

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCOLA POLITÈCNICA SUPERIOR D'ALCOI



**Caracterización y modelización
numérica del comportamiento de una
válvula de esfera mediante CFD con
validación experimental**

Trabajo Final de Grado
Grado en Ingeniería Mecánica

Memoria

Autor: Daniel Andrés Reig
Tutor: Modesto Pérez Sánchez
Curso académico: [2016-2017]

Resumen

Desarrollar modelos para gestionar sistemas de distribución es actualmente una herramienta, la cual es utilizada como apoyo a la gestión de los sistemas y a la toma de decisiones. Dentro de las pérdidas singulares o localizadas, conocer el parámetro 'k' adimensional de los elementos de corte es fundamental, cuando se tiene por objetivo desarrollar análisis en régimen permanente y/o transitorio.

En el presente trabajo se ha desarrollado un análisis del estado de arte en cuanto a modelos validados de elementos de corte. Se ha realizado una campaña experimental sobre una válvula de esfera analizando su comportamiento para ciertas condiciones de funcionamiento. Se ha modelado geoméricamente y numéricamente la válvula mediante la técnica de dinámica de fluidos computacional (*CFD, Computational Fluid Dynamics*). Se ha validado el modelo a partir de los resultados obtenidos en la fase experimental, caracterizando la válvula en función de su ángulo de cierre. Se ha utilizado el modelo validado para estimar el comportamiento de distintas válvulas de esfera comerciales con distintos diámetros, también se ha utilizado para estimar el comportamiento de la válvula en régimen transitorio para predecir las sobrepresiones que originan su uso y poder predecir fallos.

INDICE DE CONTENIDOS

1.	Introducción	5
1.1	Descripción del problema	9
1.2	Parámetro de estudio	10
1.3	Objetivos	12
2.	Materiales y métodos.....	13
2.1	Experimentación.....	14
2.2	Instrumentalización.....	17
2.2.1	Transformación datos experimentales	17
2.3	Caracterización geométrica	18
2.3.1	Disecionado de la válvula	18
2.3.2	Diseño conceptual del volumen de paso del fluido	19
2.3.3	Diseño modelo CAD final.....	20
2.3.4	Estudio del porcentaje de apertura para cada posición de la válvula	20
2.4	Análisis numérico.....	21
2.4.1	Descripción de la mecánica de fluidos computacional	21
2.4.2	Condiciones de contorno	34
2.4.3	Análisis de sensibilidad.....	35
2.4.4	Calibración	37
3	Resultados de la calibración	39
3.1	Resultados del método experimental.....	39
3.2	Resultados de la caracterización geométrica.....	40
3.2.3	Resultados modelo CAD final	40
3.2.4	Resultados porcentaje apertura válvula en función de la posición	41
3.3	Resultados del análisis numérico.....	43
3.3.2	Condiciones de contorno para simular.....	43
3.3.3	Resultados de los análisis de sensibilidad	45
3.3.4	Resultados de la calibración del método.....	50
4	Aplicación de los resultados	55
4.1	Estudio del parámetro 'k' sobre el número de Reynolds	55
4.2	Curvas características de los datos experimentales	58
4.3	Curvas características para una serie comercial de válvulas	59
4.2.1	Válvula DN32.....	60
4.2.2	Válvula DN40.....	61
4.2.3	Válvula DN50.....	62
4.2.4	Válvula DN65.....	63
4.2.5	Válvula DN80.....	64
4.2.6	Válvula DN100.....	65
4.2.7	Resumen de resultados.....	66
4.3	Estudio del régimen transitorio	68

Caracterización y modelización numérica del comportamiento de una válvula de esfera mediante CFD con validación experimental



5. Conclusiones	73
6. Bibliografía y referencias	75
6.1 Referencias	75
6.2 Bibliografía	78
7. ANEXOS	
ANEXO 1 - Test de sensibilidad de malla	
ANEXO 2 - Test de sensibilidad de longitudes	
ANEXO 3 - Cálculos de calibración	
ANEXO 4 - Reynolds	
ANEXO 5 - Serie comercial	
ANEXO 6 - Régimen transitorio	

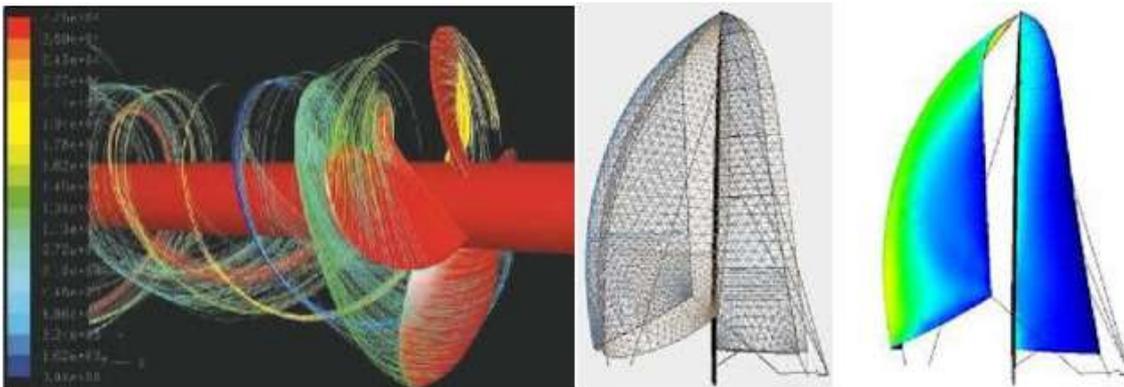
1. Introducció

La modelizaci3n de sistemas de flujo a presi3n como herramienta de gesti3n es una t3cnica cada d3a m3s empleada, en la cual, los gestores basan gran parte de su toma de decisiones para garantizar la operatividad de los sistemas de distribuci3n (Delgoda et al., 2016).

Las variables introducidas, que pueden ser longitudes, rugosidad de las conducciones, p3rdidas localizadas, entre otras. condicionan la bondad de los resultados obtenidos, siendo estos m3s favorables cuanto m3s precisas sean dichas variables. En lo que concierne a las p3rdidas singulares o localizadas, 3stas quedan definidas por el valor del par3metro adimensional 'k' característico de los elementos de maniobra o regulaci3n. La importancia de su conocimiento reside en la necesidad que se tiene de conocerlo a la hora de desarrollar an3lisis en r3gimen permanente y/o transitorio.

La t3cnica de la mec3nica de fluidos computacional (*CFD, Computational Fluid Dynamics*), destaca por la reducci3n sustancial de costes y tiempos, adem3s de la posibilidad que aporta de poder analizar condiciones muy dif3ciles de simular experimentalmente con un nivel de precisi3n casi infinita. Ha sido usada satisfactoriamente en una gran grama de situaciones, entre las que destacan:

- Elaboraci3n de un modelo de la v3a a3rea de conducci3n (respiraci3n) que permite la simulaci3n de distintos caudales de flujo inspiratorio, as3 como del dep3sito de part3culas inhaladas de diferentes di3metros, obteniendo resultados concordantes con la literatura existente utilizando otros procedimientos. De este modo se pretende abrir una nueva v3a a la individualizaci3n de los tratamientos para las distintas patolog3as respiratorias. (Fern3ndez Tena A. y Casan Clar3 P. 2014)
- En el sector naval ha sido utilizada para dise1ar, desde propulsores hasta cascos de barcos, pasando por velas, bombas...



Ilustraci3n I Ejemplo dise1o propulsor marino (izq.) y dise1o de velas (dcha.) (Fuente: tecnolog3a-maritima.blogspot.com)

- En la industria petrolera se ha empleado, entre otros usos, para prevenir la erosión provocada por el transporte de los fluidos

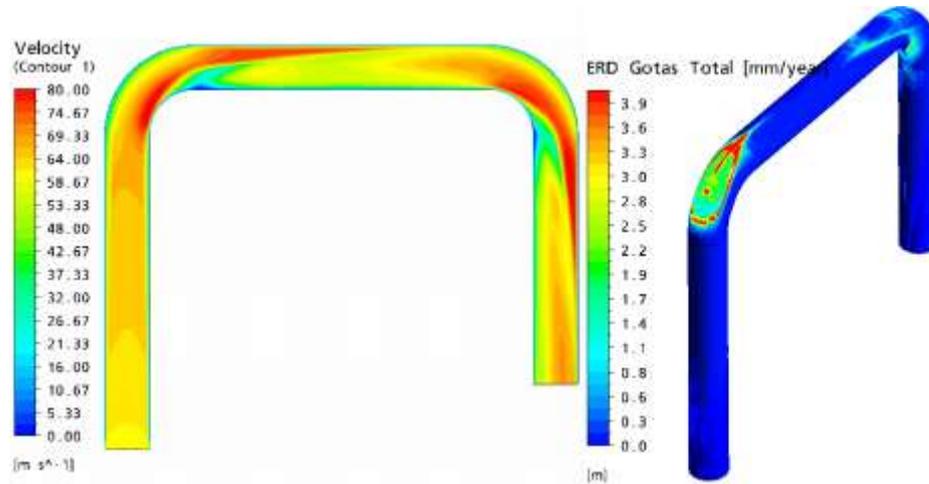


Ilustración II Erosión de un conducto provocada por el transporte de micro partículas (Fuente: cimec.org.ar)

- Destaca por la aplicación práctica al aspecto de la aerodinámica, pudiéndose emplear para simular comportamientos de medios de transporte (e.g., aviones, coches, motocicletas)



Ilustración III Comportamiento aerodinámico de un coche de competición (Fuente: flaldia.com)

- La técnica ha sido empleada también en diversos proyectos de final de carrera o trabajos de final de grado (e.g., Simulación del comportamiento de una bomba turbina hidráulica mediante CFD, Vega Petroche J.E.(2015); Análisis CFD del comportamiento hidrodinámico de una hélice de paso controlable en flujo libre, Rodríguez-Guerra Salgueiro J.A.)

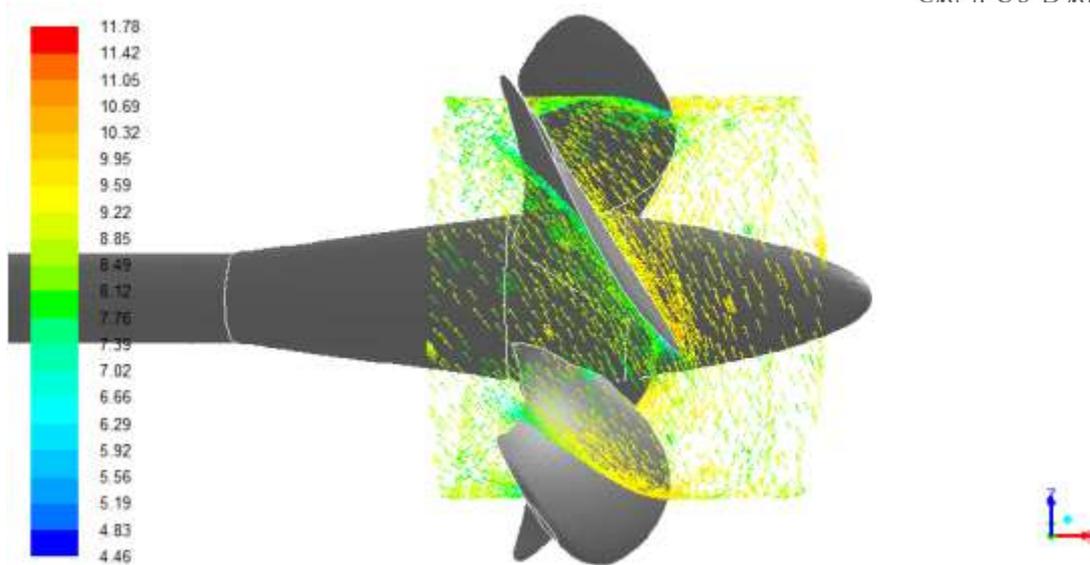


Ilustración IV Hélice simulada (Fuente: Análisis CFD del comportamiento hidrodinámico de una hélice de paso controlable en flujo libre, Rodríguez-Guerra Salgueiro, J.A.)

Entre el amplio abanico de elementos que pueden ser simulados, el análisis de elementos de corte y/o regulación mediante modelos numéricos, es interesante para mejorar la modelización y calibración de los sistemas de distribución (Moujaes y Jagan, 2008).

Las válvulas de bola o válvulas de esfera destacan entre los elementos de corte y/o regulación disponibles al tratarse de ser los elementos generalmente más extendidos y usados, debido a la capacidad intrínseca que poseen para funcionar en distintas condiciones de operación.

Los antecedentes más importantes respecto al propósito del trabajo de estudios, proyectos o análisis son los siguientes:

- “*Cavitating Flow in a 3D globe valve*” en el que se estudia la cavitación provocada por una válvula de una válvula de control, cuya relevancia viene dada sobre la seguridad de la instalación. Se simulan dos válvulas distintas con dos condiciones distintas de funcionamiento cada una, para analizar cuál es la que mayor seguridad aporta a la instalación (Rodríguez Calvete D. 2016)
- Se analizaron resaltes hidráulicos libres y sumergidos, con distintos números de Froude. Se utilizaron mediciones de laboratorio para validar y calibrar programas de CFD, tanto comerciales (ANSYS CFX® y FLOW-3D®) como de código abierto (OpenFOAM®) (Castillo L.G. et al 2010)
- El flujo sobre una válvula de bola fue estudiado numéricamente para analizar las condiciones de un fluido por el interior de la válvula, y para predecir numéricamente el valor del coeficiente de torque, el valor del coeficiente de dimensionamiento para la válvula y el índice de cavitación (Hidalgo V.H et al 2014)

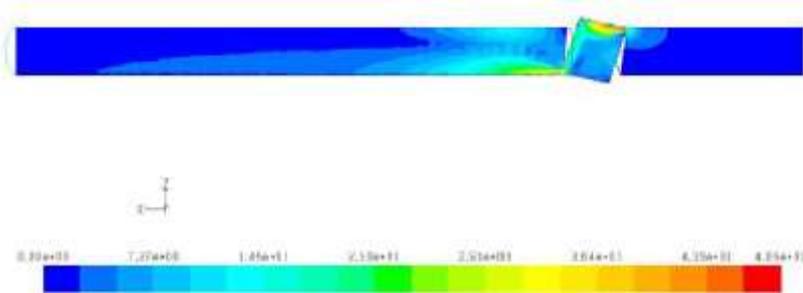


Ilustración V Ejemplo simulación de una válvula (Fuente: Numerical Prediction of Valve Coefficients and Unsteady Cavitating Turbulent Flow in a Ball Valve)

El objetivo del presente trabajo consta en desarrollar la modelización numérica de una válvula de bola mediante la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD) con validación a partir del desarrollo de un modelo experimental para la obtención de la curva calibrada del parámetro adimensional de pérdidas singulares 'k'. Desarrollado este objetivo, una vez validado el modelo, se extenderá a una gama de diámetros comercial de este tipo de válvulas. Además, como tercer objetivo, se analiza el tiempo de cierre efectivo de la misma en régimen transitorio.

La metodología empleada se divide en dos fases diferenciadas: En la primera fase se desarrolla la fase experimental, de donde son obtenidos los datos experimentales de pérdida de carga (o caída de presión) para unas condiciones de funcionamiento definidas (caudal circulante y grado de apertura de la válvula). La segunda fase, la numérica, está diferenciada por dos sub fases. En la primera sub fase se caracteriza geoméricamente la válvula, siendo este paso necesario para el correcto desarrollo de la segunda sub fase, la fase numérica, dónde se resuelven las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos para el caso estudiado.

1.1 Descripción del problema

Muchas son las ventajas que ofrece el CFD, una de la más grande se trata de la ventaja que representa el bajo coste relativo de una simulación de prototipos frente al alto coste relativo de un ensayo de modelos a escala real o reducida. Otra ventaja es la libertad que se tiene a la hora de la imposición de las condiciones de contorno además de la posibilidad que aporta de obtener información sobre todas las variables en una gran cantidad de puntos del espacio, algo que no es posible en experimentos (Lozano Durán, A. 2013).

Actualmente la técnica de la mecánica de fluidos computacional está muy desarrollada, lográndose grandes logros en simulaciones impensables hace solamente unos pocos años. Debido a que se trata de una técnica relativamente reciente, y en constante evolución gracias a la mejora de las técnicas de computación (software), así como de los equipos (hardware) existe actualmente una escasez de información la cual puede ser extraída de esta técnica.

Es, por lo tanto, un trabajo pendiente, sobre todo para el sector de la ingeniería, el obtener y procesar la información que puede ser generada por la técnica de la mecánica de fluidos computacional. Esta información puede ser muy valiosa para mejorar, entre otros, los sistemas de distribución, consiguiendo la optimización de los sistemas o reduciendo las pérdidas de agua potable.

La escasez de información se hace constatar cuando se hace una búsqueda de información acerca de la curva de pérdidas adimensionales 'k' para las válvulas de esfera, puesto que, por ejemplo, la ASHRAE (*"American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers"* [Sociedad americana de ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado]) únicamente proporciona dicha curva para el caso de válvulas de compuerta. Se comprobará en el presente trabajo que dichos datos no son válidos para el caso experimental llevado a cabo con la válvula de bola, por lo que, la información disponible es insuficiente.

Será el objetivo tecnológico del presente trabajo generar información sobre las curvas características de pérdidas adimensionales 'k' para una serie de válvulas comerciales que se utilizarán en la ingeniería para diseñar los sistemas de distribución, entre otros.

1.2 Parámetro de estudio

El parámetro en el que se centra principalmente el presente trabajo es el parámetro de pérdidas adimensionales 'k'. Las pérdidas de carga se deben principalmente a dos factores distintos, y estos factores provocan la diferenciación entre dos tipos de pérdidas. Por un lado, se encuentran las pérdidas de carga debidas al rozamiento entre partículas y al rozamiento con las paredes las cuales son pérdidas continuas. Las pérdidas singulares o localizadas, son aquellas que se producen de forma local debidas a fenómenos de turbulencia que se originan al paso del líquido por puntos singulares de las tuberías como estrechamientos, cambios de dirección del fluido, o, en el caso que se estudia, debidas a la presencia de válvulas.

Según el principio de Bernoulli, para fluidos no viscosos e incompresibles, entre dos puntos de un conducto cerrado, se cumple la Ecuación 1:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + W = h_f + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + z_2$$

Ecuación 1

Dónde:

γ es el peso específico ($\gamma = \rho \cdot g$)

W es el trabajo que se le añade (+) o extrae (-) al fluido por unidad de caudal másico

g = 9,81 m/s² constante de la gravedad

V es la velocidad del fluido

P es la presión relativa del fluido

Los subíndices **1** y **2** indican que los valores están dados para la entrada o salida del conducto cerrado, respectivamente

h_f hace referencia a la suma de las pérdidas singulares y por fricción a lo largo del conducto cerrado que une los dos puntos 1 y 2.

