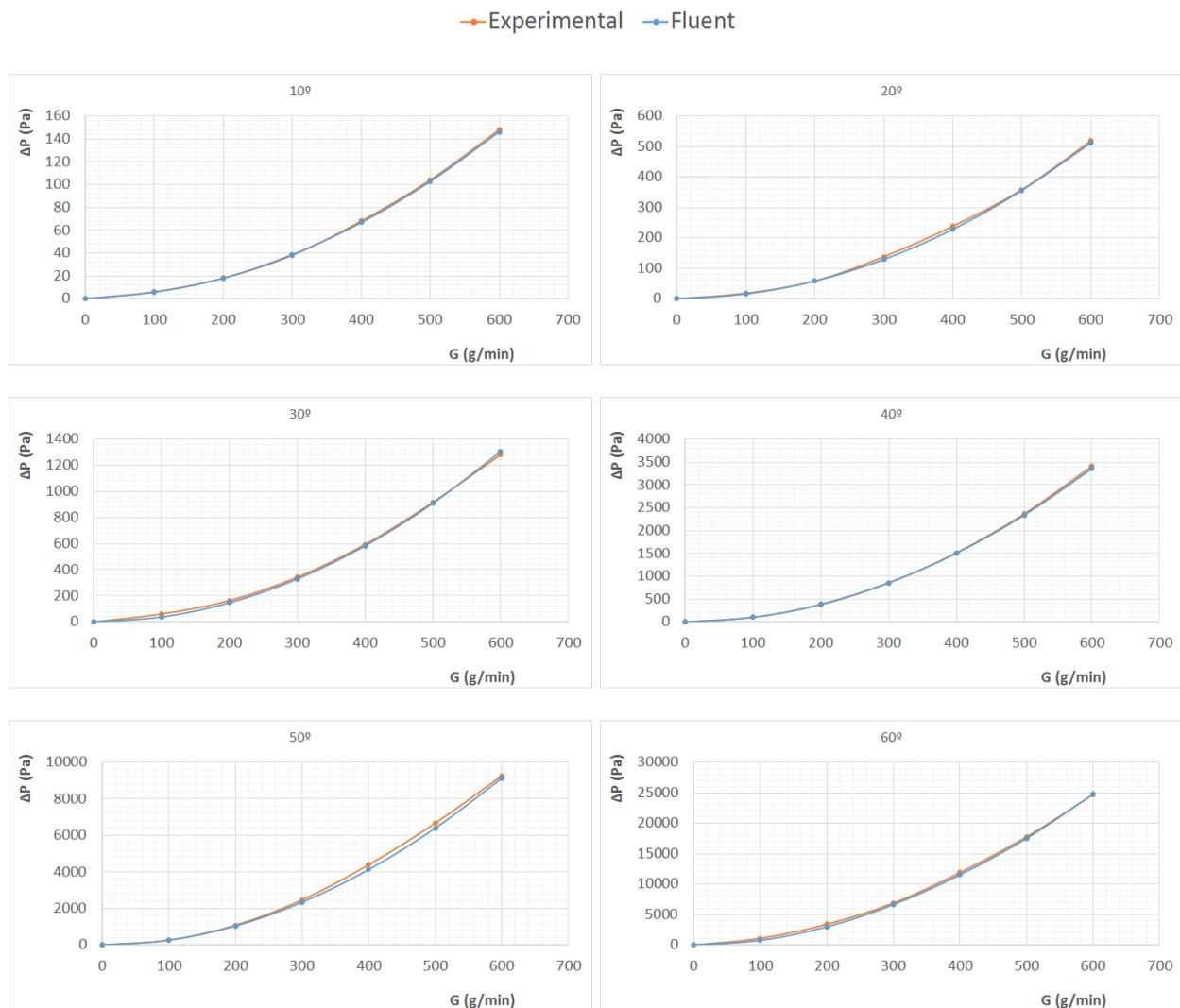


Figura 6.3.4: Comparación curvas experimentales y teóricas

Con estos resultados se pueden extraer dos conclusiones:

1. La desviación del ángulo experimental respecto a su supuesto valor real es razonable ($\leq 2, 3^\circ$).
2. Los modelos geométrico y CFD se ajustan razonablemente a las condiciones de operación reales de la válvula.

Por tanto, se puede inferir que el modelo CFD se ajusta convenientemente al modelo real como para ser usado como fuente de datos.

6.4. Cálculo de los coeficientes de flujo

Una vez validado el modelo, se procederá a utilizar éste como fuente de datos para calcular los coeficientes de flujo. Para ello, deberán extraerse las propiedades fluidas de dos regiones muy próximas a la válvula mediante integrales de superficie, tal como se muestra en la Figura 6.4.1, que serán denominadas «Sección 1» (aguas arriba, a la entrada de la válvula) y «Sección 2» (aguas abajo, a la salida de la válvula), siendo etiquetado cada uno de los parámetros con el correspondiente subíndice.

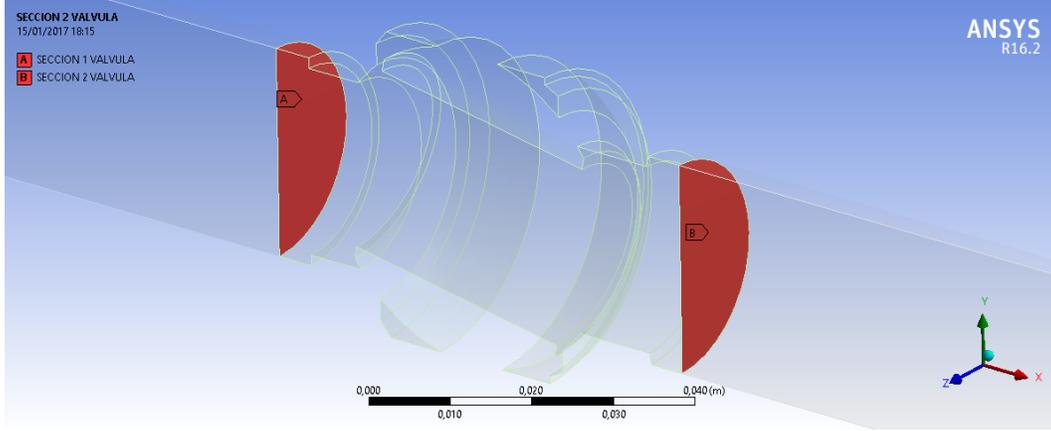


Figura 6.4.1: Secciones 1 y 2 muy próximas a la válvula

Para desarrollar dicho cálculo deberá recurrirse a las expresiones planteadas en el Capítulo 1, y que se reescriben a continuación:

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$c_{2s} = c_{2s} = \sqrt{c_1^2 + 2C_p(T_1 - T_{2s})} = \sqrt{c_1^2 + 2C_p \left[T_1 - T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} = \sqrt{c_1^2 + 2C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}$$

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_2 c_{2s} A_2 = \frac{p_2}{RT_{2s}} c_{2s} A_2 = \frac{p_2}{RT_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \cdot \sqrt{c_1^2 + 2C_p T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \cdot \pi \frac{D_2^2}{4}$$

$$C_F = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}}$$

Como constantes se utilizarán los siguientes datos:

$$\gamma = 1,4$$

$$C_p = 1004 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$R = 287 J/kg \cdot K$$

$$A_2 = \pi \frac{D_2^2}{4} = \pi \frac{(0,02786m)^2}{4} = 6,096 \cdot 10^{-4} m^2$$

Seguidamente se resolverá manualmente un ejemplo de prueba para mostrar la forma de proceder. Para ello se tomarán como referencia los datos obtenidos para una apertura de 10° y 100 g/min de flujo másico, que se detallan a continuación:

$$p_1 = 94956,221 \text{ Pa}$$

$$p_2 = 94951,152 \text{ Pa}$$

$$c_1 = 2,404 \text{ m/s}$$

$$c_2 = 2,473 \text{ m/s}$$

$$T_1 = 289,997 \text{ K}$$

$$T_2 = 289,996 \text{ K}$$

Lo primero será calcular la temperatura del flujo saliente T_{2s} si el proceso fuera isoentrópico:

$$T_{2s} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 289,997 \left(\frac{94951,152}{94956,221} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 289,992 \text{ K}$$

Se observa que efectivamente $T_{2s} < T_2$, confirmándose un estado de entalpía menor para el proceso isoentrópico que concuerda totalmente con el gráfico mostrado en la Figura 1.4.2 del Capítulo 1.

Con dicha temperatura T_{2s} se procede a calcular la densidad del fluido a la salida de la válvula:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{RT_{2s}} = \frac{94951,152}{287 \cdot 289,992} = 1,141 \frac{kg}{m^3}$$

A continuación se calcula la velocidad del flujo a la salida si el proceso fuera isoentrópico:

$$c_{2s} = \sqrt{c_1^2 + 2C_p(T_1 - T_{2s})} = \sqrt{2,404^2 + 2 \cdot 1004(289,997 - 289,992)} = 3,977 \text{ m/s}$$

Se comprueba que $c_{2s} > c_2$, coincidiendo nuevamente con la hipótesis planteada en la Figura 1.4.2.