Las pérdidas singulares **h_v**, que son las interesantes para el presente trabajo, se calculan mediante la Ecuación 2

$$h_v = k \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

Ecuación 2

A partir de esta ecuación, se obtiene el parámetro 'k' de pérdidas adimensional

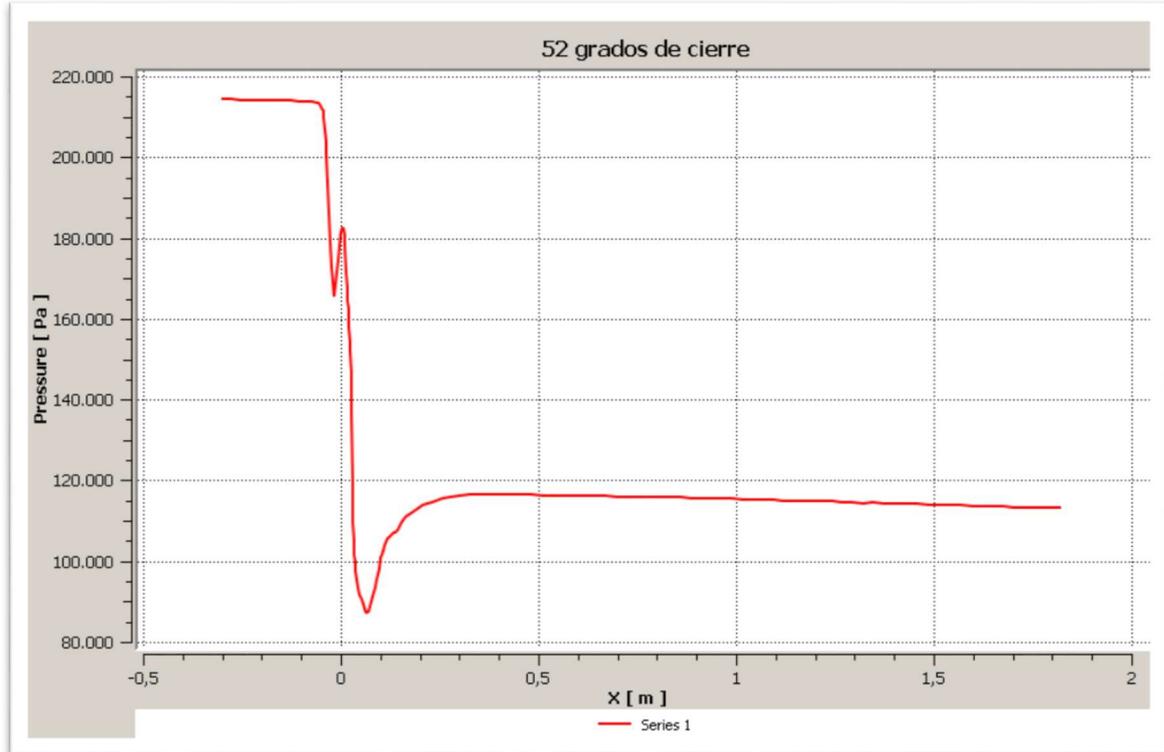


Ilustración VI Variación de presión a lo largo de la válvula y los conductos

En la ilustración I, se observa la variación de la presión en una simulación empleada en el presente trabajo. En ella, se observa como las pérdidas en la zona donde está colocada la válvula (centrada en la posición de 0m con respecto al eje X) son muy significativas.

Las válvulas de regulación y/o maniobra provocan un estrechamiento progresivo del área útil de paso de fluido, a medida que aumenta el grado de cierre de la válvula, por lo que el coeficiente de pérdidas adimensional 'k' crecerá con el crecimiento del grado de cierre de la válvula, hasta alcanzar un valor "infinito". Se estudiará el comportamiento del crecimiento del parámetro 'k', para conocer las pérdidas de carga que la válvula de bola estudiada proporcionará al sistema, para una determinada posición de cierre.

La dependencia de los resultados está ligada al carácter que domine el fluido simulado, más en detalle, dependerá fuertemente de si el flujo estudiado posee las características de un flujo laminar, o si posee las características de un flujo turbulento.

El parámetro primario que determina el comportamiento de los fluidos newtonianos es el número adimensional de Reynolds (White F.M. 2008) se calcula a partir de la Ecuación 3

$$Re = \frac{\rho * v_s * D}{\mu}$$

Ecuación 3

Dónde ρ es la densidad (para el agua se ha usado $998,3\text{kg/m}^3$), v_s es la velocidad del fluido, D es el diámetro del conducto y μ es la viscosidad dinámica del fluido ($0,001003\text{kg/(m*s)}$)

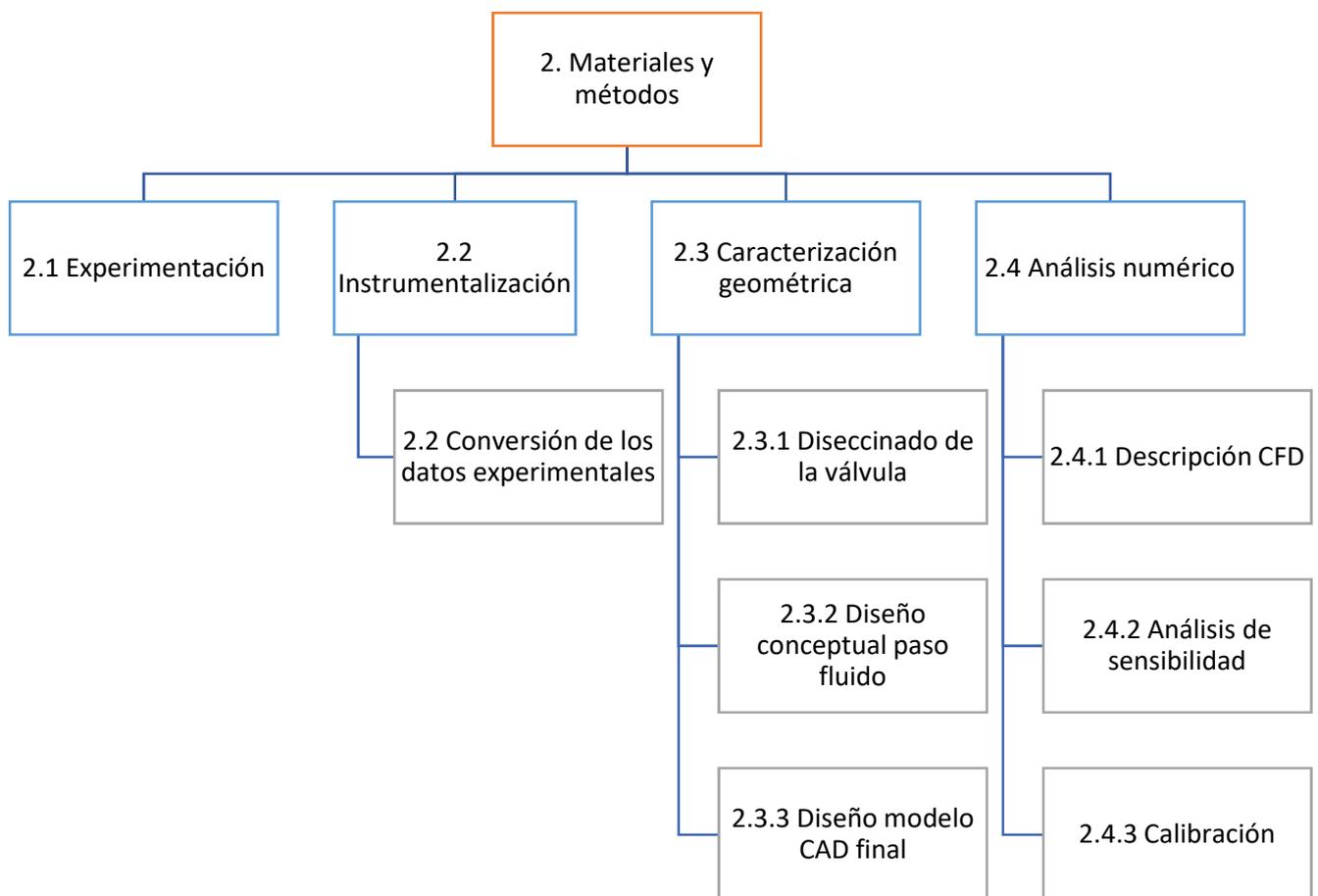
Valores elevados, típicos de la gran mayoría de las aplicaciones industriales, suelen estar asociados al flujo turbulento, caracterizado por fuertes fluctuaciones aleatorias de alta frecuencia superpuestas a un flujo medio que también experimenta variaciones suaves con el tiempo (White 2008), es por este motivo por el que el trabajo se centrará especialmente en las características del flujo turbulento, al tratarse del estudio que más aplicabilidad proporciona.

1.3 Objetivos

El objetivo del presente trabajo final de grado (TFG) es el desarrollo de una metodología para poder calibrar y validar el comportamiento de una válvula de esfera mediante el uso de CFD, "Computational Fluid Dynamics" tanto en régimen permanente como en régimen transitorio.

2. Materiales y métodos

El objetivo principal de este apartado es desarrollar el método utilizado para calibrar el comportamiento del fluido en el interior de la válvula. Para ello, se ha diseñado el diagrama descrito a continuación, dónde se explica la secuencia de acciones realizada con la finalidad principal de desarrollar un modelo que permita obtener unos resultados certeros, y, debidamente justificados.



2.1 Experimentación

Los test experimentales se desarrollaron en laboratorio hidráulico del Instituto Superior Técnico de la Universidad de Lisboa. En la Ilustración VII se adjunta el esquema de la instalación hidráulica utilizada para llevar a cabo la medición experimental de los datos.

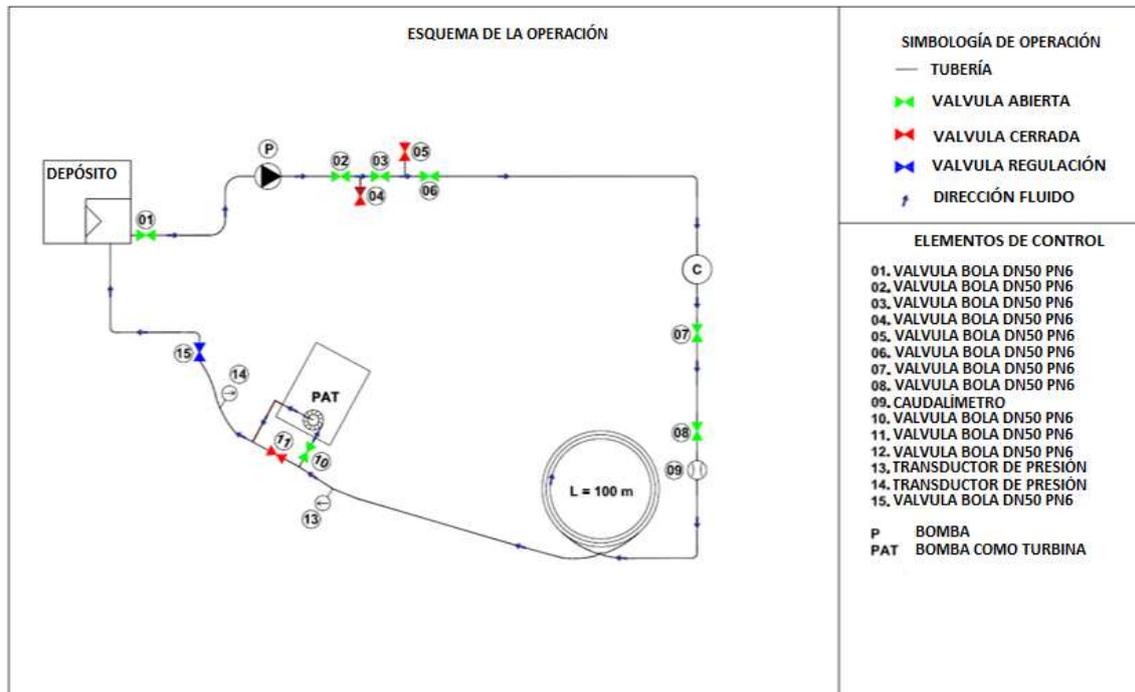


Ilustración VII Esquema sistema experimentación

La instalación hidráulica de ensayo estaba formada por:

- Un circuito cerrado compuesto por una conducción de polietileno de alta densidad (PEAD) de DN63 mm y 100 m de longitud (Fotografía IV).
- Un depósito atmosférico de 1 m³ de capacidad que desarrollaba las funciones de punto inicial y final, siendo empleado como elemento de rotura de carga (Fotografía V).
- Un grupo de bombeo que recirculaba el caudal [P] (Fotografía II Bomba)
- Un calderín de 1 m³ de capacidad que permitía mantener la presión aguas arriba [C] (Fotografía VII)
- El conjunto de válvulas de bola que permitían desarrollar las diferentes maniobras de llenado y vaciado del circuito hidráulico, así como la válvula objeto de estudio (11)
- Caudalímetro electromagnético para medición del caudal [9] (Fotografía VI)
- Dos transductores de presión analógicos, los cuales a través de un picoscopio se registraba la información en el ordenador (Fotografía III Transductor de presión)

El proceso de toma de datos estuvo establecido en el registro de presiones en régimen permanente aguas arriba y aguas debajo de la válvula, así como del caudal circulante para cada uno de las posiciones ensayadas de la válvula, tal y como se adjunta en la

Caracterización y modelización numérica del comportamiento de una válvula de esfera mediante CFD con validación experimental

tabla de resultados *Tabla I Resultados experimentales* en el apartado 3.1 *Resultados del método experimental* de la memoria.

A continuación, se adjunta un reportaje fotográfico de la instalación de ensayo.



Fotografía I Picoscopio y sistema de adquisición de datos



Fotografía II Bomba



Fotografía III Transductor de presión



Fotografia IV Conducció de PEAD



Fotografia V Depósito atmosférico de regulación



Fotografia VI Caudalímetro



Fotografia VII Calderín

2.2 Instrumentalización

2.2.1 Transformación datos experimentales

Los datos obtenidos mediante la fase experimental serán transformados a las unidades del sistema internacional S.I. a fin de que sean mostrados de una forma más coherente, y que permitan trabajar de forma correcta en las fases desarrolladas posteriormente.

Se transforman los resultados de presión obtenidos mediante la Ecuación 4 obtenidos en metros columna de agua (m.c.a) a Pascales

$$H(Pa) = H(mca) * \rho * g$$

Ecuación 4

Dónde:

H es la altura manométrica medida en metros de columna de agua

ρ es la densidad del agua (998,3 kg/m³)

g es la aceleración de la gravedad (9,81 m/s²)

Los resultados obtenidos en forma de caudal, en unidades de litros/segundo, se convierten a velocidad media del fluido en unidades del sistema internacional (m/s) mediante la Ecuación 5:

$$Q = v * A \rightarrow v = \frac{Q}{A} \rightarrow v \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{4 * Q \left(\frac{l}{s} \right) * 10^{-3}}{\pi * (D * 10^{-3})^2}$$

Ecuación 5

Dónde:

Q es el caudal de paso del fluido en l/s

V es la velocidad lineal de paso del fluido en m/s

D es el diámetro de paso de fluido, 44mm para este caso

2.3 Caracterización geométrica

2.3.1 Diseccionado de la válvula

Con el objetivo de estudiar adecuadamente el funcionamiento de la válvula, y la geometría de paso de fluido real, se diseccionó una válvula del mismo modelo que la utilizada en la toma de datos experimental, con la finalidad de obtener las medidas de la válvula de un modo experimental y visual.

Se extrajeron como principales resultados de ese estudio el diámetro de paso de la válvula correspondiente a los 44mm de diámetro, y el diámetro de la esfera principal sobre la que está diseñada la válvula (apreciada en la *Ilustración IX Válvula seccionada*), cuyo valor medido fue de 60mm.



Ilustración VIII Válvula original



Il·lustraci3n IX V3lvula seccionada

2.3.2 Dise1o conceptual del volumen de paso del fluido

Dos son las opciones a priori posibles a la hora de realizar una simulaci3n sobre una v3lvula en el programa ANSYS Fluent®. La primera de ellas consta en modelar la geometr3a de la v3lvula de forma completa, y seleccionando la zona por la que el fluido puede fluir (el interior de la v3lvula), adem3s de seleccionar la zona por la que el fluido no puede fluir, en este caso las paredes de la v3lvula, la esfera y las paredes de los conductos como "Wall".

La ventaja que este m3todo posee es la consideraci3n que se le pueden dar a todos los elementos constructivos de la v3lvula, desde la propia esfera que la contiene, hasta los elementos de seguridad de que dispone (juntas t3ricas).

La principal desventaja reside en la necesidad de modelar, por lo tanto, de forma completa todos los elementos, y, adem3s, la desventaja principal viene propiciada al utilizarse una licencia acad3mica del programa ANSYS Fluent® en la realizaci3n del presente trabajo, que limita el n3mero de nodos y/o elementos de malla a un n3mero m3ximo de 32000. A1adir elementos extra, y tener que mallar de forma completa todos ellos aumentar3an dr3sticamente el n3mero de elementos y/o nodos necesarios.

La segunda opci3n fue ingenjada con el af3n de salvar la problem3tica impuesta por la limitaci3n de la licencia acad3mica, consta de modelar 3nicamente la zona por la que el fluido puede fluir, la zona interior de la v3lvula.

Caracterizaci3n y modelizaci3n num3rica del comportamiento de una v3lvula de esfera mediante CFD con validaci3n experimental
Daniel Andr3s Reig

La desventaja que ofrece esta metodología es la necesidad de conocer mediante ayuda de otras herramientas (en este caso se ha utilizado una disección de una válvula real) la zona libre de fluir del elemento estudiado.

La ventaja principal reside en la reducción significativa del número de elementos y/o nodos necesarios en las distintas simulaciones, ventaja por la que se ha elegido esta metodología como la más adecuada para el presente trabajo.

2.3.3 Diseño modelo CAD final

Teniendo en cuenta la modelización que se va a seguir en el presente trabajo, se ha de considerar la necesidad que se tiene a la hora de realizar las simulaciones deseadas, que, para el estudio en régimen permanente, necesita de la simulación en distintas posiciones de apertura o cierre de la válvula, además de la necesidad de disponer de una referencia que permita caracterizar la posición de la válvula diseñada con respecto a las posiciones reales que esta tiene de forma real.

La geometría interior de la válvula se ha sincronizado con un plano, denominado plano principal, que poseerá un eje central resultado de la intersección del plano principal con un plano de referencia fijo (el plano planta). El ángulo que forme el plano principal con el plano de referencia coincidirá plenamente con el ángulo que forma la válvula al girar la llave exactamente el mismo número de grados. Este mecanismo simplifica y posibilita la realización del trabajo, obteniéndose un total de 10 posiciones distintas a estudiar.

2.3.4 Estudio del porcentaje de apertura para cada posición de la válvula

Se define el porcentaje de apertura efectivo como la relación de áreas existente entre el área efectiva medida en un plano de sección situado en la entrada de la válvula y el área máxima de paso (correspondiente a los 44mm de diámetro). El porcentaje de cierre efectivo será el valor conjugado al porcentaje de apertura.

La necesidad de conocer el porcentaje de cierre efectivo en cada posición de la válvula reside en la necesidad de poder comparar válvulas con distinto rango operativo de ángulos de cierre.

2.4 Análisis numérico

2.4.1 Descripción de la mecánica de fluidos computacional

La mecánica de fluidos computacional (CFD “Computational Fluid Dynamics”) ha sido usada satisfactoriamente para simular comportamientos de fluidos en el ámbito de la ingeniería y de la investigación (Moujaes and Deshmukh, 2006). El uso de esta metodología, por su gran complejidad, es relativamente reciente, y la mejora progresiva de las máquinas de cálculo (ordenadores y superordenadores) ha conseguido que esta metodología se encuentre en pleno auge para investigaciones tecnológicas e ingenieriles, Yogesh et al, 2011.

Prueba de su juventud es que nació alrededor del año 1962, los primeros resultados se remontan al año 1970, se empezó a usar en la industria en la década de los 80, y se encuentra en expansión exponencial desde los años 1990.

La mecánica de fluidos computacional utiliza un conjunto de métodos numéricos y algoritmos para aproximar el comportamiento real de un fluido. La bondad de los resultados obtenidos está directamente relacionada con el valor proporcionado para las diferentes variables introducidas, las cuales intervienen en los mismos (e.g., longitudes, rugosidad, coeficientes de pérdidas singulares) Deglota et al, 2016.

La técnica, dentro del ámbito de la ingeniería, es utilizada con estrategia de gestión y decisión a la hora de modelar sistemas de flujo a presión por los gestores, y una gran parte de la toma de decisiones es condicionada por los resultados obtenidos (Deglota et al, 2016). Existe, por lo tanto, una gran variedad de situaciones y de elementos que pueden ser simulados mediante esta técnica, debiéndose buscar las condiciones aplicables a la técnica más adecuadas para cada caso, y poder ofrecer, por lo tanto, un resultado satisfactorio o suficientemente válido, Sumner y Masson 2010.

La metodología ha sido empleada para diversas finalidades, pero referentes al tema tratado en el presente trabajo, los usos más importantes han sido realizados para calcular el coeficiente de pérdidas adimensional en una válvula en V (Chern and Wang 2004) y en un estudio en el que se analizó el coeficiente de descarga en una serie de válvulas de seguridad realizado por Rouss y Janna (2004)

En el presente trabajo de final de grado se utilizará la mecánica de fluidos computacional para calcular las pérdidas singulares de presión adimensionales “k” en una válvula de esfera comercial en función de su grado de apertura. La importancia de conocer dicho parámetro, especialmente en elementos de corte como las válvulas, es interesante para mejorar la modelización y calibración de los sistemas de distribución (Moujaes y Jagan, 2008).

2.4.1.1 Introducci3n a los modelos num3ricos de turbulencia

La turbulencia es un movimiento aleatorio e inestable tridimensional observado en fluidos regidos por un n3mero de Reynolds elevados, entre medios y altos (White 2008). Este fen3meno aparece en la mayor3a de los flujos a presi3n debido a que se emplean fluidos de baja viscosidad, por lo que el fen3meno aparece de un modo muy extendido.

La importancia de la turbulencia en un fluido reside en que muchas caracter3sticas t3cnicas del flujo dependen de esta turbulencia, principalmente, la transmisi3n de calor, las fuerzas en cuerpos aerodin3micos (Rumsey C 2014), y principalmente y m3s importante para el proyecto estudiado, las p3rdidas de presi3n y de eficiencia que esta turbulencia produce en el sistema (Chern and Wang 2004).

La turbulencia est3 descrita por las ecuaciones de Navier-Stokes, no obstante, no es posible en muchas situaciones resolver estas ecuaciones en el amplio rango de escalas de tiempo por simulaciones directas (DNS "Direct Numerical Simulation") porque los requerimientos t3cnicos a las CPU son excesivos, tampoco ser3 posible para la potencia prevista que 3stas tendr3n en un futuro cercano. Por lo tanto, la turbulencia se trata de un problema de gran complejidad en el que se ha invertido mucha investigaci3n (Capote et al 2008).

Para ello, se han desarrollado procedimientos de mec3nica de fluidos computacional basados en aproximaciones para filtrar algunas, o todas, las partes del espectro de turbulencia propuesto por las ecuaciones de Navier-Stokes. Varios m3todos fueron desarrollados con este fin, no obstante, el procedimiento m3s ampliamente aceptado y utilizado es el RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) Badano y Men3ndez 2014.

El m3todo RANS elimina todas las estructuras de turbulencia y las promedia, para obtener campos de velocidad y de presi3n, aunque este m3todo introduce t3rminos adicionales de incertidumbre, simplifica mucho los c3lculos y los hace posibles (Rumsey C., 2014).

Adem3s, el m3todo RANS constituye el m3todo m3s econ3mico para procesar complejos y turbulentos flujos de car3cter de aplicaci3n industrial. Los modelos principales son el $k-\epsilon$ y el $k-\omega$, los cuales simplifican el problema a la soluci3n de dos ecuaciones de transporte, e introducen un modelo de viscosidad turbulenta (Eddy-Viscosity) para calcular los esfuerzos de Reynolds. Adem3s, este m3todo es apto para la mayor parte de aplicaciones ingenieriles, y poseen un nivel de precisi3n adecuado para las caracter3sticas necesarias en este 3mbito (Rouss G. 2014).

Se detallan a continuaci3n los principales modelos del m3todo RANS empleados en el presente trabajo para las distintas simulaciones. Se buscar3 obtener el modelo que m3s se adapte a las condiciones experimentadas.

2.4.1.2 Modelo k-ε estándar

La robustez, economía y precisión razonable de este método para simular un amplio abanico de flujos turbulentos hacen que éste modelo goce de una gran popularidad en cálculos de ingeniería, tanto de flujo a presión como de transmisión de calor (Fluent 2015).

La desventaja que posee este modelo es la dificultad de prever y desarrollar gradientes de presión negativos, que puede resultar en una pérdida de precisión en fluidos que se alejan de un cuerpo, principalmente, estudios aerodinámicos, por lo que no es utilizado para este fin (Fluent 2015).

El modelo k-ε asume que el fluido es completamente turbulento, y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables, por lo tanto, el modelo k-ε estándar solo es válido para flujos totalmente turbulentos, con un elevado número de Reynolds, Badano N., y Menéndez A.N 2014.

El modelo utiliza dos de las ecuaciones fundamentales la mecánica de los fluidos, las ecuaciones de continuidad Ecuación 6 y de conservación del momento angular Ecuación 7:

Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} u_j = 0$$

Ecuación 6

Ecuación de conservación del momento angular:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (u_j u_i - \tau_{ij}) = - \frac{\partial P}{\partial x_i}$$

Ecuación 7

Además de las dos ecuaciones características de este modelo (ecuación de k, y ecuación de ε), que en el modelo estándar propuesto por “*Lauder and Spalding, 1972*” Ecuación 8 y Ecuación 9:

Ecuación característica de la energía cinética por turbulencia **k**:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

Ecuación 8

Y para la tasa de disipación de energía cinética ε :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned}$$

Ecuación 9

En las ecuaciones anteriores el término G_k Representa la generación de energía cinética de turbulencia ocasionada por los gradientes de velocidad media (N/m²s) cuyo valor se determina mediante la Ecuación 10

$$G_k = \mu_t S^2$$

Ecuación 10

El vector de deformación principal S se calcula aplicando la Ecuación 11:

$$\begin{aligned} S &= \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \\ S_{ij} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \end{aligned}$$

Ecuación 11

El término G_b caracteriza la generación de energía cinética turbulenta debida al empuje calculada con la Ecuación 12, necesita la Ecuación 13

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

Ecuación 12

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Ecuación 13

Y_M Representa la contribución de la fluctuación debida a la dilatación en turbulencia de flujos compresibles y por el índice de disipación de turbulencia. No tiene efecto en el caso que se estudia, pues se trata de fluido incompresible.

Caracterización y modelización numérica del comportamiento de una válvula de esfera mediante CFD con validación experimental

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ y C_μ son constantes propias del modelo k- ε estándar. Han sido determinadas por experimentos aplicados a flujos fundamentales, y han sido aceptadas para funcionar correctamente para un amplio abanico de flujos a presión (Fluent 2015)

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

σ_k es el número de Prandtl para k

σ_ε es el número de Prandtl para ε

S_k y S_ε son términos definidos por el usuario, en el caso que sean necesarios.

ρ es la densidad del fluido

La viscosidad por turbulencia (Eddy viscosity) se calcula para éste método a partir de la Ecuación 14:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Ecuación 14

2.4.1.3 Modelo k- ε RNG

La turbulencia se ve afectada por la rotación o los remolinos que se pueden provocar en el flujo. El modelo k- ε RNG de ANSYS Fluent® proporciona una solución numérica para estos efectos, corrigiendo la viscosidad de forma apropiada. Esta viscosidad se ajusta mediante la función descrita en la Ecuación 15 (Fluent 2015):

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right)$$

Ecuación 15

Dónde μ_{t0} es el valor de la viscosidad turbulenta calculado sin dicha modificación (Ecuación 14).

Ω es un numero característico evaluado por el ANSYS Fluent®,

α_s es una constante que asume distinto valor dependiendo del comportamiento del flujo. Por defecto, α_s toma un valor de 0.07

Las constantes empleadas varían respecto al modelo estándar, con las nuevas condiciones, se han obtenido las constantes analíticamente a partir de la teoría del modelo RNG. En ANSYS Fluent®, por defecto, estas constantes son $C_{1\varepsilon} = 1,42$, $C_{2\varepsilon} = 1,68$

2.4.1.4 Modelo k-ε realizable.

El modelo k-ε difiere del modelo estándar en 2 aspectos muy significativos.

- El modelo k-ε realizable usa una formulación alternativa para la viscosidad turbulenta
- Se usa una ecuación para la tasa de disipación de energía cinética ε derivada de la ecuación exacta de Navier-Stokes

El término realizable hace referencia a que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas sobre los esfuerzos de Reynolds.

Tanto el modelo RNG como el modelo realizable han mostrado mejoras substanciales sobre el método estándar cuando el flujo incluye curvaturas fuertes de la línea de fluido (denominada 'Streamline'), remolinos o rotaciones (Fluent 2015). Debido a que el modelo k-ε realizable es relativamente nuevo, no están claras las situaciones en las que éste modelo se adapte mejor que el modelo RNG. No obstante, algunos estudios hechos inicialmente indican que el modelo k-ε realizable simula mejor el comportamiento del flujo para flujos separados y para flujos con ciertas características complejas (Daily y Harleman 2011).

Las dos ecuaciones de transporte para k y para ε que utiliza este método son:

Ecuación 16 característica de la energía cinética por turbulencia **k**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k$$

Ecuación 16

Y para la tasa de disipación de energía cinética **ε** se utiliza la Ecuación 17

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned}$$

Ecuación 17

Dónde las constantes son definidas por la Ecuación 18

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

Ecuación 18

σ_k es el número de Prandtl para k

σ_ε es el número de Prandtl para ε

S_k y S_ε son términos definidos por el usuario, en el caso que sean necesarios.

La viscosidad turbulenta se calcula de igual modo que en los dos métodos anteriores, aplicando la Ecuación 19

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Ecuación 19

Con la diferencia que C_μ no toma un valor constante, sino que es calculada mediante la serie de ecuaciones descritas en la Ecuación 20

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}}$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k$$

Ecuación 20

Siendo $\overline{\Omega_{ij}}$ el tensor de velocidad media de rotación visto desde una referencia móvil situada sobre la velocidad de rotación angular ω_k , $A_0 = 4,04$ y $A_s = \sqrt{6} \cos\phi$, ϕ se calcula a partir de la Ecuación 21.

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\mathcal{Z}^3},$$

$$\mathcal{Z} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

Ecuación 21

Las constantes del modelo han sido elegidas de modo que se cerciore el buen funcionamiento del modelo para ciertos flujos canónicos.

$C_{1\varepsilon} = 1,44$; $C_2 = 1,9$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,2$

$$C_{3\varepsilon} = \tan \left| \frac{v}{u} \right|$$

Ecuación 22

De modo que v es la componente de la velocidad paralela a la dirección gravitacional, y u es la componente de la velocidad perpendicular a la dirección gravitacional. Así, $C_{3\varepsilon}$ (Ecuación 22) constante toma un valor de 1 cuando el flujo es paralelo a la dirección de la gravedad, y 0 si es perpendicular (Fluent 2015).

2.4.1.5 Modelo k- ω estándar:

El modelo k- ω estándar incorporado en ANSYS Fluent® está basado en el modelo k- ω de Wilcox, incorporando modificaciones para los efectos provocados por bajos números de Reynolds. Uno de los puntos débiles del modelo de Wilcox es el flujo libre sin cizalladura, es decir, chorros de agua lanzados a la atmosfera o flujos de lámina libre (Rumsey 2014).

El modelo estándar k- ω ha sido modificado durante toda su historia, añadiendo términos a las ecuaciones de k y de ω para mejorar la precisión del modelo.

La ecuación para la energía cinética turbulenta k utilizada por el modelo está descrita en la Ecuación 23

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tau_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_K + S_k$$

Ecuación 23

Y para la disipación específica de energía ω se toma la Ecuación 24

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tau_k \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega$$

Ecuación 24

G_k representa la generación de energía cinética debida a los diferenciales de velocidad en el campo de velocidades.

G_ω representa la generación de ω

Y_k y **Y_ω** representan la disipación de k y de ω debida a las turbulencias.

S_k y **S_ω** son términos definidos por el usuario

La difusividad efectiva para el modelo k-ω se determina mediante la Ecuación 25

$$\tau_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$$

$$\tau_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$$

Ecuación 25

σ_k y **σ_ω** son los números de Prandtl para k y ω respectivamente.

La viscosidad turbulenta **μ_t** es calculada combinando k y ω a partir de la Ecuación 26

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega}$$

Ecuación 26

El coeficiente **α*** afecta a la viscosidad turbulenta provocando una corrección de los números de Reynolds bajos mediante la función descrita en la Ecuación 27:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \right)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}, R_k = 6, \alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}, \beta_i = 0.072$$

Ecuación 27

Cumpléndose que, para valores de números de Reynolds elevados:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$$

El término que representa la producción de energía cinética turbulenta para la ecuación de transporte **k**, es definido por la Ecuación 28:

$$G_k = \mu_t S^2$$

Ecuación 28

Dónde S es el módulo del vector de deformación, determinado por la Ecuación 11

La generación de ω se calcula a partir la Ecuación 29

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k$$

Ecuación 29

El coeficiente α es determinado por la Ecuación 30

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + R_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right)$$

Ecuación 30

La disipación debida a la turbulencia de k está definida por la Ecuación 31

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega$$

Ecuación 31

Donde f_{β^*} se calcula mediante la Ecuación 32, la Ecuación 33 y la serie de ecuaciones descritas en la Ecuación 34

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_k < 0 \\ \frac{1 + 680\chi_k^2}{1 + 400\chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases}$$

Ecuación 32

$$\chi_k = \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

Ecuación 33

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)]$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{\frac{4}{15} + \left(\frac{Re_t}{Re_\beta}\right)^4}{1 + \left(\frac{Re_t}{Re_\beta}\right)^4} \right)$$

$$\zeta^* = 1.5, R_\beta = 8, \beta_\infty^* = 0.09$$

Ecuación 34

La disipación de ω está definida por la Ecuación 35, la serie de ecuaciones descritas en la Ecuación 36 y el término de la Ecuación 37

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2$$

Ecuación 35

$$f_\beta = \frac{1 + 70\chi_\omega}{1 + 80\chi_\omega}$$

$$\chi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta_\infty^*\omega)^3} \right|$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{1} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

Ecuación 36

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right]$$

Ecuación 37

Las constantes aplicadas al modelo son $\alpha_\infty^* = 1, \alpha_\infty = 0.52, \alpha_0 = \frac{1}{9}, \beta_\infty^* = 0.09, \beta_i^* = 0.072, R_\beta = 8, R_k = 6, R_\omega = 2.95, \zeta^* = 1.5, M_{t0} = 0.25, \sigma_k = 2, \sigma_\omega = 2$

2.4.1.6 Modelo k- ω SST

El modelo “shear-stress transport (SST)” (ecuaciones de transporte del esfuerzo cortante) fue desarrollado por Menter, mezclando la robusta y precisa formulación del modelo k- ω en las zonas cercanas a las paredes, junto con la independencia para el flujo en lámina libre del modelo k- ϵ estándar. (Fluent 2015)

Este motivo hace que el modelo k- ω SST más preciso y confiable para un amplio abanico de flujos, por ejemplo, perfiles aerodinámicos, ondas de choque ultrasónicas... (Rumsey 2014)

En este modelo, se aplican la Ecuación 23 y la Ecuación 24.

La viscosidad turbulenta es calculada de la siguiente manera según la Ecuación 38 y Ecuación 39, necesitando de la serie de ecuaciones descritas en la Ecuación 40

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]}$$

Ecuación 38

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{(1 - F_1)}{\sigma_{k,2}}}$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{(1 - F_1)}{\sigma_{\omega,2}}}$$

Ecuación 39

$$F_1 = \tanh(\varphi_1^4)$$

$$\varphi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right]$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right]$$

$$F_2 = \tanh(\varphi_2^2)$$

$$\varphi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right]$$

Ecuación 40

Siendo y la distancia a la superficie más cercana y D_{ω}^+ es la parte positiva de la ecuación de ω Ecuación 24

El término G_k está definido de igual modo que en el modelo estándar Ecuación 28

El término G_{ω} se calcula a partir de la Ecuación 41

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k$$

Ecuación 41

Además, a diferencia del modelo estándar, el término α_{∞} no es constante, y es determinado por la Ecuación 42

$$\alpha_{\infty} = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2}$$

Ecuación 42

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{r^2}{\sigma_{w,1} \sqrt{\beta_{\infty}^*}}$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{r^2}{\sigma_{w,2} \sqrt{\beta_{\infty}^*}}$$

Ecuación 43

Con $r = 0,41$

El término Yk es definido de igual modo que en el modelo k- ω estándar, "ecuación 28", con la diferencia de que para el modelo SST f_{β} es una constante de valor 1

Las constantes aplicadas al modelo son $\sigma_{k,1} = 1.176$, $\sigma_{\omega,1} = 2$, $\sigma_{k,2} = 1$, $\sigma_{\omega,2} = 1.168$, $\alpha_1 = 0.31$, $\beta_{i,1} = 0.075$, $\beta_{i,2} = 0.0828$

El término $Y\omega$ está por la Ecuación 35, dónde $\beta_i = 0.072$ y $f_{\beta} = 1$ en éste modelo.

Caracterización y modelización numérica del comportamiento de una válvula de esfera mediante CFD con validación experimental

2.4.2 Condiciones de contorno

Con objetivo de comparar satisfactoriamente los distintos modelos, las mismas condiciones de funcionamiento que las obtenidas en el desarrollo del modelo experimental serán empleadas. A expensas de que las posiciones simuladas no serán exactamente las mismas que las posiciones estudiadas en el modelo experimental. Los resultados del modelo experimental serán extrapolados a las condiciones previstas en el modelo numérico.

Las condiciones de contorno que rigen las simulaciones son las siguientes:

- Velocidad de entrada: Conocido el caudal, se calculará la velocidad que lleva el fluido a la entrada del sistema simulado, en m/s con la Ecuación 44.

$$v \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{4Q \left(\frac{m^3}{s} \right)}{\pi * D(m^2)}$$

Ecuación 44

- Presión de salida: Extraída directamente de la toma de datos experimental, en Pascales
- Geometría de contorno: Definida en la caracterización geométrica para cada posición simulada. Se definirá por la malla de elementos finitos generada.

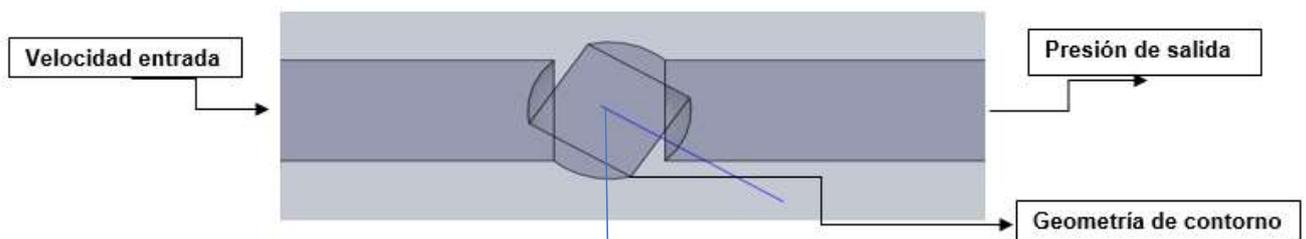


Ilustración X Descripción gráfica de las condiciones de contorno

Las posiciones simuladas corresponden a: 0, 15, 25, 35, 45, 52, 58, 65, 70 y 74 grados con el fin de obtener una curva con gran densidad de puntos en la zona que se prevé como la más conflictiva.