El flujo másico ideal vendría dado por:

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_2 c_{2s} A_2 = 1,141 \cdot 3,977 \cdot 6,096 \cdot 10^{-4} = 2,766 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s} = 165,96 \text{ g/min}$$

Finalmente el coeficiente de flujo sería:

$$C_F = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} = \frac{100}{165,96} = 0,6$$

Una vez comprobado el procedimiento se procederá a realizar el cálculo para todas las posiciones de apertura y niveles de flujo, detallando los resultados en tablas a continuación:

APERTURA 0°								
G_{real} (g/min)	$P_{entrada}$ (Pa)	P_{salida} (Pa)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	T_1 (K)	T_2 (K)
100	4,303	0	2,859	0,198	2,403	2,405	289,997	289,996
200	11,451	0	7,978	-1,718	4,807	4,819	289,988	289,985
300	22,742	0	15,945	-4,711	7,210	7,235	289,973	289,968
400	38,028	0	26,797	-9,157	9,612	9,651	289,953	289,943
500	57,050	0	40,415	-15,283	12,013	12,067	289,926	289,911
600	79,700	0	56,739	-23,169	14,412	14,485	289,894	289,872

Tabla 6.4: Datos obtenidos para apertura 0° (Presiones manométricas. Pamb = 94952 Pa)

APERTURA 0°							
G_{real} (g/min)	p_1 (abs) (Pa)	p_2 (abs) (Pa)	T_{2s} (K)	ρ_2 (kg/m ³)	c_{2s} (m/s)	G_{ideal} (g/min)	C_F -
100	94954,859	94952,198	289,995	1,141	3,231	134,810	0,742
200	94959,978	94950,282	289,980	1,141	6,333	264,289	0,757
300	94967,945	94947,289	289,955	1,141	9,392	391,934	0,765
400	94978,797	94942,843	289,921	1,141	12,467	520,302	0,769
500	94992,415	94936,717	289,878	1,141	15,554	649,206	0,770
600	95008,739	94928,831	289,824	1,141	18,647	778,384	0,771

Tabla 6.5: Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 0°.

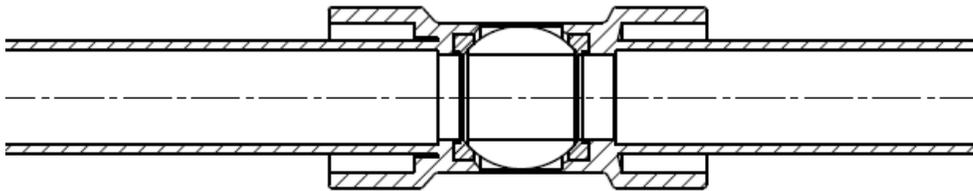
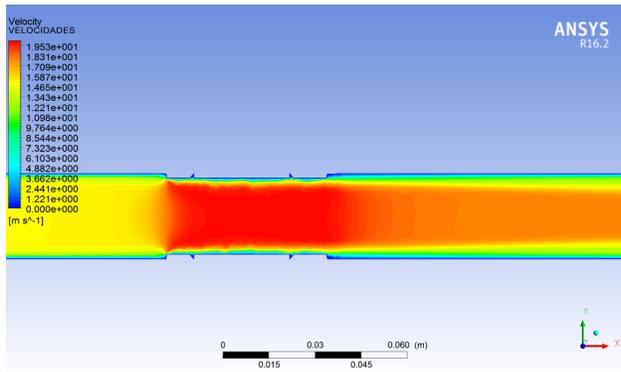
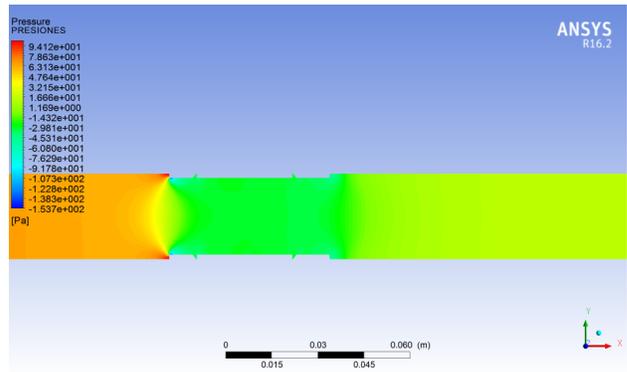


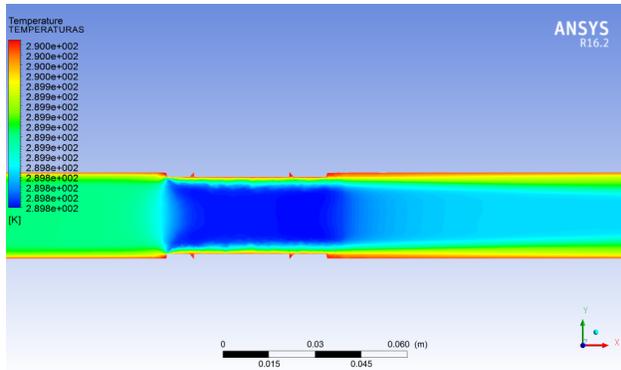
Figura 6.4.2: Esquema de apertura 0°



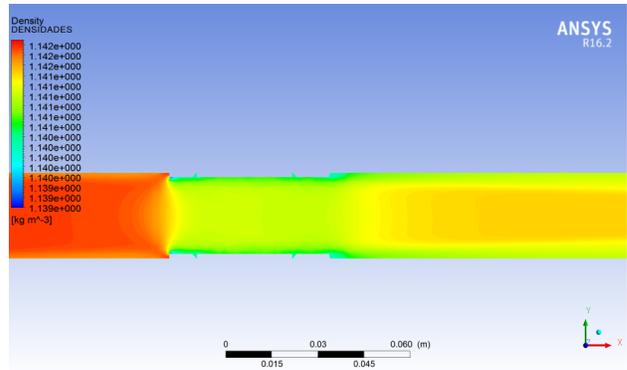
(a) Velocidades



(b) Presiones



(c) Temperaturas



(d) Densidades

Figura 6.4.3: Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 0° y $G = 600 \text{ g/min}$

APERTURA 10°								
G_{real} (g/min)	$p_{entrada}$ (Pa)	p_{salida} (Pa)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	T_1 (K)	T_2 (K)
100	5,683	0	4,221	-0,848	2,404	2,473	289,997	289,996
200	17,731	0	14,192	-6,554	4,810	5,000	289,988	289,983
300	37,526	0	30,590	-16,157	7,215	7,526	289,973	289,961
400	64,727	0	53,255	-30,039	9,617	10,052	289,953	289,931
500	99,128	0	82,127	-48,456	12,016	12,583	289,926	289,893
600	140,905	0	117,421	-71,282	14,413	15,113	289,894	289,846

Tabla 6.6: Datos obtenidos para apertura 10°. (Presiones manométricas. $p_{amb} = 94952$ Pa)

APERTURA 10°							
G_{real} (g/min)	p_1 (abs) (Pa)	p_2 (abs) (Pa)	T_{2s} (K)	ρ_2 (kg/m ³)	c_{2s} (m/s)	G_{ideal} (g/min)	C_F -
100	94956,221	94951,152	289,992	1,141	3,830	159,811	0,626
200	94966,192	94945,446	289,970	1,141	7,714	321,914	0,621
300	94982,590	94935,843	289,932	1,141	11,576	483,063	0,621
400	95005,255	94921,961	289,880	1,141	15,442	644,442	0,621
500	95034,127	94903,544	289,812	1,141	19,319	806,240	0,620
600	95069,421	94880,718	289,729	1,141	23,201	968,324	0,620

Tabla 6.7: Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 10°.

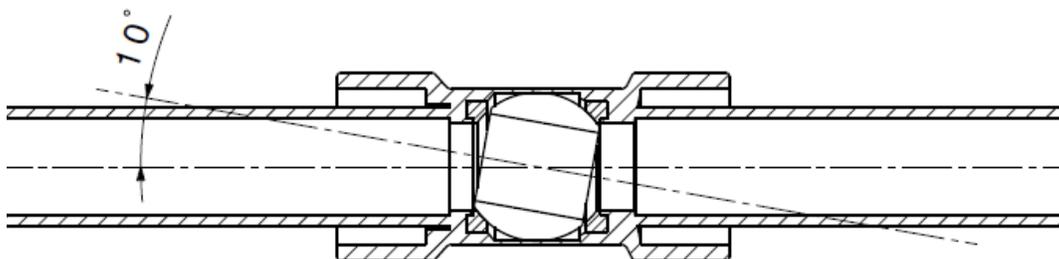
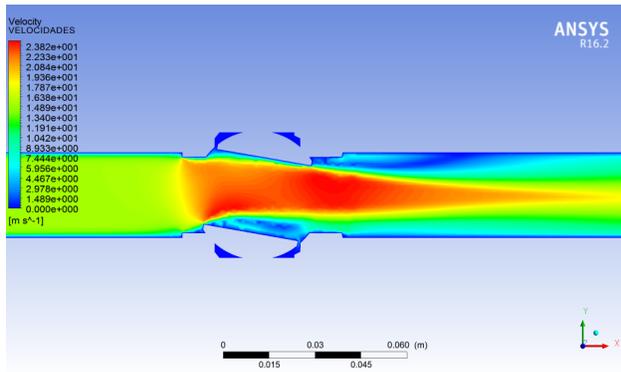
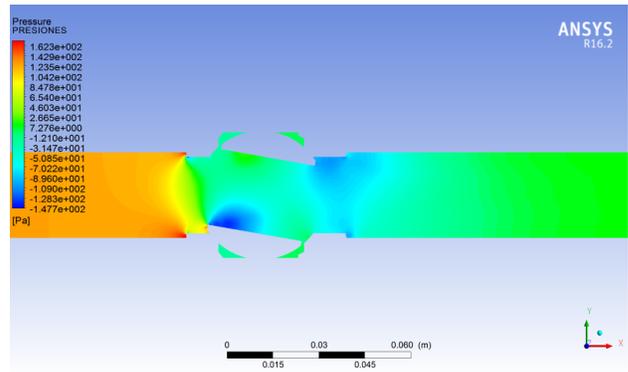