2.4.3 Análisis de sensibilidad

Debido a las limitaciones impuestas por la licencia académica del programa ANSYS Fluent®, se realizarán una serie de simulaciones que permitan cerciorar la bondad de los resultados obtenidos. Se emplearán análisis definidos como análisis de sensibilidades en el que se simularán distintas situaciones con distintas variables (en concreto la longitud de las conducciones y el número de elementos y/o nodos mallados) a fin de contrastar distintos parámetros (convergencia y residuos, principalmente) y que permitan validar que los resultados obtenidos son correctos.

2.4.3.1 Análisis de sensibilidad de número de elementos/nodos de malla

El primer análisis realizado es sobre el número de elementos y nodos de las mallas empleadas en las simulaciones. Se conoce que el límite de éstos está en 32000 para la licencia académica de ANSYS Fluent®. Se realizará un test en el que se compruebe que este límite es apto para el propósito deseado, la obtención de unos resultados válidos y coherentes.

Variando el número de elementos y/o nodos con el que se malla, se analizará la continuidad de los resultados obtenidos y la convergencia de éstos a un valor límite. Se estudiará, además, el valor de los residuos de las ecuaciones diferenciales obtenidos, estableciendo un mecanismo de validación basado en la literatura.

Se ha realizado el siguiente procedimiento:

- Se estudiarán tres posiciones de válvula distintas y representativas. Se estudiará la válvula cuando se situó de una forma totalmente abierta, y, teniendo en cuenta que el valor máximo en el cual la válvula se cerrará de forma completa está cercana a los 78 grados, se ha realizado el mismo análisis a un valor aproximadamente intermedio (35 grados) y a un valor cercano al valor de cierre total, 70 grados de cierre
- Se ha mallado cada geometría con un número distinto de elementos y nodos. Oscilando entre valores muy pequeños y valores cercanos al límite de 32000
- Para cada simulación se ha empleado el mismo modelo (modelo k- ϵ RNG) y las mismas condiciones de contorno

Se estudiará la presión de entrada calculada mediante la técnica de la mecánica de fluidos computacional desarrollada por el programa ANSYS Fluent®. Se comprobará que el valor de la presión converge de forma evidente, y se comprobarán los valores residuales obtenidos por las diferentes simulaciones.

En un análisis de CFD los residuos indican la diferencia local de una variable para cada volumen de control. Por lo tanto, cada nodo tendrá su propio valor de residuo para cada Caracterización y modelización numérica del comportamiento de una válvula de esfera mediante CFD con validación experimental

ecuación que se esté resolviendo. En una resolución por iteraciones, la diferencia nunca será 0, por lo tanto, se establece un criterio universalmente reconocido, dicho criterio indica que valores de residuo por debajo de 10^{-4} indican que los resultados son ligeramente convergentes, valores de residuo por debajo de 10^{-6} indican que los resultados han son suficientemente válidos para problemas complejos (Kuron M., 2016)

Los resultados se recogen en el Anexo - Test de sensibilidad de mallas, y resumen/explican en el apartado 3.3.3.1 *Resultado del análisis de sensibilidad del número de elementos/nodos de malla* de la presente memoria.

2.4.3.2 Análisis de sensibilidad a la longitud de la conducción anterior y posterior a la válvula.

La existencia de una válvula dentro de una conducción de flujo a presión provoca, habitualmente, una distorsión en el flujo llamada turbulencia (Carmona y Aguilar 1987). La turbulencia generada por la estrechamiento de la válvula debe ser disipada para el correcto funcionamiento del modelo a la hora de obtener medidas como resultados. Se debe colocar una conducción suficientemente larga (tanto de forma anterior como de forma posterior a la válvula) de modo que las medidas se realicen sobre flujo estabilizado y sean los resultados verídicos.

Además, las condiciones aplicadas al modelo de limitar la presión aguas abajo (en la salida después de la válvula) hacen que la necesidad de que el flujo esté estabilizado sea aún mayor en referencia a validar los resultados.

Se ha empleado el siguiente procedimiento:

- En una posición fija de 25 grados de cierre de válvula, con longitud de conducto posterior constante, se ha simulado para un rango de longitudes del conducto anterior a la válvula
- Definida la posición de la válvula como fija para 45, y 70 grados de cierre, con valor de longitud del conducto anterior a la válvula constante, se ha simulado un rango de longitudes de conducto posterior a la válvula

El objetivo es analizar los resultados para obtener la longitud (tanto anterior a la válvula como posterior) a partir de la cual se estabilizan los resultados y convergen a un valor límite, y encontrar el valor de longitud a partir del cual los resultados se pueden considerar válidos.

Los resultados se recogen en el Anexo - Test de sensibilidad Longitudes, y resumen/explican en el apartado 3.3.3.2 *Resultado del análisis de sensibilidad de la longitud de la conducción* de la presente memoria.

2.4.4 Calibración

Comprobadas y definidas todas las características necesarias para las simulaciones, se simulará el comportamiento del fluido al pasar por cada posición de válvula previamente definida con los cinco modelos disponibles en el programa ANSYS Fluent® y descritos en la sección 2.4.1 *Descripción de la mecánica de fluidos computacional*. Se estudiarán y analizarán las desviaciones que presentarán los resultados con respecto a los resultados del modelo experimental a fin de concluir que modelo se aproxima más en los valores simulados y emplearse en análisis posteriores.

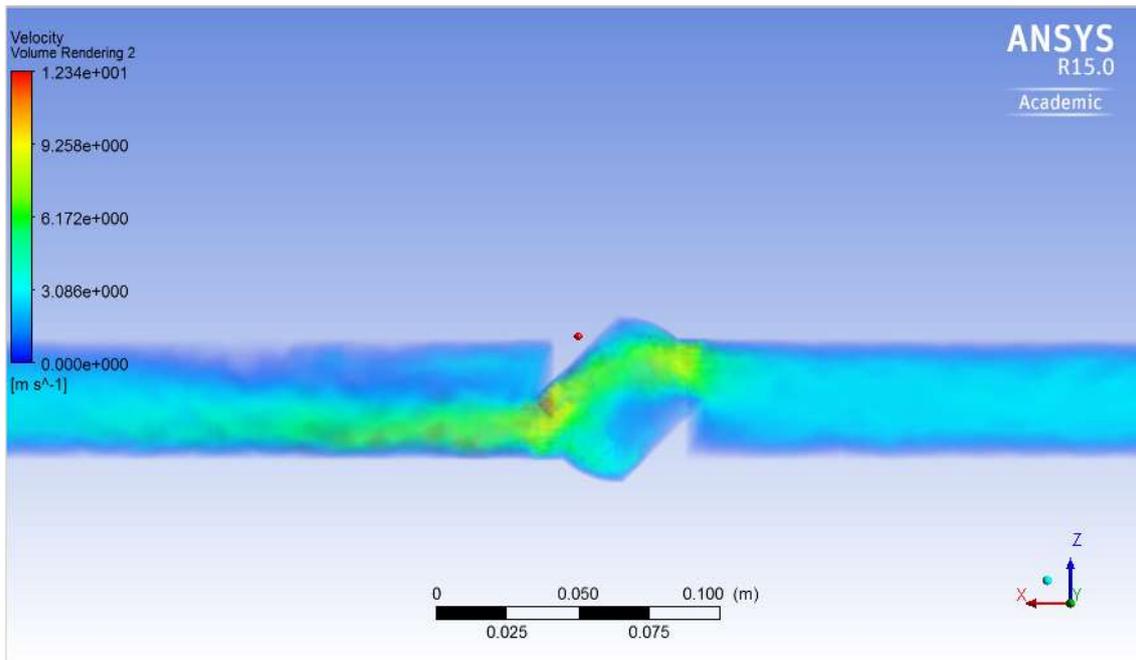


Ilustración XI Imagen resultados de velocidad de una simulación

Se emplearán las condiciones descritas en el apartado 2.3.2 *Condiciones de contorno* a fin de poder comparar los resultados obtenidos de un modo más coherente. Las posiciones simuladas serán las correspondientes a 0, 15, 25, 35, 45, 52, 58, 65, 70 y 74 grados. La razón de las posiciones está caracterizada por la finalidad de obtener una curva característica del valor de pérdidas adimensionales 'k' con una densidad de puntos tal que permita extraer conclusiones de la zona más crítica del estudio.

Serán analizados estadísticamente los resultados, caracterizándose por su error relativo respecto a los datos experimentales que serán considerados como los reales (aún dentro del margen de error que la obtención de éstos conlleva). Será analizado cada modelo y obtenida la media de las desviaciones o errores que éstos presentan frente a los datos experimentales para cada posición de apertura.

Error relativo es el cociente entre el error absoluto y el valor exacto. El error relativo tiene la misión de servir de indicador de la calidad de una medida. (Montes Suay F.), se determina aplicando la Ecuación 45

$$\varepsilon_r = \frac{X_i - X_v}{X_v}$$

Ecuación 45

Dónde:

X_i es el valor medido

X_v es el valor teórico o experimental

La razón de la elección del método del error relativo corresponde a las características de la situación estudiada que tratan de la obtención de una medida (presión en la entrada del sistema o aguas arriba) como valor característico y resultado de la simulación.

El total de los resultados queda recogido en el Anexo – Calibración, y se han resumido y explicado en el apartado 3.3.4 *Resultados de la calibración del método* de la presente memoria.

3 Resultados de la calibración

Se muestran a continuación los resultados para cada una de las fases propuestas en el apartado 2. *Materiales y métodos* cuyo objetivo final es calibrar el modelo utilizado a fin de obtener unos resultados satisfactorios.

3.1 Resultados del método experimental

De la fase experimental del proyecto se han extraído los resultados detallados en la *Tabla I Resultados experimentales*:

φ (°)	Q (l/s)	H aguas arriba (mca)	H aguas abajo (mca)
0	5,26	12,76	11,97
15	5,19	13,92	11,96
25	5,15	14,19	11,93
35	5,04	15,65	11,88
45	4,55	20,66	11,69
55	4,13	24,78	11,52
65	3,37	31,37	11,22
75	2,42	37,42	10,97

Tabla I Resultados experimentales

Se ha variado la posición de la válvula y medido la presión a la entrada del sistema, a la salida y el caudal circulante. Estos resultados serán empleados como referentes a la hora de desarrollar los posteriores cálculos y análisis.

3.2 Resultados de la caracterización geométrica

3.2.3 Resultados modelo CAD final

Se muestran a continuación los resultados del diseño CAD final, acotados, para la posición de 58° de cierre.

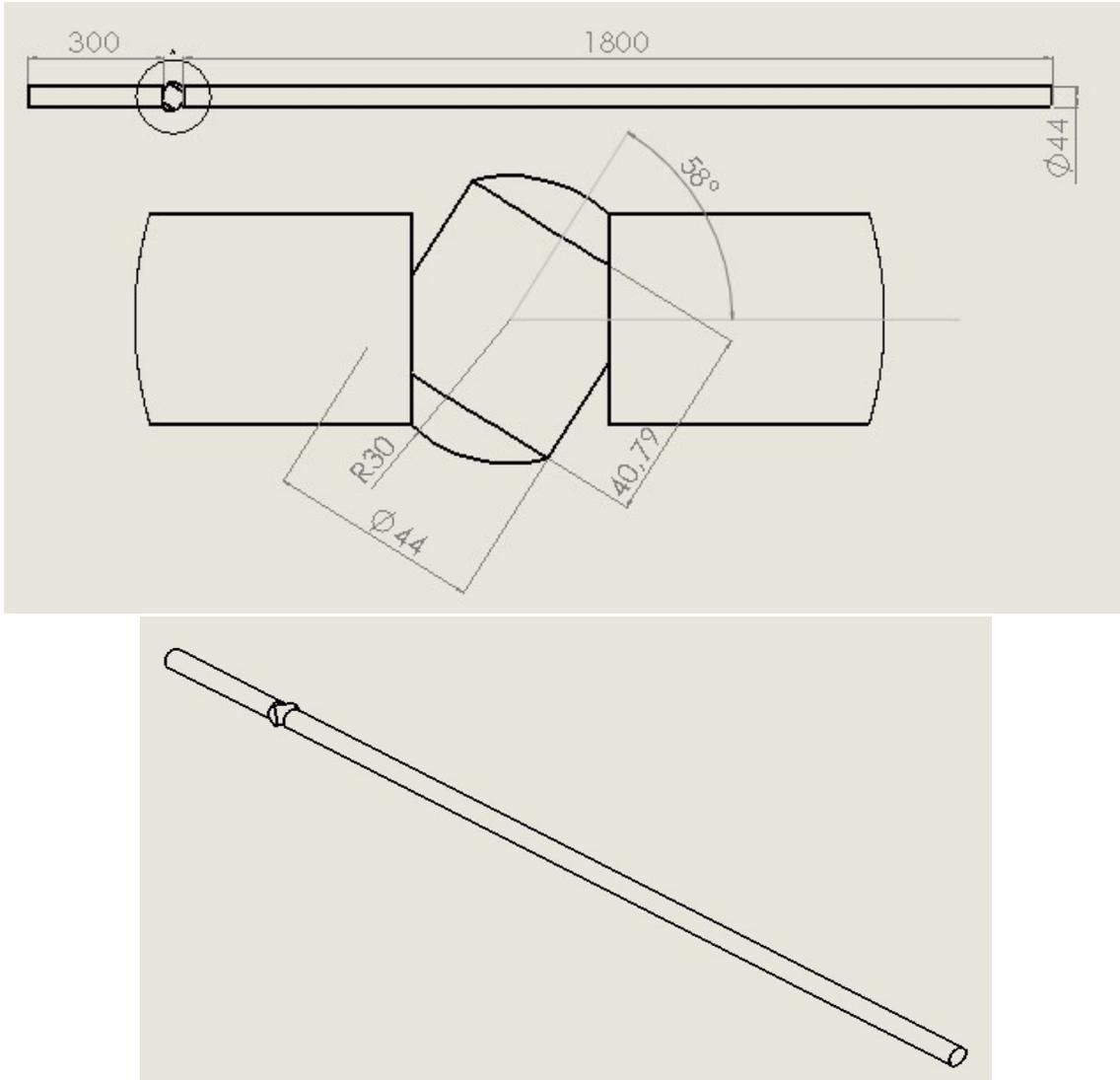


Ilustración XII Diseño CAD final acotado

3.2.4 Resultados porcentaje apertura válvula en función de la posición

Se ha utilizado la herramienta disponible en el programa de SolidWorks® “Propiedades de sección” para obtener los valores del área efectiva de apertura, o de paso, para cada posición de la válvula, como se muestra en las siguientes imágenes:

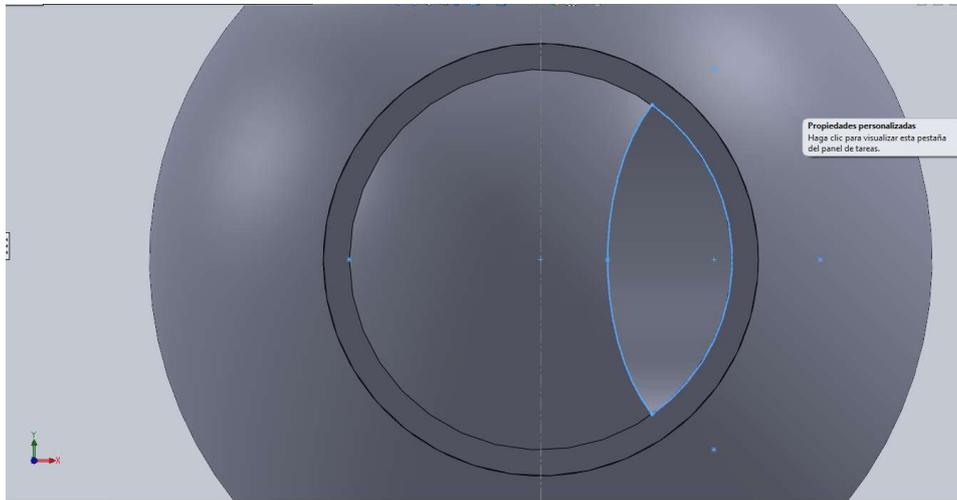


Ilustración XIII Representación cálculo área efectiva de paso

Propiedades de sección de Croquis1 de Valvulaensamb		
Área = 359.62 milímetros ²		
Centro de gravedad relativo al origen de croquis: (milímetros)		
X = 11.22		
Y = 3.68		
Centro de gravedad relativo al origen de pieza: (milímetros)		
X = 11.22		
Y = 3.68		
Z = 150.00		
Momentos de inercia, del área, en el centro de gravedad: (milímetros ⁴)		
Lxx = 24507.96	Lxy = -0.01	Lxz = 0.00
Lyx = -0.01	Lyy = 4415.60	Lyz = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 28923.56
Momento polar de inercia, del área, en el centro de gravedad = 28923.56 milímetros ⁴		
Ángulo entre ejes principales y ejes de croquis = 90.00 °.		
Momentos principales de inercia, del área, en el centro de gravedad: (milímetros ⁴)		
Mx = 4415.60		
My = 24507.96		

Ilustración XIV Datos obtenidos por el programa SolidWorks® para una posición concreta

La *Tabla II Porcentaje de apertura y de cierre para cada posición* recoge el resumen de los resultados obtenidos del cálculo del porcentaje de cierre efectivo de la válvula, para cada posición. Se representan los resultados gráficamente en el *Gráfico I Variación del porcentaje de apertura para cada posición de la válvula*

φ (°)	Área (mm ²)	Grado de apertura	Grado de cierre
0	1520,53	1,000	0,000
12,5	1254,84	0,825	0,175
25	974,59	0,641	0,359
37,5	695,41	0,457	0,543
50	434,00	0,285	0,715
62,5	208,96	0,137	0,863
73,75	44,73	0,029	0,971
78	6,12	0,004	0,996
80	1,64	0,001	0,999

Tabla II Porcentaje de apertura y de cierre para cada posición

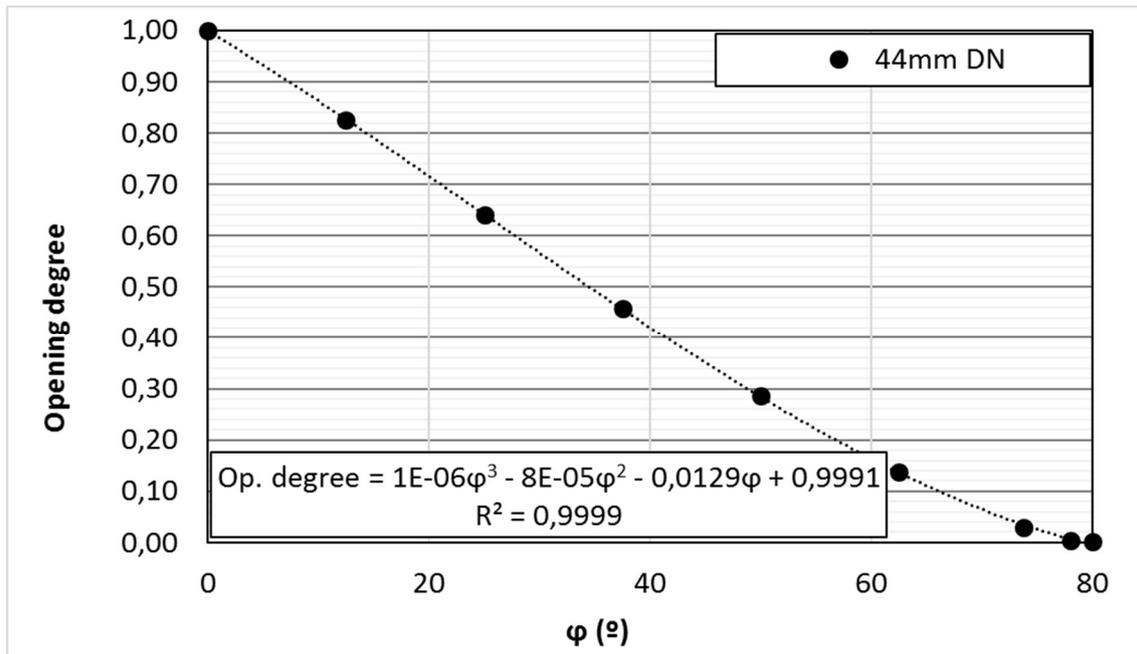


Gráfico I Variación del porcentaje de apertura para cada posición de la válvula

Se concluye que el cierre total de la válvula se produce en un valor inferior a 81°, además de que la variación del porcentaje de apertura de la válvula no guarda ninguna relación lineal con respecto al ángulo de la posición de la válvula. Se obtiene además la curva de regresión polinómica grado 3 que caracteriza el valor del porcentaje de apertura para cada posición de la válvula. Ecuación mostrada en *Gráfico I Variación del porcentaje de apertura para cada posición de la válvula*

3.3 Resultados del análisis numérico

3.3.2 Condiciones de contorno para simular

Se generaron mallas para cada posición que se vaya a simular. La malla fue generada a partir del archivo CAD con la geometría descrita en el apartado 3.2.3 *Resultados modelo CAD final*. Se utilizó un tamaño de elemento de 10mm para los conductos, y se aplicó un refinado (“refinement”) de malla a las secciones de la válvula dónde el fluido deba cambiar su dirección, al tratarse de las más conflictivas de la simulación.

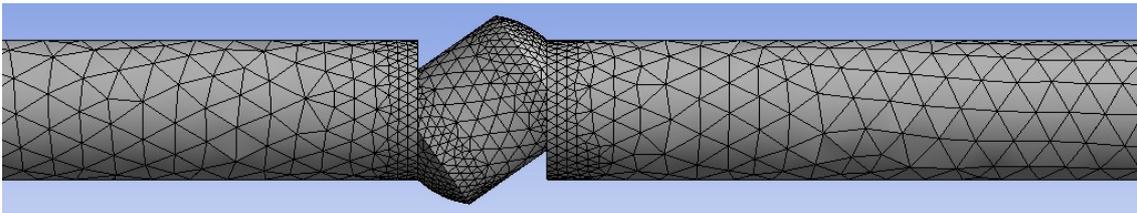


Ilustración XV Ejemplo de malla obtenida para 58° de cierre

Se calculó la ley que impone la curva de velocidades de entrada y presiones de salida obtenida en la fase experimental a partir de la extrapolación mediante las curvas de regresión polinómica correspondientes. La razón es la diferencia existente entre las posiciones a simular y las posiciones estudiadas experimentalmente, y se ha realizado con el objetivo de obtener unos resultados más certeros.

A partir de las curvas de regresión polinómica se han calculado las condiciones que se aplicaron en las simulaciones. Se muestran en la Tabla III Valores para extrapolar

φ (°)	Q (l/s)	v entrada (m/s)	H aguas arriba (mwc)	H aguas abajo (Pa)
0	5,26	3,46	11,975	117473
15	5,19	3,41	11,965	117373
25	5,15	3,39	11,934	117073
35	5,04	3,31	11,883	116572
45	4,55	2,99	11,689	114671
55	4,13	2,72	11,516	112970
65	3,37	2,22	11,220	110068
75	2,42	1,59	10,965	107567

Tabla III Valores para extrapolar

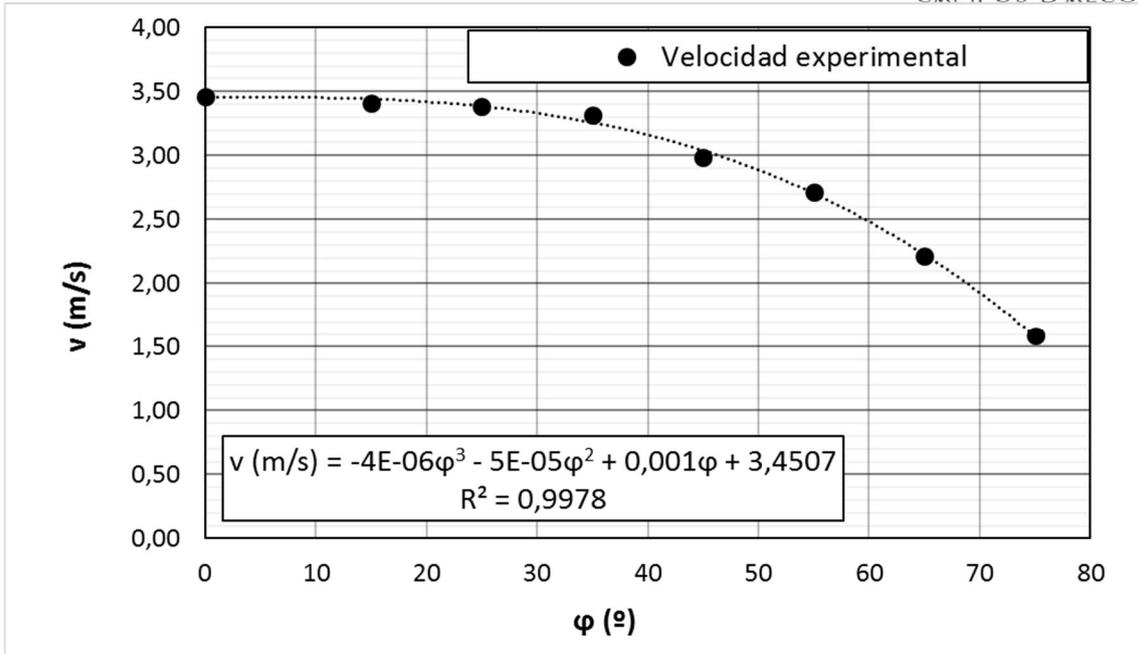


Gráfico II Extrapolación velocidades entrada

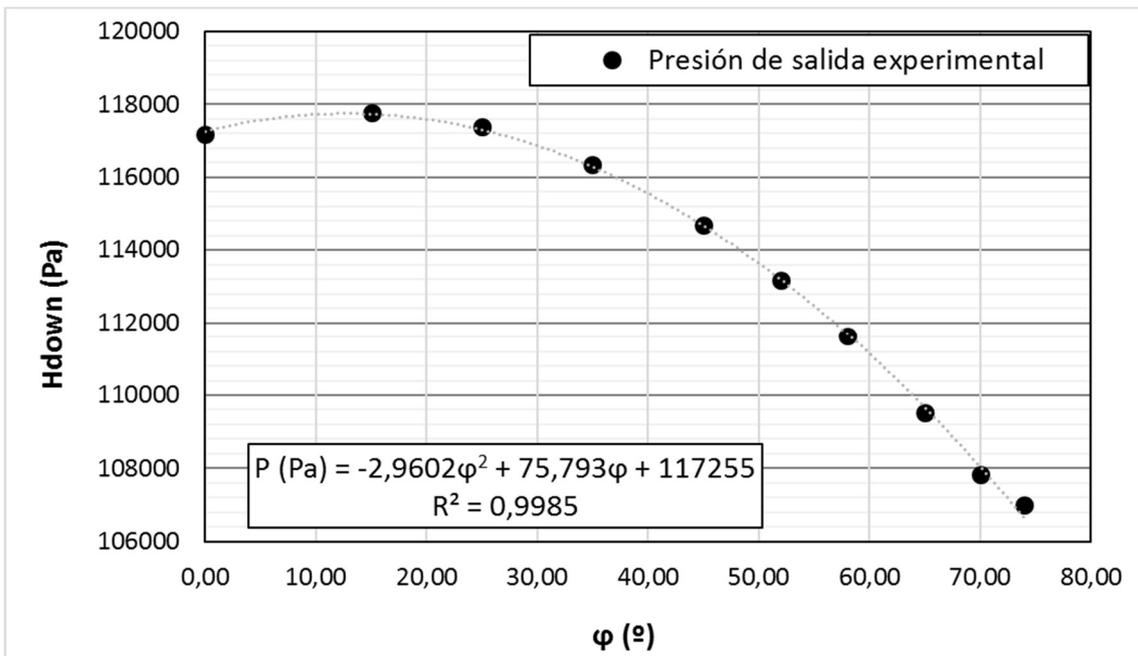


Gráfico III Extrapolación presión de salida

3.3.3 Resultados de los análisis de sensibilidad

3.3.3.1 Resultado del análisis de sensibilidad del número de elementos/nodos de malla

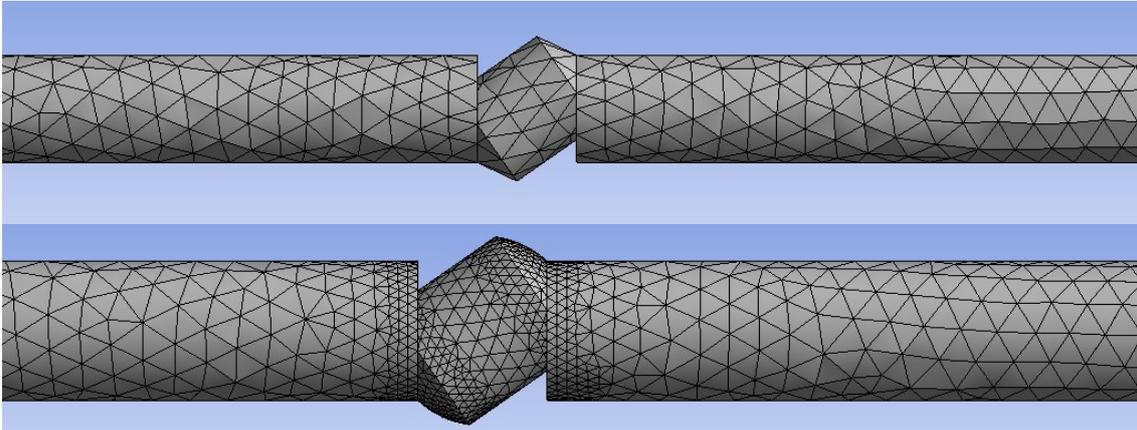


Ilustración XVI comparativa entre 9100 y 3200 elementos para 35 grados de cierre
Para la posición de 0 grados de cierre, se obtuvieron los resultados de la *Tabla IV*

Núm. Elementos	V entrada (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa) simulada	ΔH (Pa)	Continuidad
4200	5	100000	107450	7450	Si
8000	5	100000	107500	7500	si
8800	5	100000	107500	7500	Si
22050	5	100000	108000	8000	si

Tabla IV Resultados 0 grados de cierre

Para la posición de 35 grados de cierre se obtuvieron los resultados de la *Tabla V*

Núm. Elementos	V entrada (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa) simulada	ΔH (Pa)	Continuidad
9100	5	100000	180000	80000	No
18000	5	100000	169000	69000	Si
22000	5	100000	173000	73000	Si
24000	5	100000	172000	72000	Si
29700	5	100000	170000	70000	Si
32000	5	100000	168500	68500	Si

Tabla V Resultados 35 grados de cierre

Para la posición de 70 grados de cierre los resultados se muestran en la *Tabla VI*

Núm. Elementos	V entrada (m/s)	H salida(Pa)	H entrada (Pa) simulada	ΔH (Pa)	Continuidad
8600	2,5	100000	749551	649551	No
19000	2,5	100000	683452	583452	No
25000	2,5	100000	670398	570398	Si
32000	2,5	100000	668963	568963	Si

Tabla VI Resultados 70 grados de cierre

Se ha caracterizado el análisis por número de elementos, única y exclusivamente debido al hecho de que el número de elementos es superior al número de nodos en todas las mallas generadas. Tendrá que tenerse en cuenta el número de elementos a fin de no superar el límite establecido por la licencia académica de 32000

Se ha caracterizado y definido "Continuidad" como la convergencia existente en los resultados de las distintas iteraciones realizadas por el programa ANSYS Fluent®. La convergencia positiva o favorable indica que los resultados de las distintas ecuaciones diferenciales son muy semejantes entre sí, con la condición impuesta y descrita en el apartado 2.4.3.1 *Análisis de sensibilidad de número de elementos/nodos de malla* referente a los residuales de las ecuaciones.

En el siguiente gráfico, obtenido para la posición de 35 grados, se muestra la distribución de las pérdidas de presión obtenidas mediante simulaciones numéricas en función del número de elementos con el que ha sido mallada la malla.

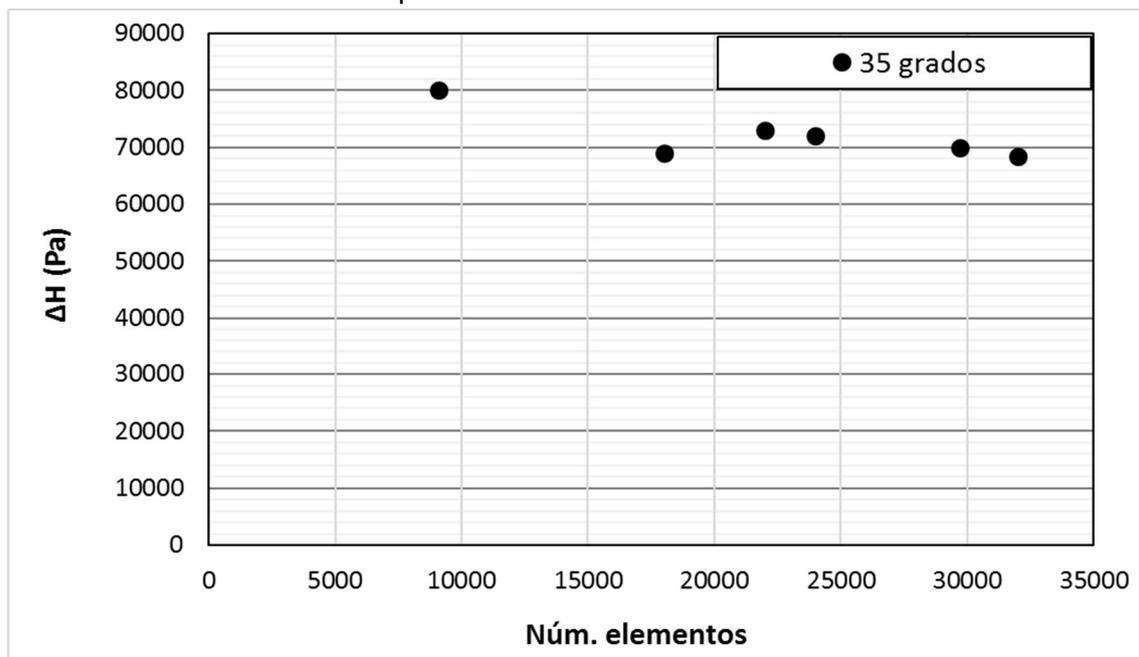


Gráfico IV pérdida presión vs número de elementos

En la siguiente ilustración se observa un ejemplo de los valores residuales obtenidos de una simulación caracterizada por poseer una convergencia favorable, y se observan valores residuales inferiores al valor máximo límite considerado de 10^{-4} , incluso en el ejemplo los valores son inferiores a 10^{-6} por lo que puede ser considerada como una simulación muy buena.

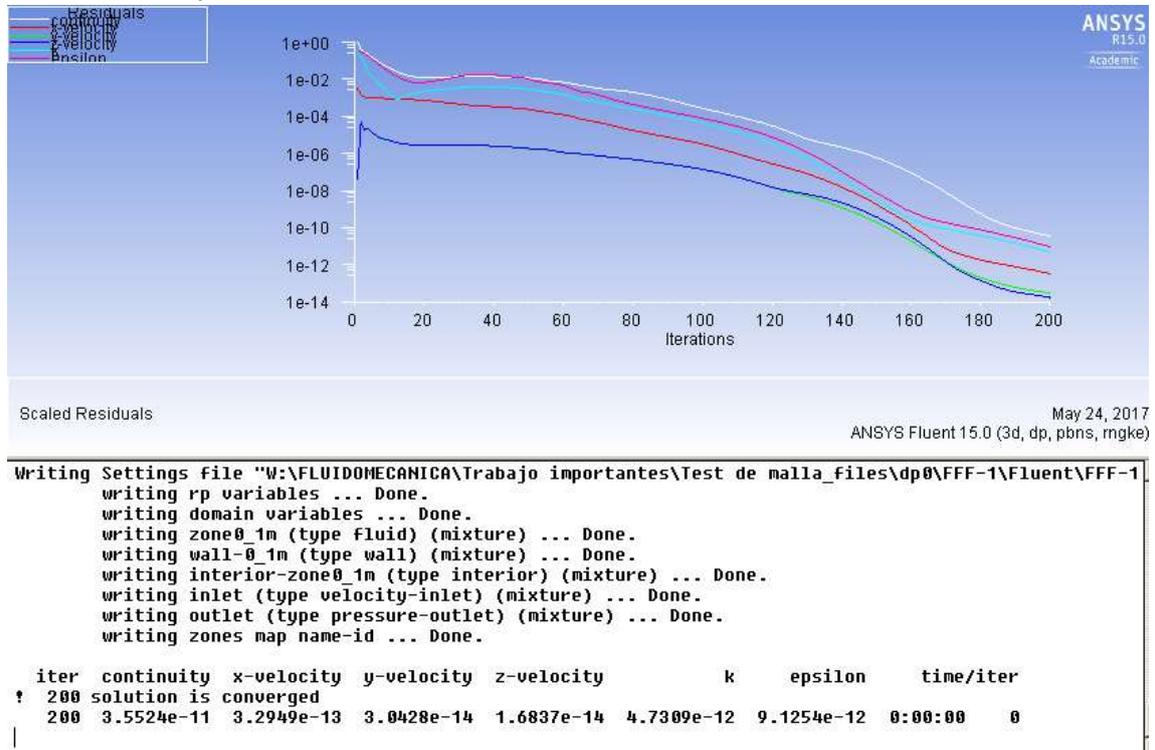


Ilustración XVII Captura de pantalla de los resultados de una simulación

Del análisis realizado se concluye que los resultados convergen a un valor límite en todas las posiciones estudiadas (siempre dentro del margen de error propio de las características de la simulación) para un valor de número de elementos inferior a 32000.