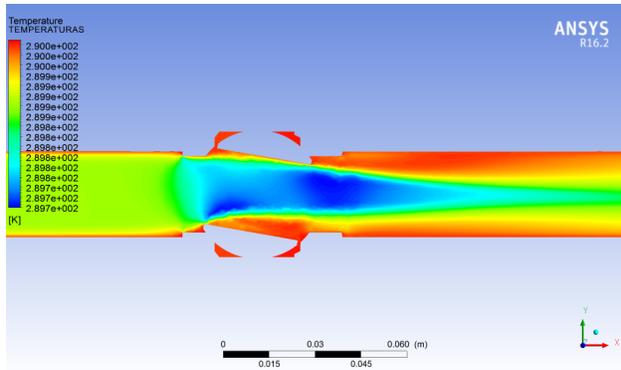
Figura 6.4.4: Esquema de apertura 10°



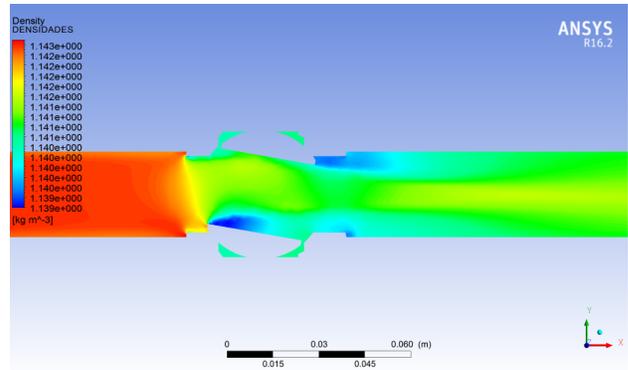
(a) Velocidades



(b) Presiones



(c) Temperaturas



(d) Densidades

Figura 6.4.5: Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 10° y G = 600 g/min

APERTURA 20°								
G_{real} (g/min)	$P_{entrada}$ (Pa)	P_{salida} (Pa)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	T_1 (K)	T_2 (K)
100	12,860	0	11,285	-3,953	2,416	2,806	289,997	289,994
200	47,533	0	43,609	-18,766	4,832	5,624	289,988	289,975
300	104,981	0	97,277	-42,352	7,244	8,389	289,973	289,944
400	185,039	0	172,251	-75,976	9,649	11,210	289,952	289,901
500	287,404	0	268,396	-120,314	12,048	14,036	289,925	289,845
600	412,576	0	386,267	-174,893	14,438	16,853	289,892	289,777

Tabla 6.8: Datos obtenidos para apertura 20°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa)

APERTURA 20°							
G_{real} (g/min)	p_1 (abs) (Pa)	p_2 (abs) (Pa)	T_{2s} (K)	ρ_2 (kg/m ³)	c_{2s} (m/s)	G_{ideal} (g/min)	C_F -
100	94963,285	94948,047	289,984	1,141	5,706	238,090	0,420
200	94995,609	94933,234	289,933	1,141	11,519	480,677	0,416
300	95049,277	94909,648	289,851	1,141	17,238	719,355	0,417
400	95124,251	94876,024	289,735	1,141	22,976	958,846	0,417
500	95220,396	94831,686	289,586	1,141	28,733	1199,181	0,417
600	95338,267	94777,107	289,404	1,141	34,498	1439,835	0,417

Tabla 6.9: Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 20°.

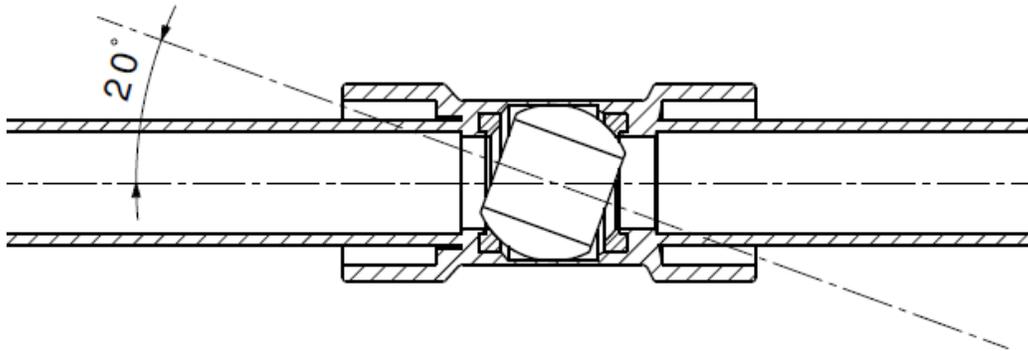
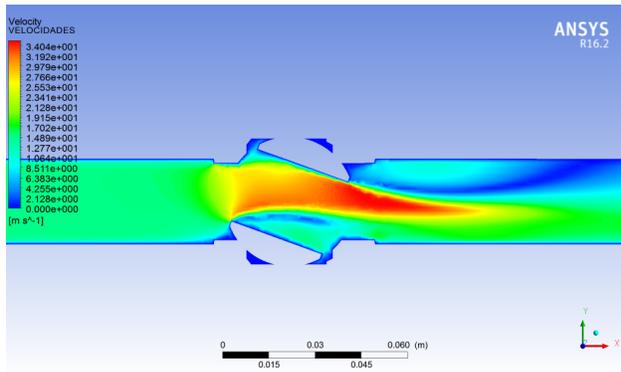
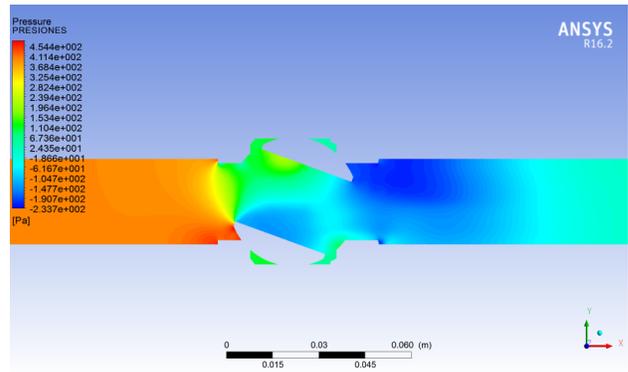


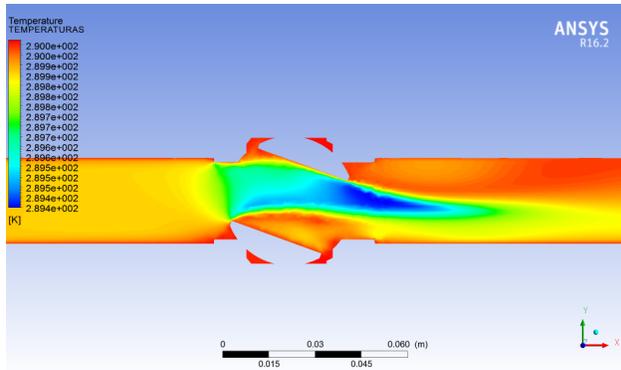
Figura 6.4.6: Esquema de apertura 20°



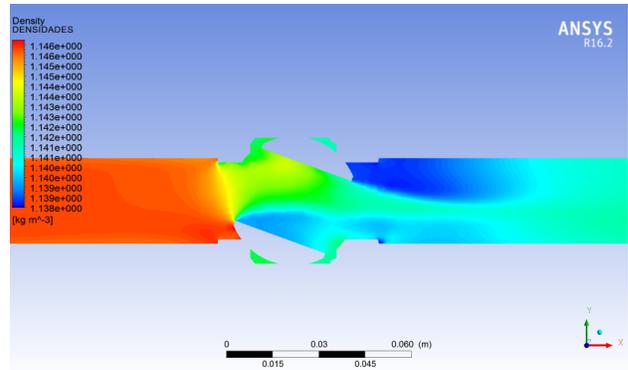
(a) Velocidades



(b) Presiones



(c) Temperaturas



(d) Densidades

Figura 6.4.7: Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 20° y G = 600 g/min

APERTURA 30°								
G_{real} (g/min)	$P_{entrada}$ (Pa)	P_{salida} (Pa)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	T_1 (K)	T_2 (K)
100	30,349	0	28,551	-7,738	2,444	3,169	289,997	289,991
200	116,778	0	112,061	-34,835	4,881	6,439	289,987	289,964
300	261,567	0	252,292	-80,148	7,308	9,617	289,972	289,918
400	463,794	0	448,300	-144,915	9,721	12,857	289,950	289,854
500	723,460	0	700,327	-231,048	12,116	16,120	289,922	289,772
600	1040,808	0	1008,712	-335,696	14,490	19,367	289,889	289,671

Tabla 6.10: Datos obtenidos para apertura 30°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa)

APERTURA 30°							
G_{real} (g/min)	p_1 (abs) (Pa)	p_2 (abs) (Pa)	T_{2s} (K)	ρ_2 (kg/m ³)	c_{2s} (m/s)	G_{ideal} (g/min)	C_F -
100	94980,551	94944,262	289,965	1,141	8,342	348,109	0,287
200	95064,061	94917,165	289,859	1,141	16,770	699,844	0,286
300	95204,292	94871,852	289,682	1,141	25,208	1052,130	0,285
400	95400,300	94807,085	289,434	1,141	33,643	1404,472	0,285
500	95652,327	94720,952	289,113	1,142	42,109	1758,217	0,284
600	95960,712	94616,304	288,723	1,142	50,530	2110,368	0,284

Tabla 6.11: Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 30°.