3.3.3.2 Resultado del análisis de sensibilidad de la longitud de la conducción

Para la posición de 25 grados de apertura de válvula, con una longitud de conducción posterior a la válvula de 1,5m, se modificó para cada cálculo la longitud del conducto anterior a la válvula, obteniendo los resultados recabados en la Tabla VII:

Longitud (m)	V entrada (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa) simulada	ΔH (Pa)
0,05	5	100000	131657	31657
0,1	5	100000	126731	26731
0,2	5	100000	127469	27469
0,4	5	100000	129587	29587

Tabla VII Resultados posición de 25 grados

Para la posición de 45 grados de cierre de la válvula, manteniendo fija la longitud del conducto anterior a la válvula en 0,3m se ha variado la longitud del conducto posterior tal y como se muestra en la *Tabla VIII*:

Longitud (m)	V entrada (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa) simulada	ΔH (Pa)
0,3	5	100000	262306	162306
0,4	5	100000	271153	171153
0,6	5	100000	247821	147821
0,8	5	100000	263570	163570
1	5	100000	266037	166037
1,25	5	100000	266407	166407
1,5	5	100000	265930	165930

Tabla VIII Resultados posición de 45 grados

Se ha realizado el mismo procedimiento para la posición de 70 grados, obteniéndose los resultados agrupados en la *Tabla IX*:

Longitud (m)	V entrada (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa) simulada	ΔH (Pa)
1	3	100000	985432	885432
1,25	3	100000	877043	777043
1,5	3	100000	894215	794215
1,75	3	100000	894186	794186
2	3	100000	905950	805950

Tabla IX Resultados posición de 70 grados

Se observa en el *Gráfico V* mostrado a continuación la pérdida de presión que se origina en el fluido en función de la longitud de conducción posterior a la válvula

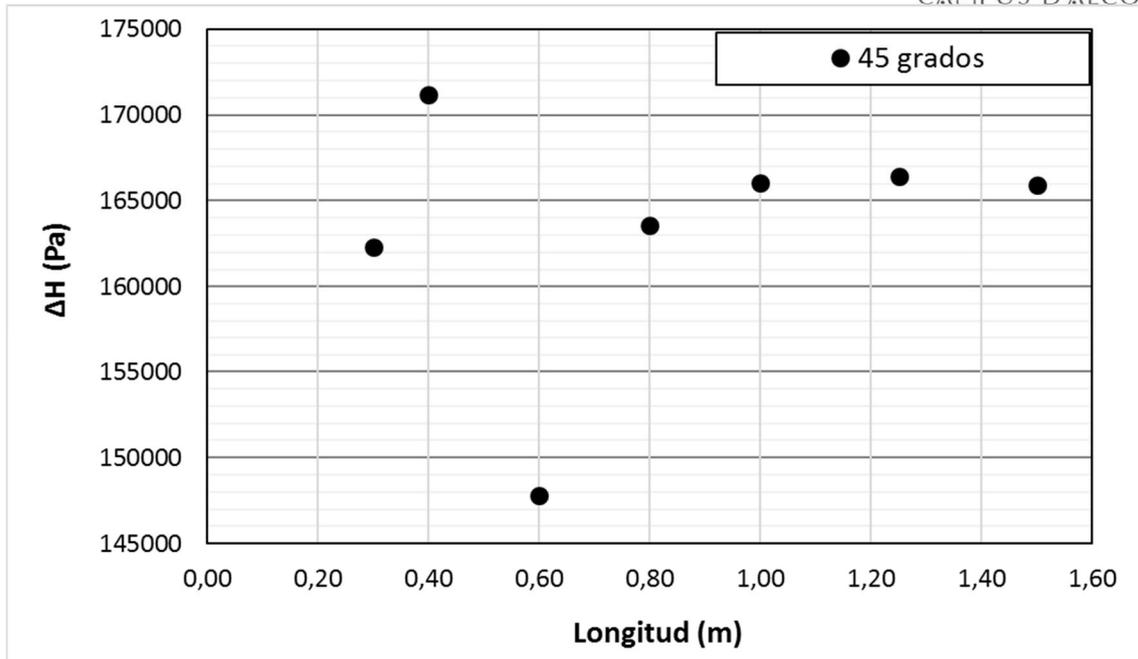


Gráfico V pérdida presión vs longitud

Analizando la convergencia de los resultados para los distintos análisis realizados se concluye que las longitudes de conducto que se deberán emplear en las simulaciones posteriores serán de 0,3m antes de la válvula y 1,8 después de la válvula al converger los resultados para valores incluso inferiores a los tomados.

3.3.4 Resultados de la calibración del método

Se muestran en la *Tabla X resultados experimentales* el resumen de los resultados de la fase experimental que servirá como objeto de comparación entre los distintos métodos:

φ (°)	v (m/s)	H entrada (Pa)	H salida (Pa)	ΔH (Pa)	k	Cierre efectivo
0	3,459	125178	117473	7705	1,29	0,00%
15	3,413	136585	117373	19212	3,30	21,16%
25	3,387	139186	117073	22114	3,86	35,90%
35	3,315	153495	116572	36923	6,72	50,59%
45	2,989	202626	114671	87954	19,69	64,58%
55	2,718	243051	112970	130081	35,22	77,38%
65	2,218	307691	110068	197622	80,37	89,00%
75	1,590	367127	107567	259561	205,45	97,81%

Tabla X resultados experimentales

Se resumen en la *Tabla XI Condiciones de contorno* los datos genéricos en todas las simulaciones

φ (°)	v (m/s)	H salida (Pa)	Cierre efectivo
0	3,451	117183	0,00%
15	3,441	117766	21,16%
25	3,382	117371	35,90%
35	3,253	116348	50,59%
45	3,030	114698	64,58%
52	2,805	113170	73,83%
58	2,560	111616	80,93%
65	2,006	109517	89,00%
70	1,752	107829	94,01%
74	1,630	107000	97,21%

Tabla XI Condiciones de contorno

Se muestran en la Tabla XII Resultados modelos k- ϵ y la Tabla XIII los resultados de las simulaciones de cada modelo

φ (°)	k- ϵ standart		k- ϵ RNG		k- ϵ realizable	
	H salida (Pa)	ΔH	H salida (Pa)	ΔH	H salida (Pa)	ΔH
0	122597	5414	122486	5303	122406	5223
15	128781	11015	129741	11975	128923	11157
25	137725	20354	136385	19014	140853	23482
35	151489	35141	143688	27340	150441	34093
45	187504	72806	186849	72151	189242	74544
52	219650	106480	214426	101256	217826	104656
58	258064	146448	265327	153711	254197	142581
65	287563	178046	301167	191650	298752	189235
70	379394	271565	357832	250003	378589	270760
74	417102	310102	409508	302508	409348	302348

Tabla XII Resultados modelos k- ϵ

φ (°)	k- ω standart		k- ω SST	
	H salida (Pa)	ΔH	H salida (Pa)	ΔH
0	122793	5610	122907	5724
15	135433	17667	128333	10567
25	132794	15423	133719	16348
35	151823	35475	148030	31682
45	176690	61992	184640	69942
52	227695	114525	223235	110065
58	251751	140135	252075	140459
65	285831	176314	282932	173415
70	380727	272898	376544	268715
74	405089	298089	411496	304496

Tabla XIII Resultados modelos k- ω

Todos los resultados se detallan y muestran en el Anexo-Calibración, dónde se pueden observar las configuraciones de cada simulación, las mallas utilizadas y los resultados obtenidos individualmente.

La curva experimental de presión aguas arriba es obtenida mediante regresión polinómica (*Gráfico VI Curva presión aguas arriba experimental*) a fin de contrastar de un modo más certero y estadísticamente los resultados experimentales y los simulados, al diferir ambos métodos en las posiciones estudiadas. En la Tabla XIV se muestran los puntos extraídos de dicha gráfica.

La curva de regresión polinómica grado 4 ha sido obtenida a partir de los datos mostrados en la tabla *Tabla XI Condiciones de contorno*.

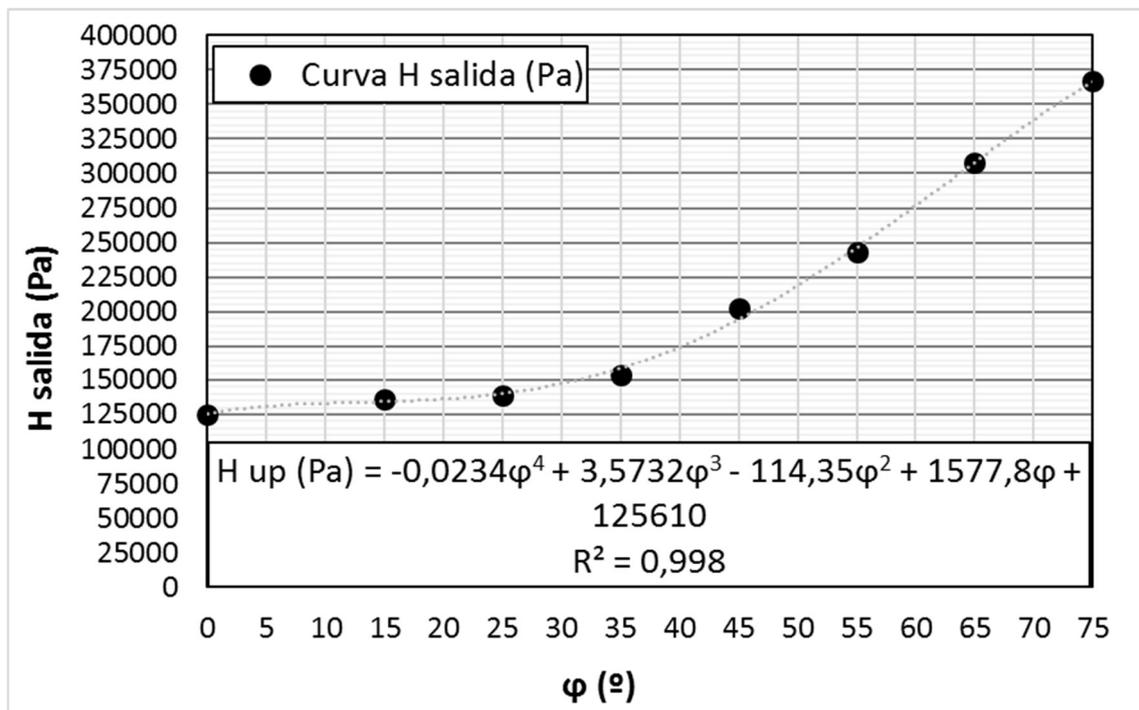


Gráfico VI Curva presión aguas arriba experimental

φ (°)	0	15	25	35	45	52	58	65	70	74
Hup (Pa)	125610	134421	140261	158781	194541	229489	264365	307910	338554	361248

Tabla XIV Puntos extraídos de la extrapolación

En el *Gráfico VII* mostrado a continuación se muestran los valores de presión calculados para cada modelo contrastados con los resultados experimentales.

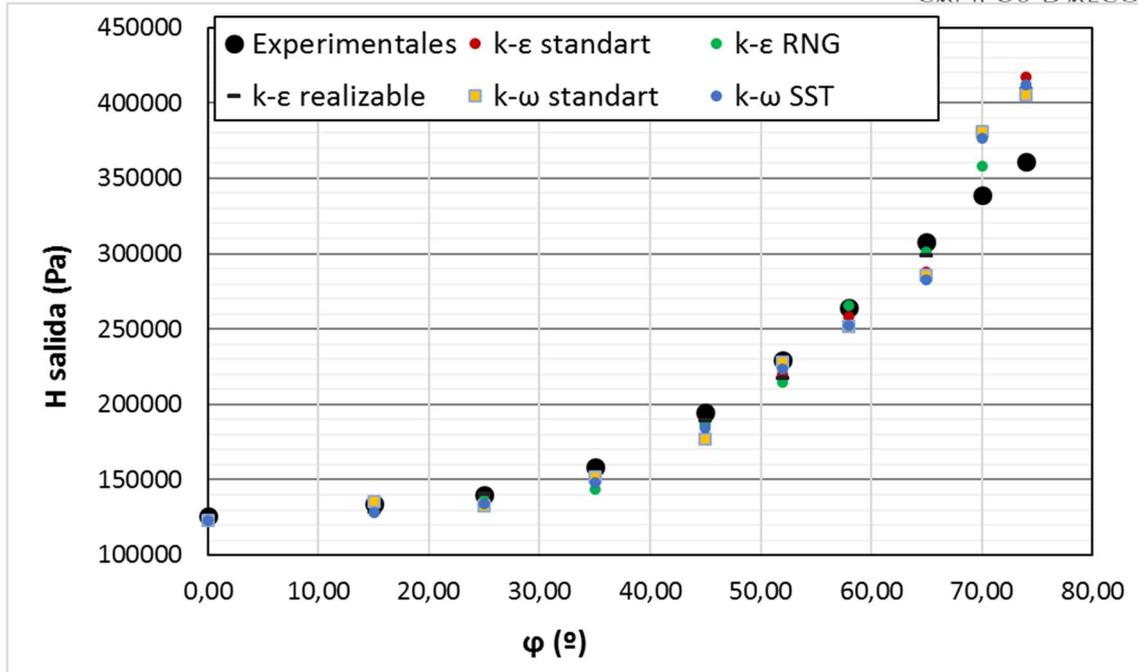


Gráfico VII Resultados de todos los modelos contrastados con los resultados experimentales

En la Tabla XV errores relativos para cada modelo RANS se recogen los errores relativos adquiridos por los resultados de la presión aguas arriba para cada modelo con respecto a los resultados experimentales

ϕ (°)	k- ϵ estándar	k- ϵ RNG	k- ϵ realizable	k- ω estándar	k- ω SST
0	0,0240	0,0249	0,0255	0,0224	0,0215
15	0,0420	0,0348	0,0409	0,0075	0,0453
25	0,0181	0,0276	0,0042	0,0532	0,0466
35	0,0459	0,0951	0,0525	0,0438	0,0677
45	0,0362	0,0395	0,0272	0,0918	0,0509
52	0,0429	0,0656	0,0508	0,0078	0,0273
58	0,0238	0,0036	0,0385	0,0477	0,0465
65	0,0661	0,0219	0,0297	0,0717	0,0811
70	0,1206	0,0569	0,1183	0,1246	0,1122
74	0,1546	0,1336	0,1332	0,1214	0,1391
Media	0,0574	0,0504	0,0521	0,0592	0,0638
Desviación	0,0451	0,0390	0,0413	0,0427	0,0373

Tabla XV errores relativos para cada modelo RANS

Analizando los resultados obtenidos, considerando que la media del error relativo más baja obtenida corresponde al modelo k- ϵ RNG, con una desviación estándar muy cercana a la más baja obtenida de igual modo, **se considera el modelo k- ϵ RNG como el modelo que más se aproxima a los resultados experimentales**. Se empleará por tanto el modelo en los análisis posteriores.

En el Gráfico VIII Comparación entre resultados experimentales y resultados del modelo RNG muestra a modo comparativo exclusivamente los resultados experimentales obtenidos y los resultados numéricos, apreciándose en él la precisión que el método tiene.

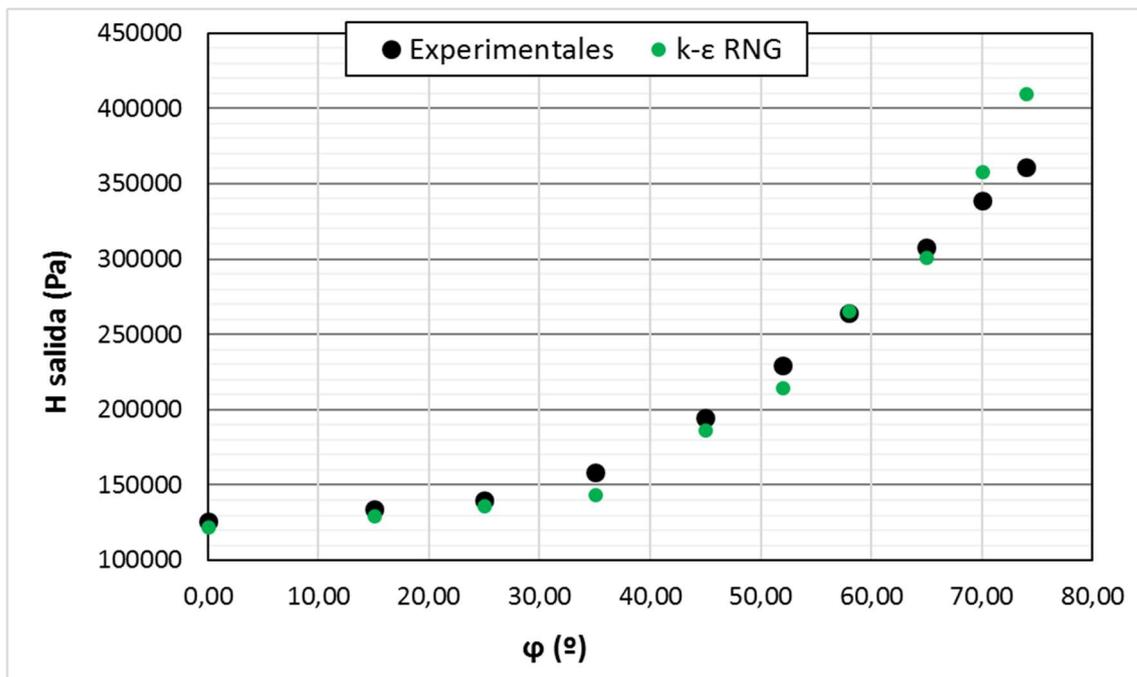


Gráfico VIII Comparación entre resultados experimentales y resultados del modelo RNG

A partir de la *Tabla XV* se concluye: Desviación máxima del 13% para el valor más elevado de cierre calculado, dicho valor tiene un carácter dudoso en cuanto a su obtención al no haberse medido con precisión durante la fase experimental. Desviaciones no superiores al 9% en el resto de puntos con una media del 5% muestran una precisión razonable en el método desarrollado.

4 Aplicación de los resultados

A tenor de los resultados obtenidos en la fase numérica de calibración, se llegó a la conclusión de que se usará el modelo k-ε RNG para simular, analizar y caracterizar el comportamiento de la válvula, tanto en el régimen permanente como en el régimen transitorio. Se estudiará el parámetro de pérdidas adimensionales 'k' para una serie comercial de válvulas a fin de aumentar la escasa información disponible. Se estudiará si el parámetro de pérdidas adimensionales 'k' es independiente del número de Reynolds (campagne et al 2002)

El parámetro de pérdidas "k" adimensional, a partir de la ecuación de pérdidas descrita en el apartado *Parámetro de estudio*, se obtiene mediante la aplicación de la siguiente ecuación:

$$k = \frac{2 * \Delta P(Pa)}{1000 * v^2 \left(\frac{m}{s}\right)}$$

Ecuación 46

4.1 Estudio del parámetro 'k' sobre el número de Reynolds

Se encontró que el efecto de la variación del número de Reynolds, para una posición de válvula fija, sobre el parámetro de pérdidas 'k' adimensionales es muy bajo para el flujo completamente turbulento (campagne et al 2002). Por ello, se ha comprobado la bondad del método desarrollado, y la certeza de la afirmación citada.

Se ha realizado un estudio en el que se simularon 3 posiciones distintas de la válvula (35 grados que representa un porcentaje efectivo de cierre del 50% *Tabla XVI k vs Reynolds para 35 grados*, 52 grados representando un 75% de porcentaje efectivo de cierre *Tabla XVII k vs Reynolds para 52 grados* y 65 grados que representa un 90% de porcentaje efectivo de cierre *Tabla XVIII k vs Reynolds para 65 grados*) simulándose 8 veces cada posición, y variando el número de Reynolds desde 10^4 hasta $2 \cdot 10^5$.

El total de los resultados se recoge en el Anexo – Reynolds del presente trabajo.