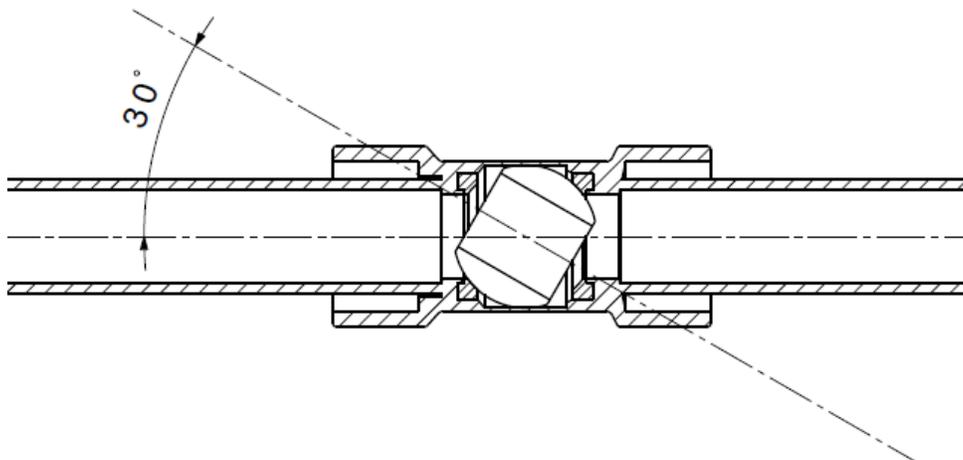
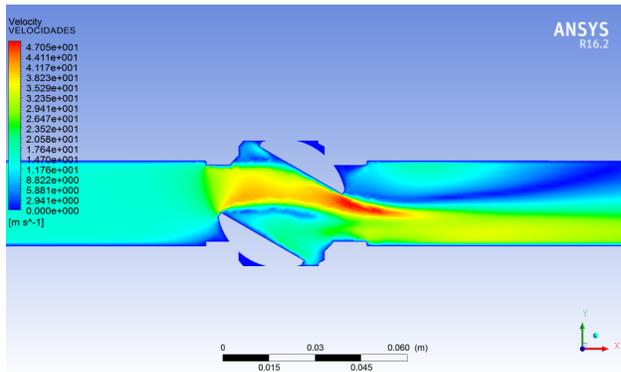
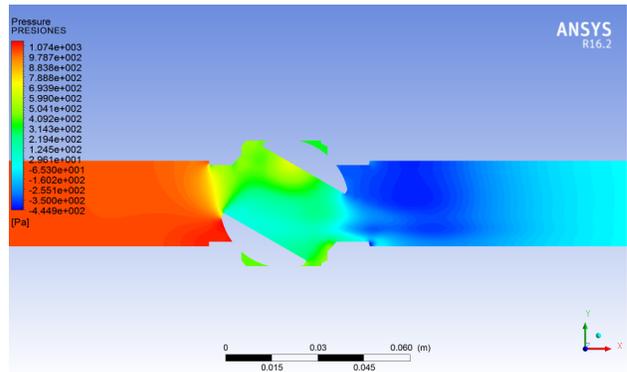


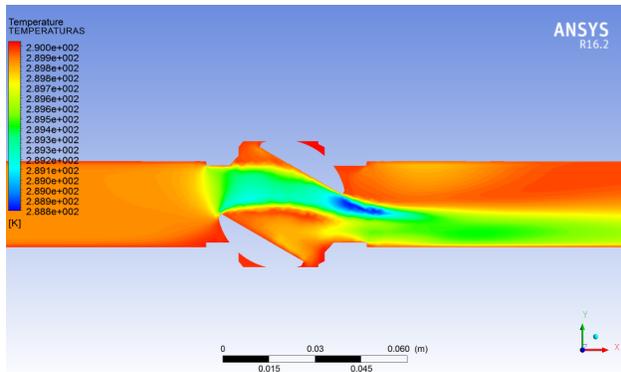
Figura 6.4.8: Esquema de apertura 30°



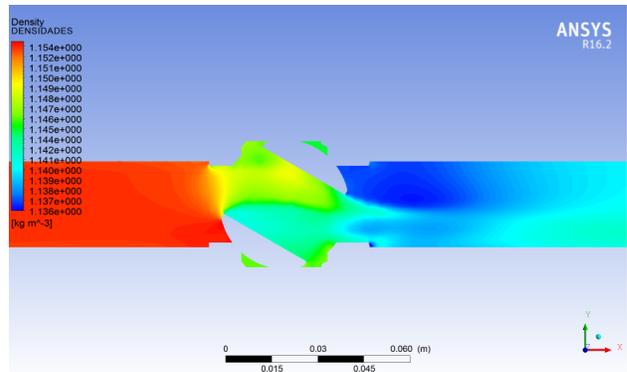
(a) Velocidades



(b) Presiones



(c) Temperaturas



(d) Densidades

Figura 6.4.9: Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 30° y $G = 600$ g/min

APERTURA 40°								
G_{real} (g/min)	$P_{entrada}$ (Pa)	P_{salida} (Pa)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	T_1 (K)	T_2 (K)
100	81,464	0	79,358	-15,496	2,487	3,847	289,996	289,986
200	324,994	0	319,112	-67,312	4,954	7,841	289,986	289,944
300	730,947	0	719,348	-156,944	7,391	11,966	289,970	289,873
400	1300,124	0	1280,618	-279,331	9,794	15,946	289,948	289,774
500	2032,457	0	2003,203	-437,158	12,150	19,740	289,919	289,650
600	2908,848	0	2868,166	-632,999	14,450	23,640	289,886	289,494

Tabla 6.12: Datos obtenidos para apertura 40°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa)

APERTURA 40°							
G_{real} (g/min)	p_1 (abs) (Pa)	p_2 (abs) (Pa)	T_{2s} (K)	ρ_2 (kg/m ³)	c_{2s} (m/s)	G_{ideal} (g/min)	C_F -
100	95031,358	94936,504	289,914	1,141	13,131	547,996	0,182
200	95271,112	94884,688	289,650	1,141	26,472	1105,182	0,181
300	95671,348	94795,056	289,209	1,142	39,805	1662,765	0,180
400	96232,618	94672,669	288,597	1,143	53,010	2216,199	0,180
500	96955,203	94514,842	287,815	1,144	66,145	2768,249	0,181
600	97820,166	94319,001	286,883	1,145	79,014	3310,680	0,181

Tabla 6.13: Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 40°.

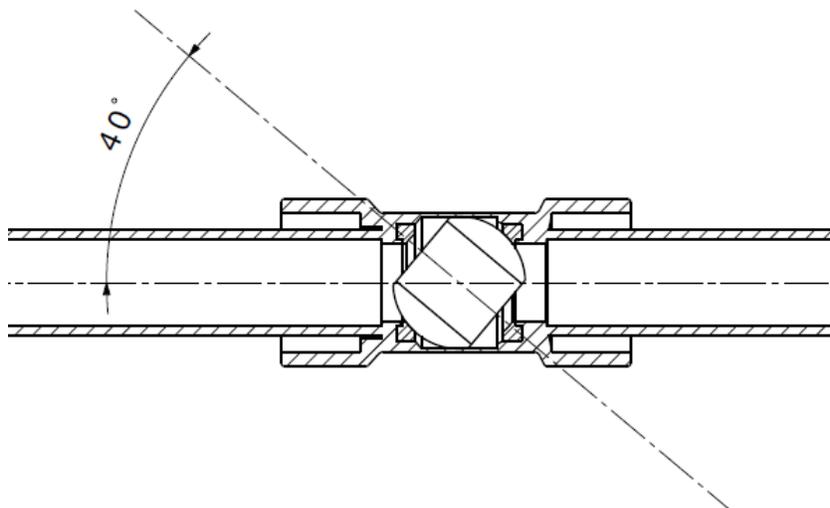
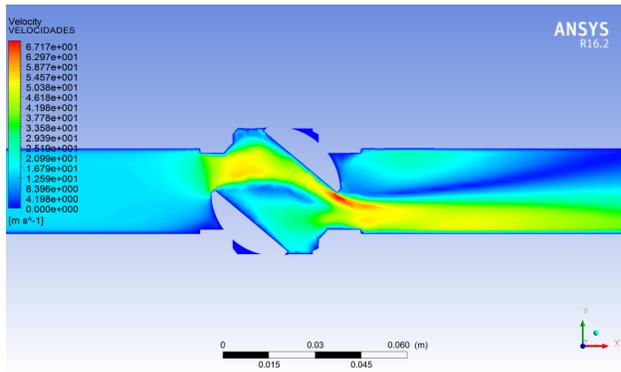
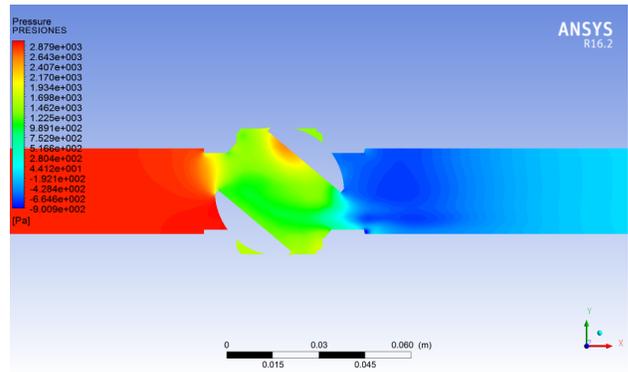


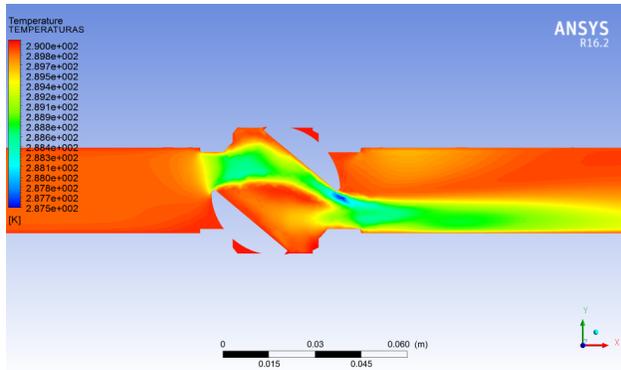
Figura 6.4.10: Esquema de apertura 40°



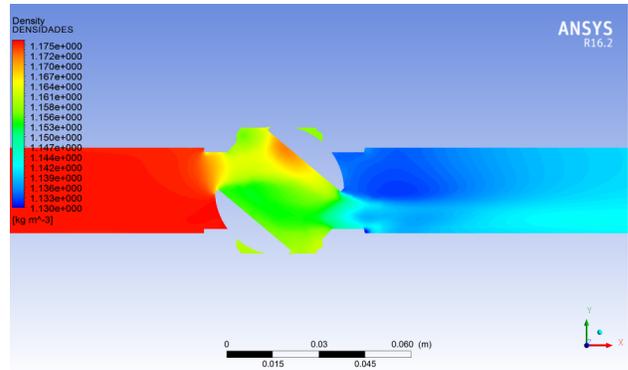
(a) Velocidades



(b) Presiones



(c) Temperaturas



(d) Densidades

Figura 6.4.11: Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 40° y G = 600 g/min

APERTURA 50°								
G_{real} (g/min)	$p_{entrada}$ (Pa)	p_{salida} (Pa)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	T_1 (K)	T_2 (K)
100	248,164	0	245,753	-30,297	2,529	4,752	289,996	289,977
200	996,755	0	989,708	-125,125	5,005	9,552	289,986	289,908
300	2243,089	0	2229,198	-284,555	7,398	14,331	289,969	289,793
400	3958,688	0	3935,163	-503,800	9,704	19,096	289,947	289,632
500	6152,133	0	6117,230	-784,413	11,866	23,805	289,921	289,428
600	8768,591	0	8720,752	-1120,452	13,874	28,409	289,892	289,184

Tabla 6.14: Datos obtenidos para apertura 50°. (Presiones manométricas. $p_{amb} = 94952$ Pa)

APERTURA 50°							
G_{real} (g/min)	p_1 (abs) (Pa)	p_2 (abs) (Pa)	T_{2s} (K)	ρ_2 (kg/m ³)	c_{2s} (m/s)	G_{ideal} (g/min)	C_F -
100	95197,753	94921,703	289,756	1,141	22,128	923,855	0,108
200	95941,708	94826,875	289,019	1,143	44,358	1854,796	0,108
300	97181,198	94667,445	287,806	1,146	66,341	2781,027	0,108
400	98887,163	94448,200	286,167	1,150	87,689	3688,405	0,108
500	101069,230	94167,587	284,121	1,155	108,605	4587,444	0,109
600	103672,752	93831,548	281,747	1,160	128,675	5461,404	0,110

Tabla 6.15: Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 50°.

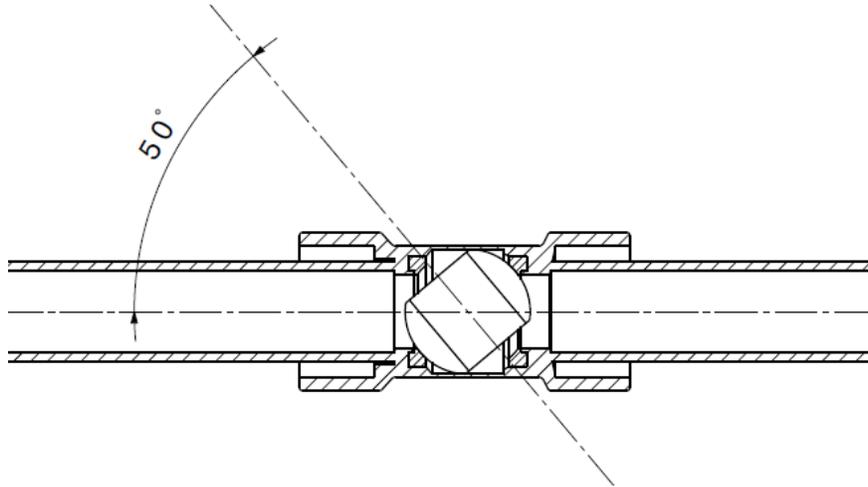
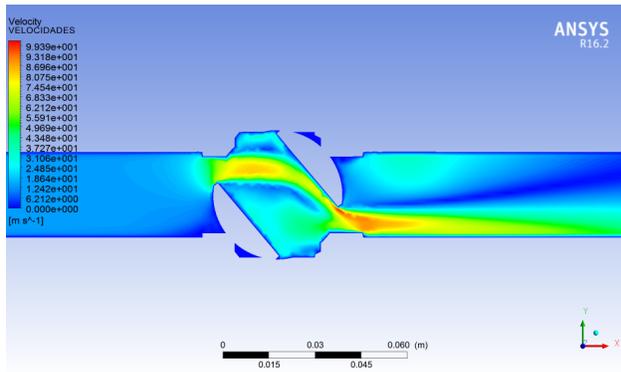
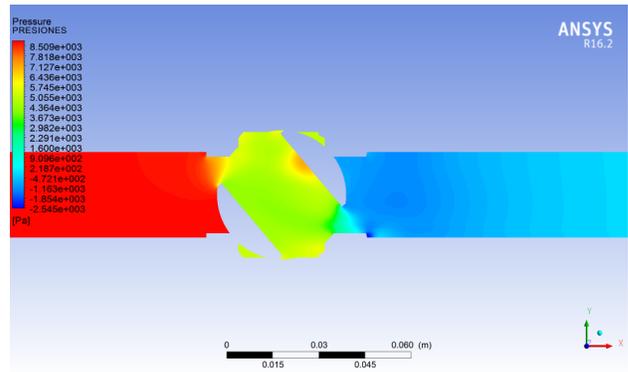


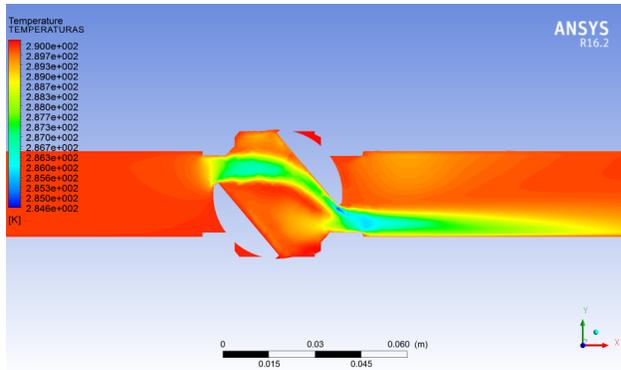
Figura 6.4.12: Esquema de apertura 50°



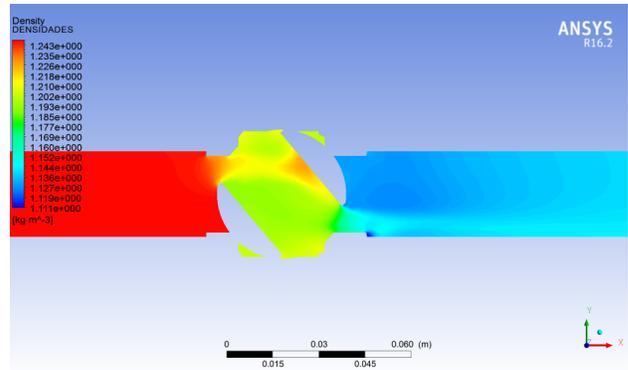
(a) Velocidades



(b) Presiones



(c) Temperaturas



(d) Densidades

Figura 6.4.13: Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 50° y $G = 600 \text{ g/min}$