Nº Reynolds	v (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa)	ΔH (Pa)	k
10948	0,25	100000	100176	176	5,63
32845	0,75	100000	101672	1672	5,94
61311	1,4	100000	105375	5375	5,48
83646	1,91	100000	110512	10512	5,76
100726	2,3	100000	114051	14051	5,31
124812	2,85	100000	121542	21542	5,30
148899	3,4	100000	130694	30694	5,31
201452	4,6	100000	159192	59192	5,59
	k media	5,54	Desv. (s)	0,24	

Tabla XVI k vs Reynolds para 35 grados

Nº Reynolds	v (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa)	ΔH (Pa)	k
10948	0,25	113170	113859	689	22,05
32845	0,75	113170	120251	7081	25,18
61311	1,4	100000	124082	24082	24,57
83646	1,91	100000	149721	49721	27,26
100726	2,3	100000	174704	74704	28,24
124812	2,85	100000	210572	110572	27,23
148899	3,4	100000	257553	157553	27,26
201452	4,6	100000	385941	285941	27,03
	k media	26,10	Desviación	2,04	

Tabla XVII k vs Reynolds para 52 grados

Nº Reynolds	v (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa)	ΔH (Pa)	k
10948	0,25	100000	103039	3039	97,25
32845	0,75	100000	126565	26565	94,45
61311	1,4	100000	195576	95576	97,53
83646	1,91	100000	275433	175433	96,18
100726	2,3	100000	354087	254087	96,06
124812	2,85	100000	485086	385086	94,82
148899	3,4	100000	657364	557364	96,43
201452	4,6	100000	1124490	1024490	96,83
	k media	96,19	Desviación	1,09	

Tabla XVIII k vs Reynolds para 65 grados

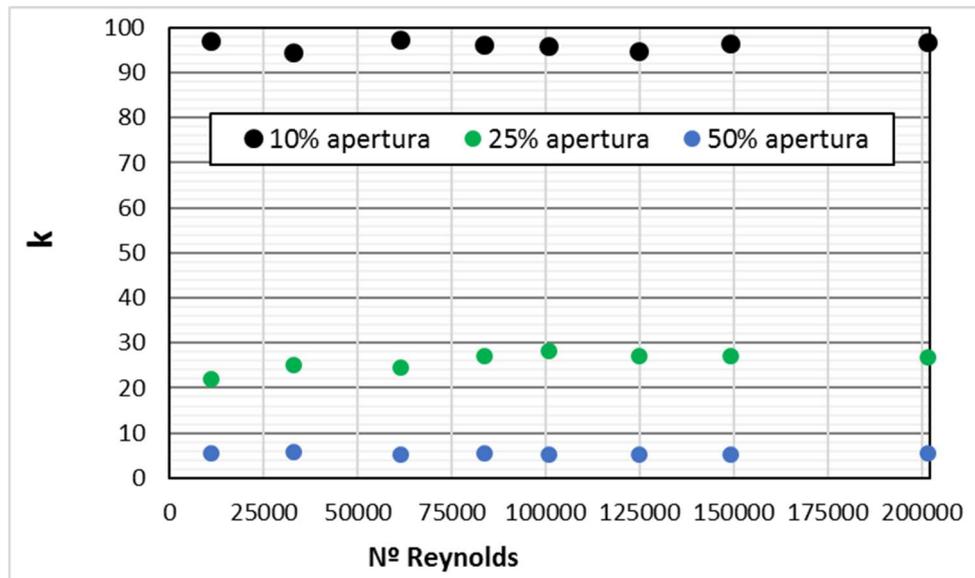


Gráfico IX Valores de k en función del número de Reynolds

A tenor de los resultados obtenidos en el *Gráfico IX Valores de k en función del número de Reynolds*, se aprecia como el valor del parámetro 'k' no crece ni decrece al aumentar o disminuir el número de Reynolds, si no que presenta oscilaciones en su valor, oscilaciones que se pueden deber a los pequeños errores envueltos en las características de la propia simulación.

Considerando que los resultados de las simulaciones se asemejan a una distribución normal (esto es porque la diferencia de los resultados es no intencionada), se obtiene que el 99% de los valores calculados de 'k' estarían dentro de los rangos:

- $[4,82 < k < 6,26]$ para la posición de 35 grados
- $[19,98 < k < 32,52]$ para la posición de 52 grados
- $[94,42 < k < 99,46]$ para la posición de 65 grados

Se observa que los resultados obtenidos respecto a la variación del parámetro 'k' con el número de Reynolds, para valores de Reynolds suficientemente elevados, son concordantes con los resultados encontrados en "*A method for pressure calculation in a ball valve containing bubbles*" (Campagne et al 2002), constatándose el hecho de que el parámetro 'k' es independiente del número de Reynolds.

4.2 Curvas características de los datos experimentales

Se obtendrá la curva de pérdidas adimensionales 'k' para los resultados experimentales, Tabla XIX resultados experimentales

φ (°)	v (m/s)	ΔH (Pa)	k	Cierre efectivo
0	3,459	7705	1,288	0,0000
15	3,413	19212	3,299	0,2116
25	3,387	22114	3,855	0,3590
35	3,315	36923	6,721	0,5059
45	2,989	87954	19,688	0,6458
55	2,718	130081	35,218	0,7738
65	2,218	197622	80,368	0,8900
75	1,590	259561	205,450	0,9781

Tabla XIX resultados experimentales

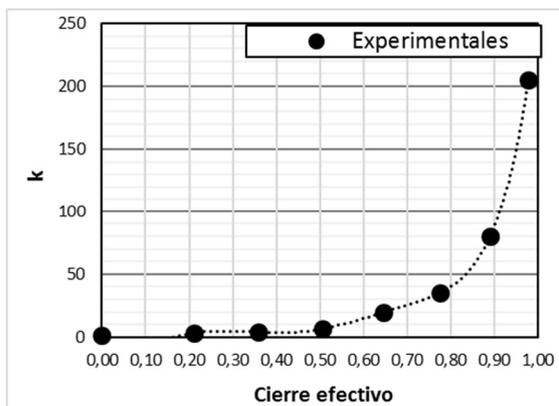


Gráfico X k vs cierre efectivo

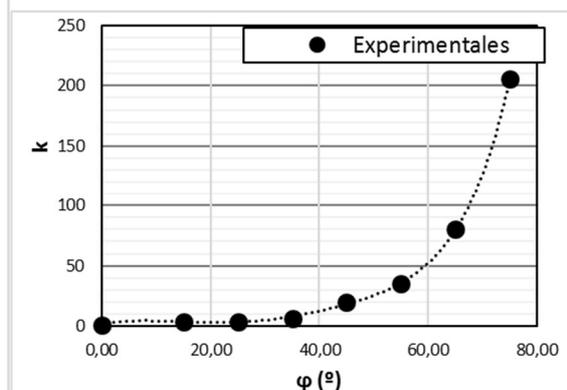


Gráfico XI k vs posición

Las ecuaciones obtenidas para las curvas mediante regresión polinómica son las siguientes:

Las ecuaciones obtenidas para las curvas mediante regresión polinómica son las siguientes:

Para la curva de pérdidas características "k" en función del porcentaje efectivo de cierre (*Gráfico X k vs*):

$$k = 15.211(C.e)^6 - 40.757(C.e)^5 + 41.763(C.e)^4 - 20.080(C.e)^3 + 4.484,8(C.e)^2 - 360,88(C.e) + 1,2884$$

Ecuación 47

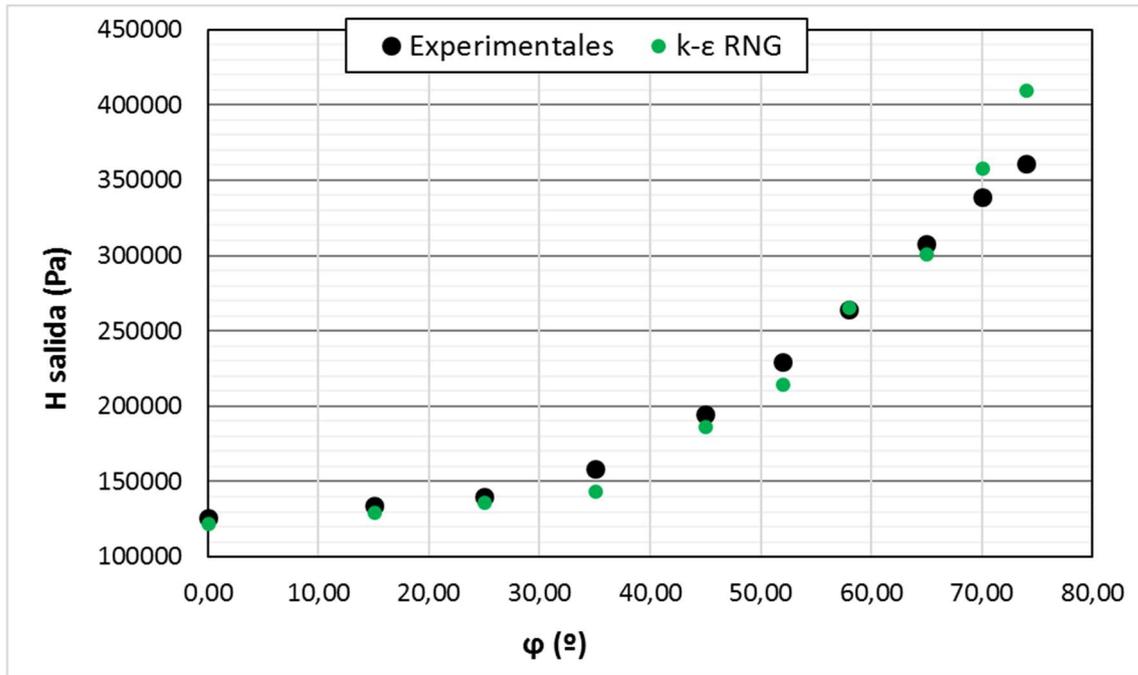
C.e es el coeficiente de cierre efectivo, definido como Closure effective

La curva de pérdidas singulares "k" en función del ángulo de cierre o de la posición de la válvula es (*Gráfico XI k vs posición*):

Caracterización y modelización numérica del comportamiento de una válvula de esfera mediante CFD con validación experimental

$$k = 9 \cdot 10^{-9} \cdot \varphi^6 - 9 \cdot 10^{-7} \cdot \varphi^5 + 9 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi^4 + 2,4 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi^3 - 9,17 \cdot 10^{-2} \cdot \varphi^2 + 9,91 \cdot 10^{-1} \cdot \varphi + 1,2734$$

Ecuación 48



4.3 Curvas características para una serie comercial de válvulas

La serie comercial de válvulas estudiada ha sido la serie estándar - Válvulas de bola PVC-U del fabricante Cepex, y se ha analizado desde la válvula de DN32 hasta la de DN100.

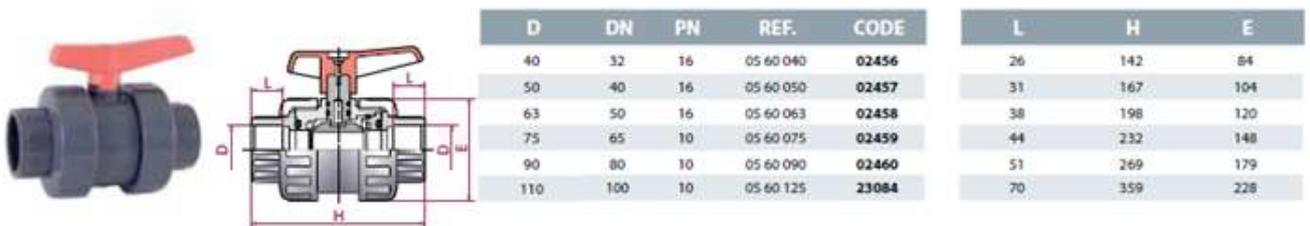


Ilustración XVIII Dimensiones serie PVC-U

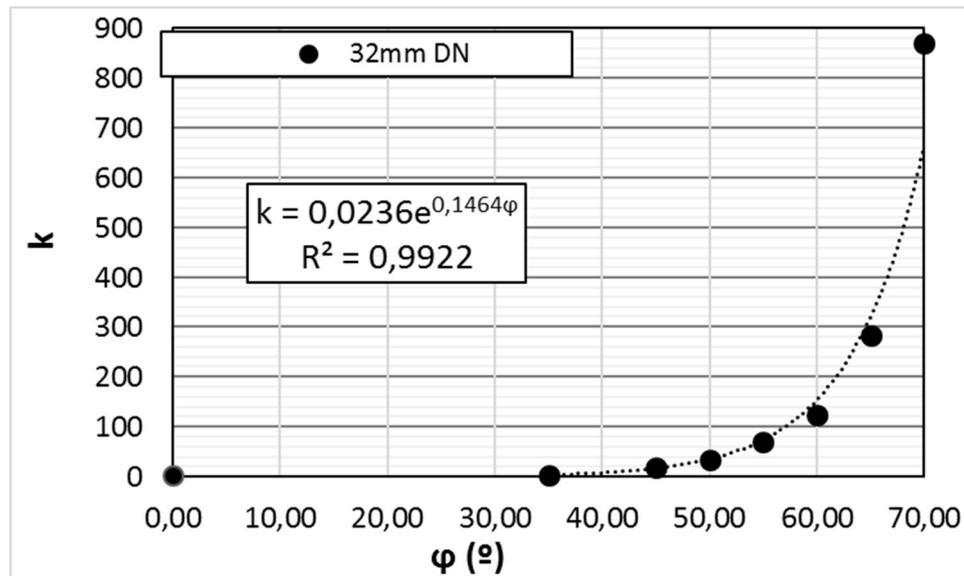
Se ha seguido la metodología descrita en 2. *Materiales y métodos* y obtenido las curvas de pérdidas adimensionales 'k' para cada tipo de válvula (Se detallan en el Anexo-Serie comercial los resultados de todas las simulaciones)

4.2.1 Válvula DN32

Para la válvula de 32mm de diámetro nominal, teniendo en consideración que el cierre completo se produce en la posición de 73 grados de cierre, se recogen los resultados en la *Tabla XX Resultados simulación válvula DN32* y se representan en *Gráfico XII*

φ ()	v (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa)	ΔH [Pa]	k	Cierre efectivo
0	1	100000	101068	1068	2,14	0,00
35	1	100000	102085	2085	4,17	0,53
45	1	100000	109368	9368	18,74	0,68
50	1	100000	117329	17329	34,66	0,75
55	1	100000	134926	34926	69,85	0,81
60	1	100000	162315	62315	124,63	0,88
65	1	100000	241687	141687	283,37	0,93
70	1	100000	535418	435418	870,84	0,98

Tabla XX Resultados simulación válvula DN32



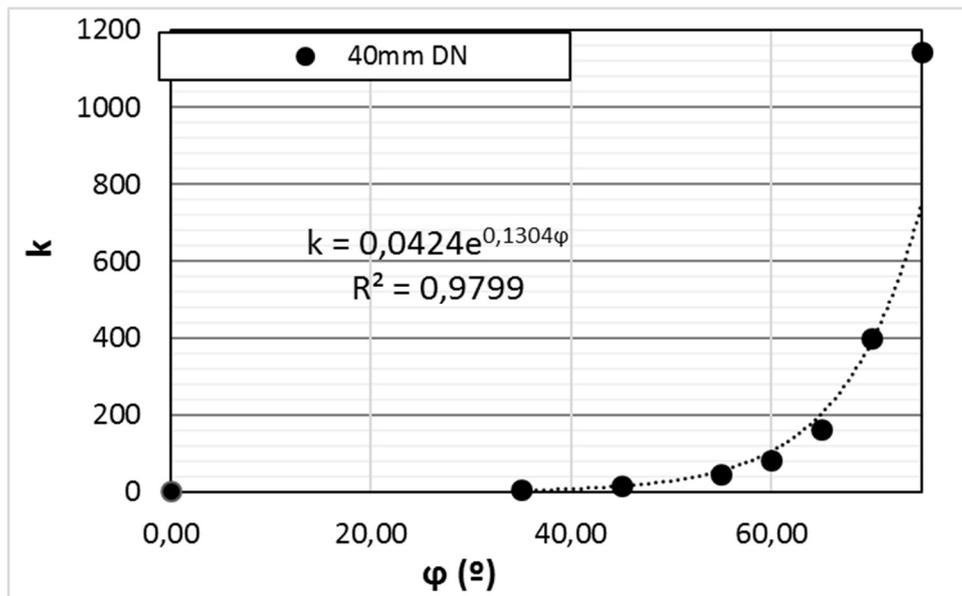
Gráfico XII comportamiento válvula DN32

4.2.2 Válvula DN40

Los resultados obtenidos para la válvula de 40mm de diámetro nominal, teniendo en consideración que el cierre completo se produce en la posición de 77 grados de cierre se recogen en *Tabla XXI Resultados simulación válvula DN40* y se representan gráficamente en *Gráfico XIII*:

φ ()	v (m/s)	H salida (Pa)	H entr. (Pa)	(ΔH) [Pa]	k	Cierre efectivo
0	1	100000	101255	1255	2,51	0,00
35	1	100000	102678	2678	5,36	0,50
45	1	100000	107229	7229	14,46	0,64
55	1	100000	122722	22722	45,44	0,78
60	1	100000	140862	40862	81,72	0,84
65	1	100000	180567	80567	161,13	0,89
70	1	100000	298627	198627	397,25	0,94
75	1	100000	671641	571641	1143,28	0,99

Tabla XXI Resultados simulación válvula DN40



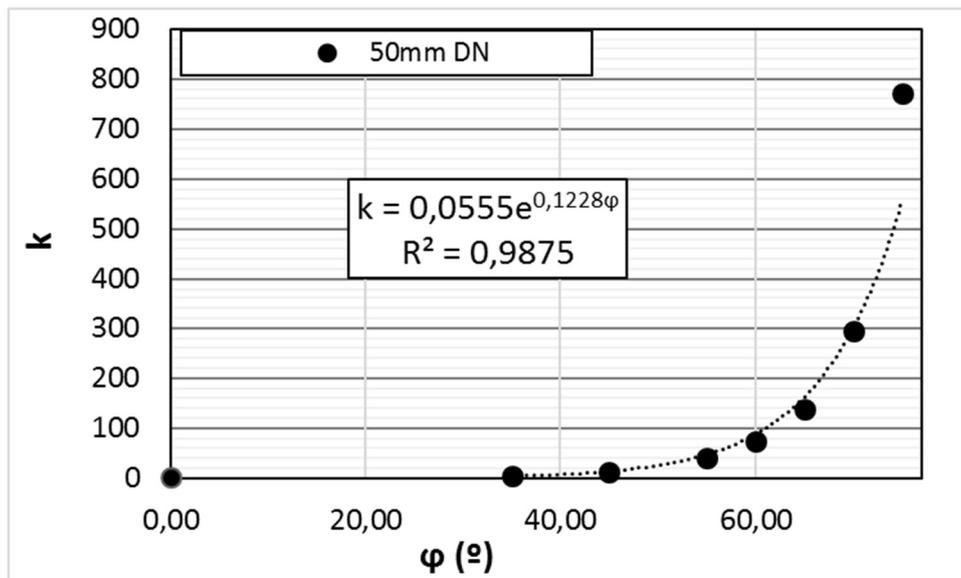
Gráfico XIII comportamiento válvula DN40

4.2.3 Válvula DN50

Los resultados obtenidos para la válvula de 50mm de diámetro nominal, teniendo en consideración que el cierre completo se produce en la posición de 79 grados de cierre se recogen en la *Tabla XXII Resultados simulación válvula DN50* y representan gráficamente en *Gráfico XIV*:

φ ()	v (m/s)	H salida (Pa)	H entrada (Pa)	ΔH [Pa]	k	Cierre efectivo
0	1	100000	101021	1021	2,04	0,00
35	1	100000	102512	2512	5,02	0,48
45	1	100000	106732	6732	13,46	0,62
55	1	100000	120569	20569	41,14	0,75
60	1	100000	137203	37203	74,41	0,81
65	1	100000	169145	69145	138,29	0,86
70	1	100000	247790	147790	295,58	0,92
75	1	100000	485293	385293	770,59	0,96