APERTURA 60°								
G_{real} (g/min)	$p_{entrada}$ (Pa)	p_{salida} (Pa)	p_1 (Pa)	p_2 (Pa)	c_1 (m/s)	c_2 (m/s)	T_1 (K)	T_2 (K)
100	974,658	0	971,917	-56,712	2,612	5,804	289,996	289,958
200	3872,041	0	3863,941	-230,674	5,047	11,541	289,985	289,832
300	8635,969	0	8620,185	-529,161	7,218	17,478	289,970	289,608
400	14885,845	0	14860,510	-903,118	9,051	22,661	289,953	289,342
500	22401,007	0	22365,158	-1417,316	10,557	28,351	289,935	288,971
600	31412,739	0	31365,754	-2005,704	11,750	33,724	289,920	288,564

Tabla 6.16: Datos obtenidos para apertura 60°. (Presiones manométricas. $p_{amb} = 92740$ Pa)

APERTURA 60°							
G_{real} (g/min)	p_1 (abs) (Pa)	p_2 (abs) (Pa)	T_{2s} (K)	ρ_2 (kg/m ³)	c_{2s} (m/s)	G_{ideal} (g/min)	C_F -
100	93711,917	92683,288	289,083	1,117	42,912	1753,404	0,057
200	96603,941	92509,327	286,419	1,125	84,801	3490,670	0,057
300	101360,185	92210,839	282,237	1,138	124,859	5198,870	0,058
400	107600,510	91836,882	277,122	1,155	160,821	6792,204	0,059
500	115105,158	91322,684	271,383	1,173	193,365	8292,679	0,060
600	124105,754	90734,296	265,103	1,193	223,614	9753,857	0,061

Tabla 6.17: Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 60°.

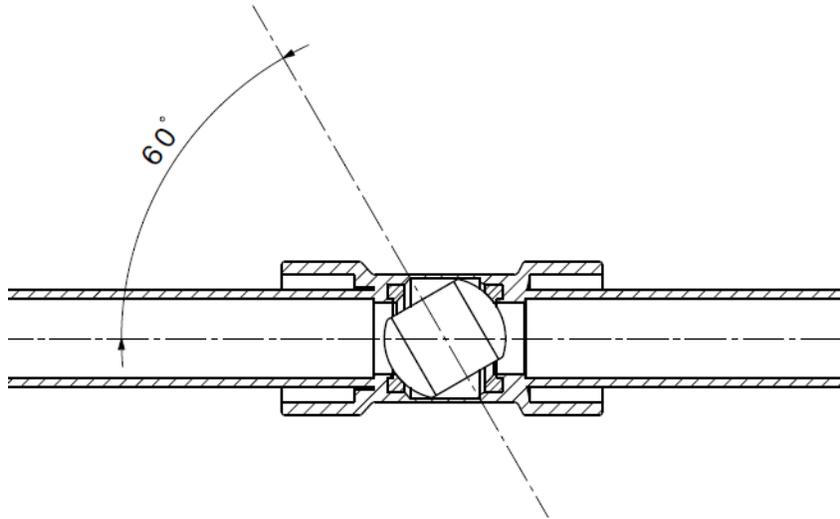
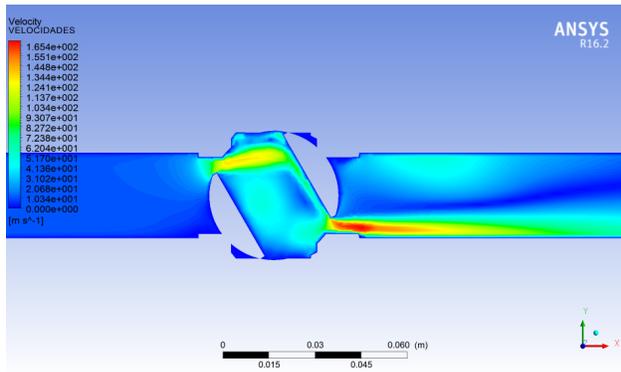
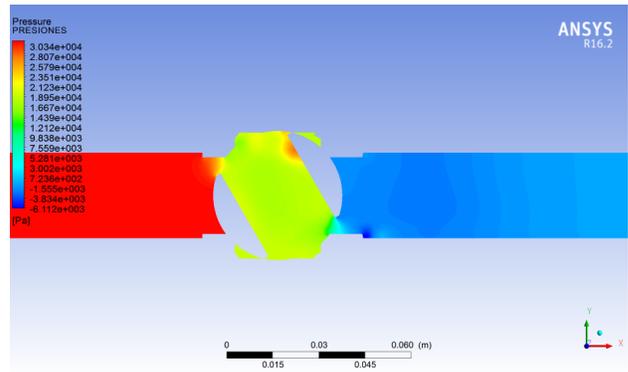


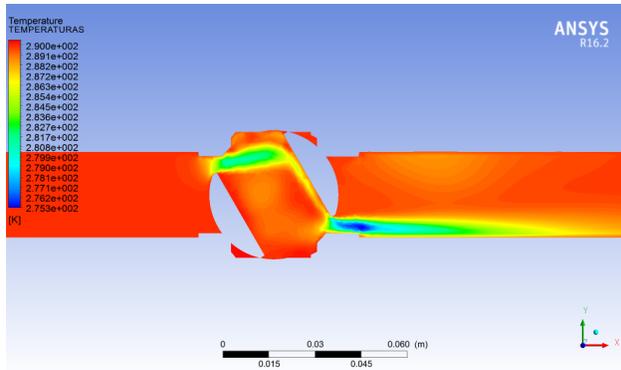
Figura 6.4.14: Esquema de apertura 60°



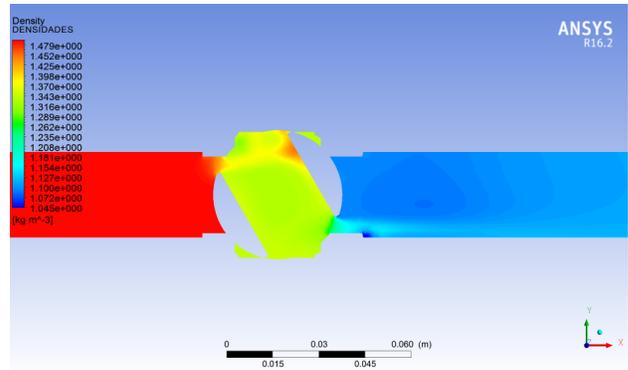
(a) Velocidades



(b) Presiones



(c) Temperaturas



(d) Densidades

Figura 6.4.15: Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 60° y $G = 600$ g/min

Dichos coeficientes flujo se grafican a continuación en la Figura 6.4.16, pudiendo observarse su independencia frente al flujo másico que atraviesa la válvula, lo cual concuerda completamente con el objetivo que se venían buscando, que no es otro que definir el comportamiento de dicha válvula para ser simulada en el paquete de software AVL BOOST según el grado de apertura de la misma.

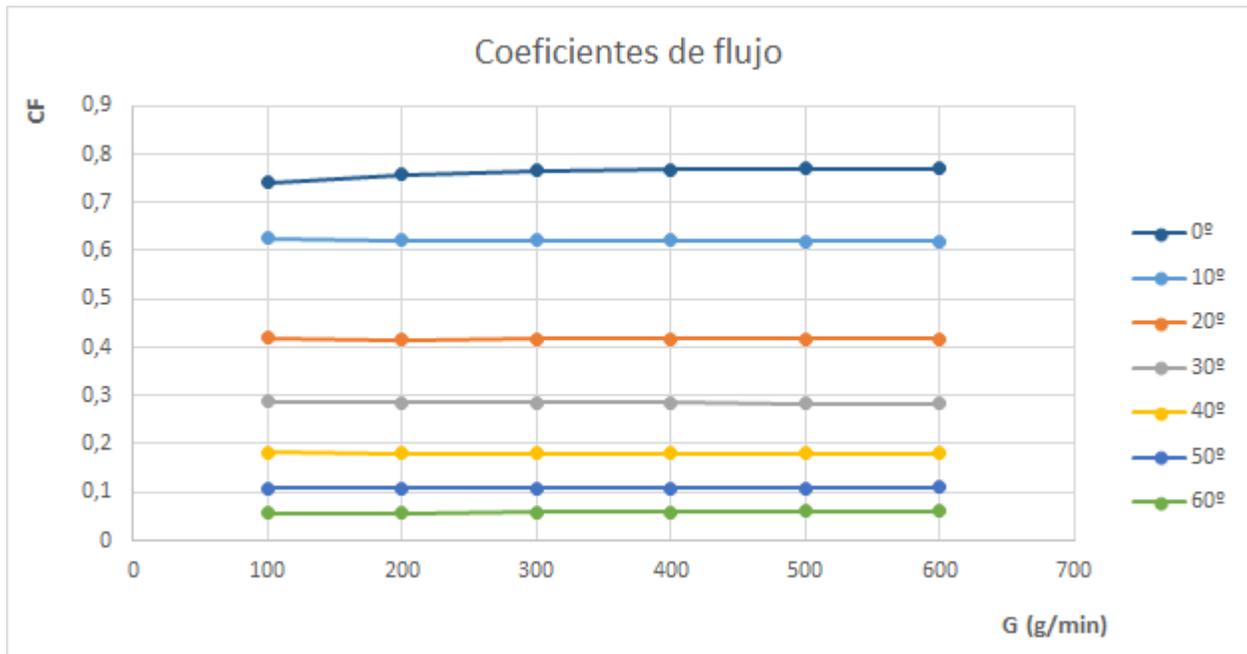


Figura 6.4.16: Resultados obtenidos de coeficientes de flujo

Por último se representa a continuación en la Tabla 6.18 y la Figura 6.4.17 la variación de los coeficientes de flujo según el ángulo de apertura de la válvula:

Apertura (°)	C_F medio
0	0,762
10	0,621
20	0,417
30	0,285
40	0,181
50	0,109
60	0,059

Tabla 6.18: C_F medio en función del ángulo de apertura

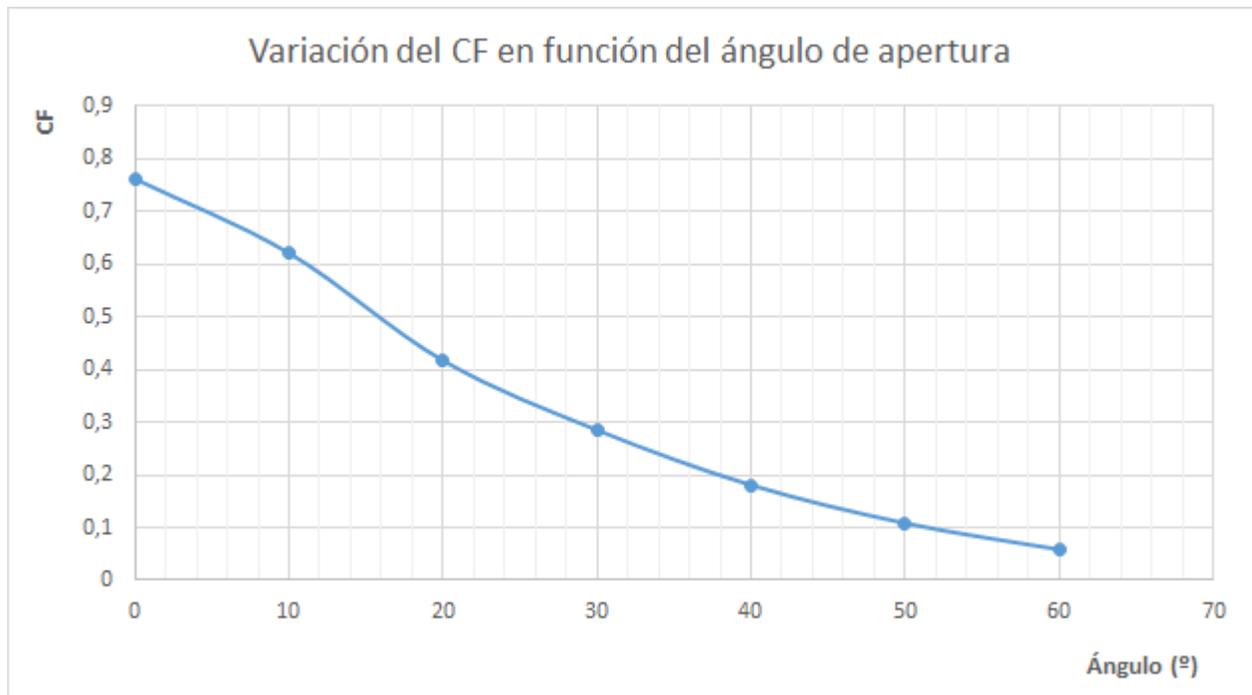


Figura 6.4.17: Variación del C_F en función del ángulo de apertura

Con dichos valores de coeficientes de flujo, el software AVL BOOST sería capaz de determinar el flujo real que atraviesa la válvula en todo momento simplemente determinando el flujo ideal isoentrópico con un rápido cálculo unidimensional, y multiplicando por el correspondiente valor de C_F interpolado según la gráfica de la Figura 6.4.17.

Capítulo 7

Conclusiones finales

7.1. Introducción

En el presente capítulo final se expondrán las conclusiones extraídas durante la realización del presente Trabajo de Final de Grado y se perfilarán posibles líneas futuras de investigación que continúen con las labores iniciadas en este estudio.

7.2. Conclusiones generales

Con el cálculo satisfactorio de los coeficientes de flujo para las distintas posiciones de apertura se cumplen plenamente los objetivos presentados en el Capítulo 1, que no eran otros que caracterizar el funcionamiento de la válvula para poder ser simulada en otros programas, dedicados al diseño de circuitos mediante tuberías y otros elementos, que simulan su comportamiento mediante rápidos cálculos unidimensionales.

Se demuestra la enorme potencia de las modernas técnicas CFD existentes en el mercado, que permiten alcanzar una gran precisión en la descripción de fenómenos físicos para problemas reales, aunque implican una gran complejidad a la hora de definir correctamente las condiciones del problema y por tanto exigen un conocimiento teórico previo de la disciplina de Mecánica de Fluidos, a fin de poder configurar adecuadamente las infinitas opciones disponibles en el programa y seleccionar las condiciones de contorno que se ajusten mejor a la situación del problema real.

El modelado de la geometría es asimismo un apartado complejo, pues el más mínimo detalle puede hacer variar los resultados de forma considerable. De esta forma, debe buscarse siempre una solución de compromiso entre la fidelidad a la geometría real y las pequeñas adaptaciones que permitan mallar de forma adecuada el volumen fluido interior. En este sentido, los conocimientos y dominio previos del software de CAD CATIA facilitaron enormemente la labor de modelado 3D.

Como se ha mencionado, un buen modelado geométrico permite una buena operación de mallado, que es sin duda el paso previo fundamental a cualquier análisis CFD, y tiene una importancia decisiva en los resultados que se obtendrán posteriormente durante la fase de cálculo. Es por ello que deben dominarse las distintas técnicas existentes de generación de malla. En relación a esto último, se optó por una malla híbrida de elementos hexaédricos y tetraédricos como la solución más eficiente para el presente análisis.

Se han conseguido unos resultados que se aproximan bastante a la realidad de las condiciones de operación de la válvula, que si bien son válidos para la realización del presente trabajo quizás no lo sean para una empresa. Se deben tener en cuenta las limitaciones en cuanto a los recursos informáticos disponibles (todos los cálculos se han realizado en un ordenador personal) y a la precisión del banco de ensayos utilizado. Sin embargo no ha sido un obstáculo a la hora de establecer una metodología de actuación en problemas de este tipo y para entender cada uno de los pasos que se requieren.

En este sentido, la elaboración del trabajo ha supuesto un excelente entrenamiento para abordar otra clase de problemas de este tipo en un futuro.

7.3. Conclusiones particulares del autor

Hablando en primera persona como autor del presente trabajo, la realización del mismo me ha permitido no sólo poner en práctica muchos de los conocimientos teóricos adquiridos durante la carrera de Ingeniería Mecánica, sino aprender una nueva y fascinante disciplina como es la Mecánica de Fluidos Computacional (hoy vital en la industria), así como desarrollar un procedimiento de trabajo experimental con la ayuda de mi tutor que sin duda me será de gran ayuda en un futuro a la hora de enfrentarme a problemas similares.

En cuanto al aprendizaje de las técnicas CFD mediante el software comercial ANSYS Fluent debo reseñar que partía de cero, tan sólo con los conocimientos previos de la disciplina de Mecánica de Fluidos adquiridos en diversas asignaturas durante la carrera, que me ayudaron a la hora de avanzar con rapidez en la comprensión de los principios básicos, y que mi introducción a dichas técnicas consistió en la lectura obligatoria de extensos manuales, guías de programa y bibliografía todo ello en inglés, puesto que el mundo del CFD aún no está lo suficientemente desarrollado en idioma español.

Los pasos de todo análisis CFD son complejos, y requieren un aprendizaje no sólo de la fase fundamental de cálculo y de los diversos modelos físicos y condiciones de contorno que pone el programa a disposición, sino también de las diversas técnicas de mallado disponibles y del tratamiento posterior de la información resultante bajo distintos tipos de gráficos, informes y reportes. En relación a todo ello puedo decir que he adquirido una buena destreza en el manejo de todas las herramientas necesarias tanto para el preprocesado, cálculo y postprocesado de la información obtenida, cosa que sin duda alguna me servirá de gran ayuda en el futuro a la hora de volver a tratar un problema similar en mi vida profesional.

En relación a esto último, la experiencia y los conocimientos adquiridos sobre técnicas CFD no han hecho más que despertar mi interés y curiosidad acerca de esta disciplina, animándome a seguir profundizando en ella y ampliando mis conocimientos para futuros estudios.

7.4. Líneas futuras de trabajo

El abanico de posibilidades que se abre con el presente estudio resulta bastante extenso, desde otros análisis en circunstancias similares de otros modelos de válvulas para comprobar en qué diferente manera varían los coeficientes de flujo según el ángulo de apertura, a análisis complejos de otros elementos que hagan uso de un flujo compresible, como puedan ser conductos de admisión con estrechamientos, intercambiadores de calor, etc.

De igual modo se deja abierta una posible línea de investigación acerca de la optimización de la geometría de diversas válvulas según el cometido al que vayan destinadas, haciendo un uso intensivo de las técnicas de modelado geométrico y posterior análisis tratadas en el presente documento.

Índice de figuras

1.3.1.Flujo a través de un orificio en un conducto. (Imagen extraída de [8]).	9
1.3.2.Ejemplos de coeficientes de flujo para un salto de diámetros con una contracción repentina del flujo. (Imagen extraída de [6]).	10
1.4.1.Sección 1 de entrada a la válvula y 2 de salida	11
1.4.2.Diagrama h-s de un proceso de expansión isoentrópico. (Imagen adaptada de [7]). . .	12
1.5.1.Diagrama de flujo de los pasos a seguir	14
2.2.1.Curvas características de una instalación con una válvula para distintas aperturas de la misma. (Imagen extraída de [13]).	16
2.3.1.Válvula de bola BELIMO R2040	17
2.3.2.Esquema explicativo del montaje	18
2.3.3.Ángulo de apertura de la válvula	18
2.3.4.Vista general de los componentes principales de la instalación	20
2.3.5.Instalación completa en el banco de ensayos	20
2.3.6.Detalle del sensor de presión modelo PTX 1400	21
2.3.7.Detalle de la toma del sensor de presión	21
2.3.8.Detalle del sensor de T^a , constituido por un termopar	22
2.3.9.Controlador de flujo másico, modelo BROOKS INSTRUMENT 6718 WX	22
2.4.1.Curvas características experimentales para cada posición de apertura de la válvula .	26
2.4.2.Curvas características de la instalación obtenidas de forma experimental	27

3.4.1.Componentes de los esfuerzos viscosos sobre las caras de un volumen de control. Las componentes de fuerza serían las componentes de esfuerzo multiplicadas por el área de la cara correspondiente. (Imagen extraída de [11]).	33
3.5.1.Etapas necesarias en la resolución numérica de un problema mediante técnicas CFD. (Imagen extraída de [15]).	38
4.2.1.Geometría interna de la válvula	42
4.2.2.Dimensiones de la geometría interior de la válvula BELIMO R2040	42
4.2.3.Detalles A y B del plano de la válvula	43
4.2.4.Modelo 3D de la válvula realizado con CATIA	44
4.2.5.Modelo 3D cortado por simetría para su simulación	45
4.3.1.Extracción del volumen interno ocupado por el fluido	46
4.3.2.División del volumen interior en tres partes distintas	46
4.3.3.Tipos posibles de elementos para conformar la malla. (Imagen adaptada de [4]).	47
4.3.4.Mallado del dominio	48
5.2.1.Configuración inicial del programa Fluent	50
5.2.2.Algoritmos de los dos métodos basados en la presión, el segregado y el acoplado. (Imagen extraída de [3])	52
5.2.3.Algoritmo del método basado en la densidad. (Imagen extraída de [3]).	54
5.2.4.Configuración del Solver	55
5.2.5.Activación de la ecuación de la energía	56
5.2.6.Activación de modelo físico turbulento	57
5.2.7.Selección de gas ideal compresible	58
5.2.8.Condiciones de contorno del problema	59
5.2.9.Ventana de inicio de cálculo	59
5.2.10Monitor de residuos de las ecuaciones. Dichos residuos deben hacerse cada vez más pequeños o estabilizarse como indicativo de convergencia.	60

5.2.1	Monitor de balance de masa en el dominio. Su aproximación a cero es sinónimo de convergencia.	60
5.3.1	Relación entre el tamaño de malla y número de elementos del mallado	62
5.3.2	Variación de la pérdida de carga según el número de elementos de la malla	63
5.3.3	Mallado del dominio	64
5.4.1	Curvas características teóricas	67
5.4.2	Curvas características teóricas de la instalación obtenidas con Fluent	68
6.2.1	Comparación curvas experimentales y teóricas	70
6.3.1	Desviación del ángulo de apertura	71
6.3.2	Ajuste del ángulo de apertura experimental	72
6.3.3	Gráfica de ajuste con ángulo corregido	73
6.3.4	Comparación curvas experimentales y teóricas	74
6.4.1	Secciones 1 y 2 muy próximas a la válvula	75
6.4.2	Esquema de apertura 0°	77
6.4.3	Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 0° y $G = 600$ g/min	78
6.4.4	Esquema de apertura 10°	79
6.4.5	Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 10° y $G = 600$ g/min . . .	80
6.4.6	Esquema de apertura 20°	81
6.4.7	Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 20° y $G = 600$ g/min . . .	82
6.4.8	Esquema de apertura 30°	83
6.4.9	Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 30° y $G = 600$ g/min . . .	84
6.4.10	Esquema de apertura 40°	85
6.4.11	Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 40° y $G = 600$ g/min . . .	86
6.4.12	Esquema de apertura 50°	87
6.4.13	Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 50° y $G = 600$ g/min . . .	88

6.4.14	Esquema de apertura 60°	89
6.4.15	Contornos gráficos de propiedades de flujo para apertura 60° y $G = 600$ g/min . . .	90
6.4.16	Resultados obtenidos de coeficientes de flujo	91
6.4.17	Variación del C_F en función del ángulo de apertura	92

Índice de tablas

2.1. Dimensiones de las tuberías utilizadas	17
2.2. Tramos de tubería a la entrada y salida de la válvula	18
2.3. Equivalencia entre valores de tensión y agrado de apertura	19
2.4. Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 10°	24
2.5. Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 20°	24
2.6. Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 30°	24
2.7. Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 40°	25
2.8. Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 50°	25
2.9. Valores de experimentación obtenidos para una apertura de válvula de 60°	25
4.1. Dimensiones de las tuberías utilizadas	44
4.2. Tramos de tubería a la entrada y salida de la válvula	44
5.1. Superficies definidas y condiciones de contorno	58
5.2. Resultados del estudio de sensibilidad del mallado	62
5.3. Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 10°	65
5.4. Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 20°	65
5.5. Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 30°	65
5.6. Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 40°	66
5.7. Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 50°	66

5.8. Pérdidas de carga teóricas para una apertura de válvula de 60°	66
6.1. Desviación del ángulo de apertura experimental	71
6.2. Ajuste del ángulo de apertura experimental	72
6.3. Recálculo de ΔP con valores de ángulo corregidos	73
6.4. Datos obtenidos para apertura 0° (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa) . . .	77
6.5. Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 0°.	77
6.6. Datos obtenidos para apertura 10°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa) . .	79
6.7. Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 10°.	79
6.8. Datos obtenidos para apertura 20°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa) . .	81
6.9. Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 20°.	81
6.10. Datos obtenidos para apertura 30°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa) . .	83
6.11. Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 30°.	83
6.12. Datos obtenidos para apertura 40°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa) . .	85
6.13. Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 40°.	85
6.14. Datos obtenidos para apertura 50°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 94952$ Pa) . .	87
6.15. Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 50°.	87
6.16. Datos obtenidos para apertura 60°. (Presiones manométricas. $P_{amb} = 92740$ Pa) . .	89
6.17. Cálculo de coeficientes de flujo para apertura 60°.	89
6.18. C_F medio en función del ángulo de apertura	91

Bibliografía

- [1] Seametrics.com (2017). *Technical Bulletin. Flow Meter Installation: Straight Run*. Recuperado de <http://www.seametrics.com/sites/default/files/StraightRunTB.pdf>
- [2] ANSYS Meshing v15.0, User's Guide, 2013.
- [3] ANSYS Fluent v15.0, Theory Guide, 2013.
- [4] ANSYS Fluent v15.0, User's Guide, 2013.
- [5] ANSYS Fluent v15.0, Tutorial Guide, 2013.
- [6] AVL BOOST VERSION 2011.1, User's Guide, 2011.
- [7] *Apuntes oficiales de la asignatura «Máquinas Hidráulicas y Térmicas»*. Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. (2015).
- [8] Prof. F. Payri y Prof. J. M. Desantes. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de València. Editorial Reverté.
- [9] Frank M. White. (2008). *Mecánica de Fluidos*. Editorial McGraw-Hill.
- [10] Antonio Crespo Martínez. (2006). *Mecánica de Fluidos*. Editorial Paraninfo.
- [11] Tuncer Cebeci, Jian P. Shao, Fassi Kafyeke, Eric Laurendeau. (2005). *Computational Fluid Dynamics for Engineers*. Editorial Springer.
- [12] Amwel.com. (2017). *AMWEL Enterprises - Computational Fluid Dynamics (CFD). A Brief History of CFD*. Recuperado de <http://www.amwel.com/history.html>
- [13] Best-hydraulic.com. (2017). *Hydraulic Directional Control Valve*. Recuperado de http://www.best-hydraulic.com/product-Hydraulic_Directional_Control_Valve_228.html
- [14] Mecánica de fluidos computacional, (s. f). En Wikipedia. Recuperado de https://es.wikipedia.org/wiki/Mec%C3%A1nica_de_fluidos_computacional
- [15] José Ignacio Cardesa Dueñas. (2014). *Notas sobre Dinámica de Fluidos Computacional*. Recuperado de <http://torroja.dmt.upm.es/~jose/notas.pdf>
- [16] *Apuntes oficiales de la asignatura «Mecánica de Fluidos»*. Tema 5: *Introducción a la Mecánica de Fluidos Computacional*. Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid. (2013).