Tabla XXII Resultados simulación válvula DN50



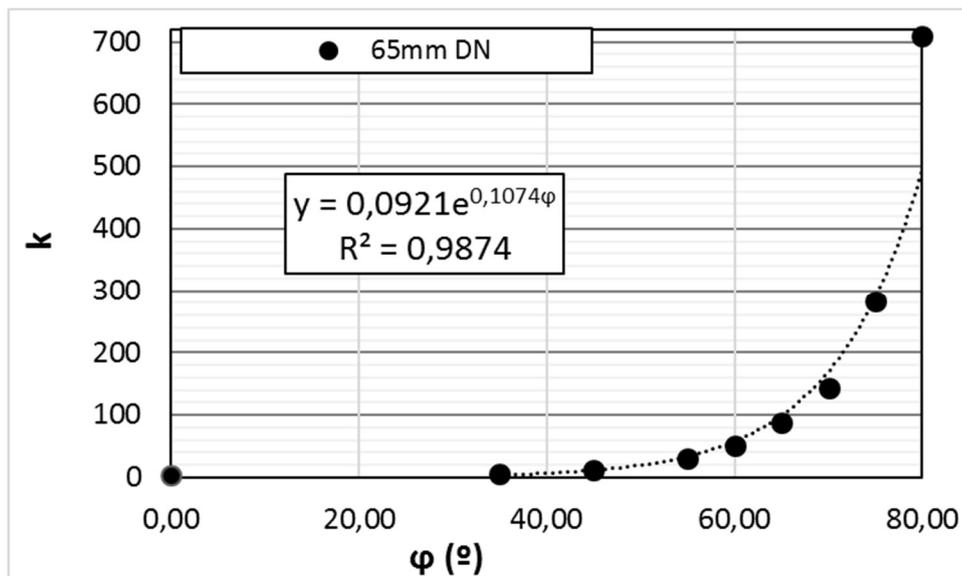
Gráfico XIV comportamiento válvula DN50

4.2.4 Válvula DN65

Los resultados obtenidos para la válvula de 65mm de diámetro nominal, teniendo en consideración que el cierre completo se produce en la posición de 82 grados de cierre se recogen en la Tabla XXIII Resultados simulación válvula DN65 y representan gráficamente en el Gráfico XV:

φ ()	v (m/s)	H salida (Pa)	H entrada. (Pa)	ΔH [Pa]	k	Cierre efectivo
0	1	100000	101474	1474	2,95	0,00
35	1	100000	102402	2402	4,80	0,47
45	1	100000	105856	5856	11,71	0,60
55	1	100000	115013	15013	30,03	0,73
60	1	100000	125428	25428	50,86	0,79
65	1	100000	143770	43770	87,54	0,84
70	1	100000	172004	72004	144,01	0,90
75	1	100000	241080	141080	282,16	0,94
80	1	100000	454420	354420	708,84	0,98

Tabla XXIII Resultados simulación válvula DN65

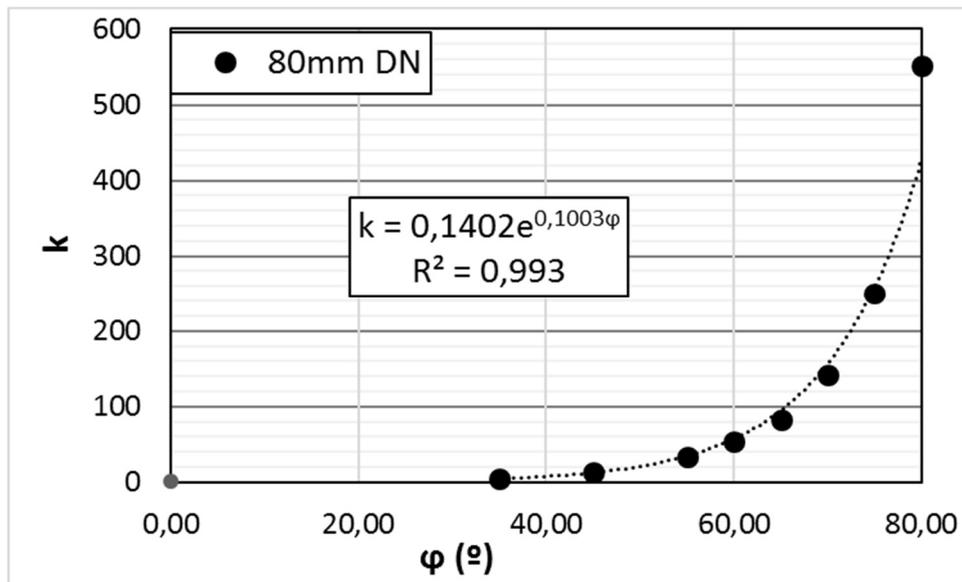


4.2.5 Válvula DN80

Los resultados obtenidos para la válvula de 80mm de diámetro nominal, teniendo en consideración que el cierre completo se produce en la posición de 85 grados de cierre se recogen en la Tabla XXIV Resultados simulación válvula DN80 y representan gráficamente en el Gráfico XVI:

φ ()	v (m/s)	H salida (Pa)	H entr. (Pa)	ΔH [Pa]	k	Cierre efectivo
0	1	100000	100349	349	0,70	0,00
35	1	100000	102621	2621	5,24	0,44
45	1	100000	106587	6587	13,17	0,57
55	1	100000	116356	16356	32,71	0,70
60	1	100000	126830	26830	53,66	0,76
65	1	100000	141742	41742	83,48	0,81
70	1	100000	170887	70887	141,77	0,86
75	1	100000	225012	125012	250,02	0,91
80	1	100000	375881	275881	551,76	0,96

Tabla XXIV Resultados simulación válvula DN80



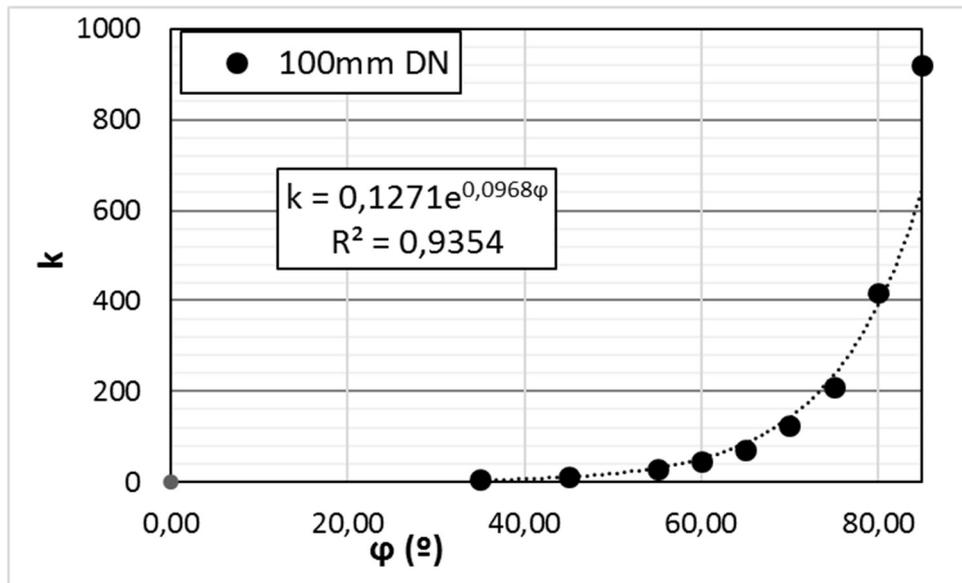
Gráfico XVI Comportamiento válvula DN80

4.2.6 Válvula DN100

Los resultados obtenidos para la válvula de 100mm de diámetro nominal, teniendo en consideración que el cierre completo se produce en la posición de 86 grados de cierre se recogen en la *Tabla XXV Resultados simulación válvula DN100* y representan gráficamente en el *Gráfico XVII*:

φ ()	v (m/s)	H salida (Pa)	H entr. (Pa)	(ΔH) [Pa]	k	Cierre efectivo
0	1	100000	100165	165	0,33	0,00
35	1	100000	102642	2642	5,28	0,44
45	1	100000	105819	5819	11,64	0,57
55	1	100000	114424	14424	28,85	0,70
60	1	100000	122184	22184	44,37	0,76
65	1	100000	135770	35770	71,54	0,81
70	1	100000	161722	61722	123,44	0,86
75	1	100000	204752	104752	209,50	0,91
80	1	100000	308631	208631	417,26	0,96
85	1	100000	560021	460021	920,04	0,99

Tabla XXV Resultados simulación válvula DN100



Gráfico XVII comportamiento válvula DN100

4.2.7 Resumen de resultados

La *Tabla XXVI resumen resultados válvulas comerciales* recoge el resumen de los resultados obtenidos, representados gráficamente en *Gráfico XVIII*. Se ha caracterizado el comportamiento de las distintas válvulas mediante una curva de regresión polinómica de carácter exponencial, con el patrón de la Ecuación 49:

$$k = Ae^{B\theta}$$

Ecuación 49

Dónde k es el valor del parámetro de pérdidas adimensional estudiado, y θ es el grado de cierre de la válvula. Se recogen en la *Tabla XXVII* los valores de A y B para cada válvula. Además del valor R^2 del ajuste realizado.

φ (°)/ k	DN32	DN40	DN50	DN65	DN80	DN100
0	2,14	2,51	2,04	2,95	0,70	0,33
35	4,17	5,36	5,02	4,80	5,24	5,28
45	18,74	14,46	13,46	11,71	13,17	11,64
55	69,85	45,44	41,14	30,03	32,71	28,85
60	124,63	81,72	74,41	50,86	53,66	44,37
65	283,37	161,13	138,29	87,54	83,48	71,54
70	870,84	397,25	295,58	144,01	141,77	123,44
75	∞	1143,28	770,59	282,16	250,02	209,50
80	∞	∞	∞	708,84	551,76	417,26
85	∞	∞	∞	∞	∞	920,04

Tabla XXVI resumen resultados válvulas comerciales

	A	B	R^2
DN32	0,0236	0,1464	0,992
DN40	0,0424	0,1304	0,980
DN50	0,0555	0,1228	0,988
DN65	0,0921	0,1074	0,987
DN80	0,1402	0,1003	0,993
DN100	0,1271	0,0968	0,935

Tabla XXVII valores curva regresión exponencial $k = Ae^{B\theta}$

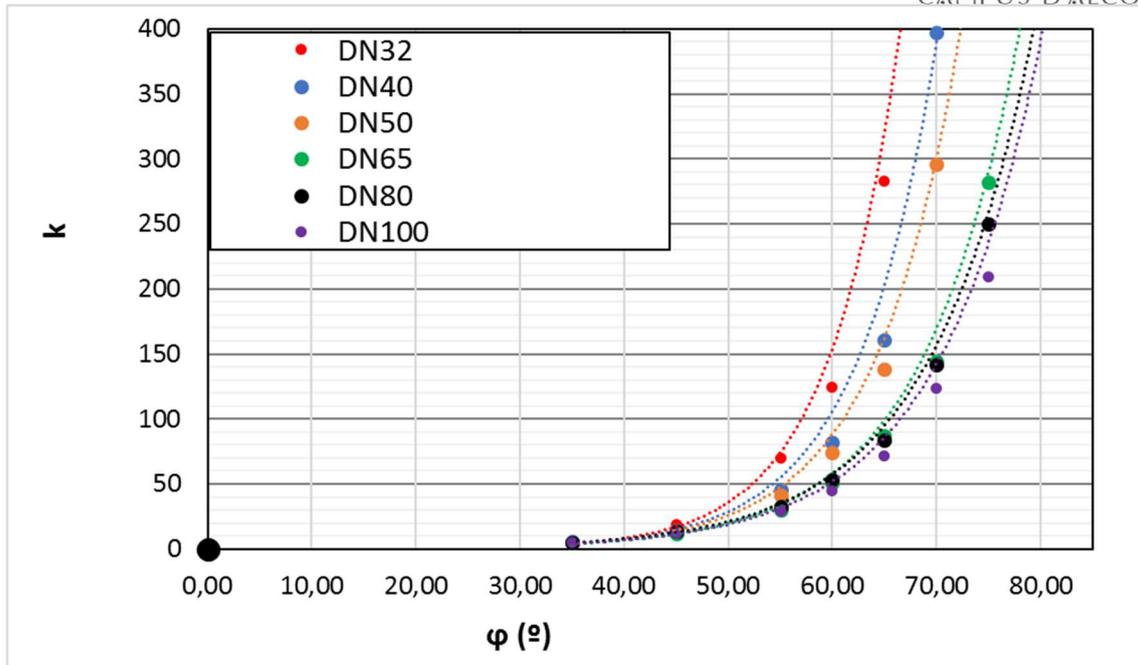


Gráfico XVIII comportamiento serie comercial de válvulas

En el *Gráfico XVIII* se muestran tanto los valores de la curva 'k' obtenidos para los distintos tamaños de válvula como la curva de regresión exponencial que las caracteriza. Se observa como la curva se desplaza hacia la derecha al aumentar el diámetro de la válvula.

4.3 Estudio del régimen transitorio

Los fenómenos de variación de presiones producidos por variaciones en las velocidades son conocidos dentro de la mecánica de fluidos con el nombre de transitorios. (Pérez Farras, L.E. y Guitelman, A.)

El funcionamiento de las válvulas consistente en variar el coeficiente de pérdidas al cambiar el grado de apertura provoca cambios en el régimen del fluido originando efectos hidráulicos transitorios.

La cantidad de movimiento que posea el líquido cuando se modifica su régimen ha de ser disipada por una fuerza, esta fuerza causa un aumento de presión que se transmite por el interior del fluido a la velocidad de propagación de las ondas característica del propio fluido. Este incremento de presión será dependiente de la velocidad del cambio y de la velocidad de propagación de onda (Arias Palacios y Zabala Morocho 2013).

Las ecuaciones que rigen el régimen transitorio fueron definidas por Saint Venant a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes, y simplificadas por Allievi para ciertas condiciones. No obstante, a día de hoy siguen siendo demasiado complejas para poder resolverlas en determinados casos, y ha sido el desarrollo de la mecánica de fluidos computacional la que ha dado un gran paso en el estudio de transitorios, gracias a las simplificaciones y la posibilidad de desarrollar las ecuaciones de Navier-Stokes.

El aumento progresivo de la potencia de procesamiento de los computadores permite resolver mediante métodos numéricos el régimen transitorio que es descrito por ecuaciones diferenciales (Librandi R. 2012)

El estudio de fenómenos transitorios es de vital importancia, pues su relevancia es tal que puede producir sobrepresiones que alcancen el valor de 100 veces la presión normal para conducciones cerradas (Michel Lahlou Z. 2008), el efecto que provoca dichas sobrepresiones es conocido por “golpe de ariete”, por lo tanto, su correcto estudio es necesario para evitar sobredimensionamientos debidos a la incertidumbre que existe actualmente sobre estos fenómenos, y, además, evita las roturas que tan a menudo se dan en redes de abastecimiento, por ejemplo.

Se conoce como sobrepresión a toda presión superior a las características normales de funcionamiento previstas. La principal problemática de las sobrepresiones reside en el incremento de fuerzas y tensiones que genera sobre los materiales que las soportan, y se debe tener en cuenta a fin de evitar deformaciones elásticas o plásticas que pongan en riesgo la integridad de la instalación (Carmona R. y Aguilar L. 1987)



Ilustración XIX Ejemplo de roturas por fenómenos transitorios (Fuente: www.edn.com)

Los principales fenómenos que pueden afectar a la sobrepresión alcanzada son el diámetro de la válvula y/o tubería, la ley de cierre que impera (se ha visto en el apartado 3.2 *Resultados de la caracterización geométrica* que es no lineal), y, fundamentalmente, el tiempo durante el cual la válvula se está maniobrando.

El tiempo de cierre (T_c) está definido como el intervalo en el cual se produce una modificación del régimen de movimiento de un fluido, modificación derivada de una maniobra (que puede ser de cierre o de apertura, de forma total o de forma parcial). Es también nombrado como tiempo de cierre de válvula o tiempo de parada (López Perales, J.A. 2014).

Se define como tiempo efectivo de cierre (T_{ef}) como el tiempo durante el cual es provocada una gran diferencia en la cantidad de movimiento del fluido, responsable del efecto del golpe de ariete. Matemáticamente se representa como la tangente máxima de la curva que representa la variación de caudal con respecto a la variación del tiempo.

$$T_{ef} = \frac{\Delta Q}{\frac{dq}{dt}_{max}}$$

Ecuación 50

El fenómeno del golpe de ariete es modelizado por las ecuaciones de Michaud, que determinan la sobrepresión máxima que se alcanza en función de si el cierre es considerado como cierre lento o cierre rápido. La determinación del tipo de cierre es función de la celeridad de onda \mathbf{a} , de la longitud de las conducciones \mathbf{L} , del material (caracterizado por su módulo de elasticidad, \mathbf{E}), del diámetro de las tuberías \mathbf{D} y del espesor de éstas, \mathbf{e} y de la velocidad del fluido, \mathbf{v} . Las ecuaciones están descritas en el Anexo-Régimen transitorio. La ecuación de Michaud que determina el valor de la sobrepresión es calculada según la Ecuación 51.

$$\Delta H = \frac{av}{g}$$

Ecuación 51

En el presente trabajo se ha utilizado el método desarrollado para estudiar la válvula, a tenor de los resultados obtenidos en el apartado de calibración, se ha simulado el comportamiento en régimen transitorio. El objetivo es descubrir el valor de la sobrepresión alcanzada por el cierre de la válvula, y el tiempo efectivo de cierre.

Las condiciones aplicadas al estudio consisten en la suposición de que la válvula está conectada a una bomba que inicialmente proporciona 60.000 Pa (inlet) de presión con un caudal de 1,8 litros/s, y la válvula descarga con una presión solicitada (outlet) 50.000Pa. Los supuestos han sido realizados a fin de simplificar y facilitar el análisis, las comparativas posteriores se realizarán de forma relativa a las condiciones iniciales a fin de generalizar los resultados. Se ha empleado el modelo que se ha concluido más óptimo, el modelo k-ε RNG. Los resultados se recogen en el Anexo- Régimen transitorio.

Se han monitorizado los resultados cada 1.5 segundos, obteniendo los resultados de la *Tabla XXVIII*

Tiempo (s)	φ (º)	% cierre	H entrada (Pa)	H salida (Pa)	v media (m/s)
0	0	0,00%	60000	50000	1,157
3	8	10,45%	60000	50000	1,157
4,5	12	15,61%	60000	50000	1,156
6	16	20,76%	60000	50000	1,155
7,5	20	25,92%	60000	50000	1,154
9	24	31,07%	60000	50000	1,152
10,5	28	36,23%	60000	50000	1,148
12	32	41,38%	60000	50000	1,145
13,5	36	46,54%	60000	50000	1,140
15	40	51,70%	60000	50000	1,136
16,5	44	56,85%	62109	50000	1,132
18	48	62,01%	65000	50000	1,127
19,5	52	67,16%	66788	50000	1,120
21	56	72,32%	69300	49482	1,130
22,5	60	77,47%	71171	49320	1,080
24	64	82,63%	74652	32517	0,967
25,5	68	87,79%	109224	21057	0,847
27	72	92,94%	165354	10325	0,480
28,5	76	97,10%	301775	2067	0,144
30	80	100,00%	347916	0	0,000

Tabla XXVIII resultados régimen transitorio

Con el fin de comparar los resultados, de un modo más generalista, se ha diseñado el *Gráfico XIX*

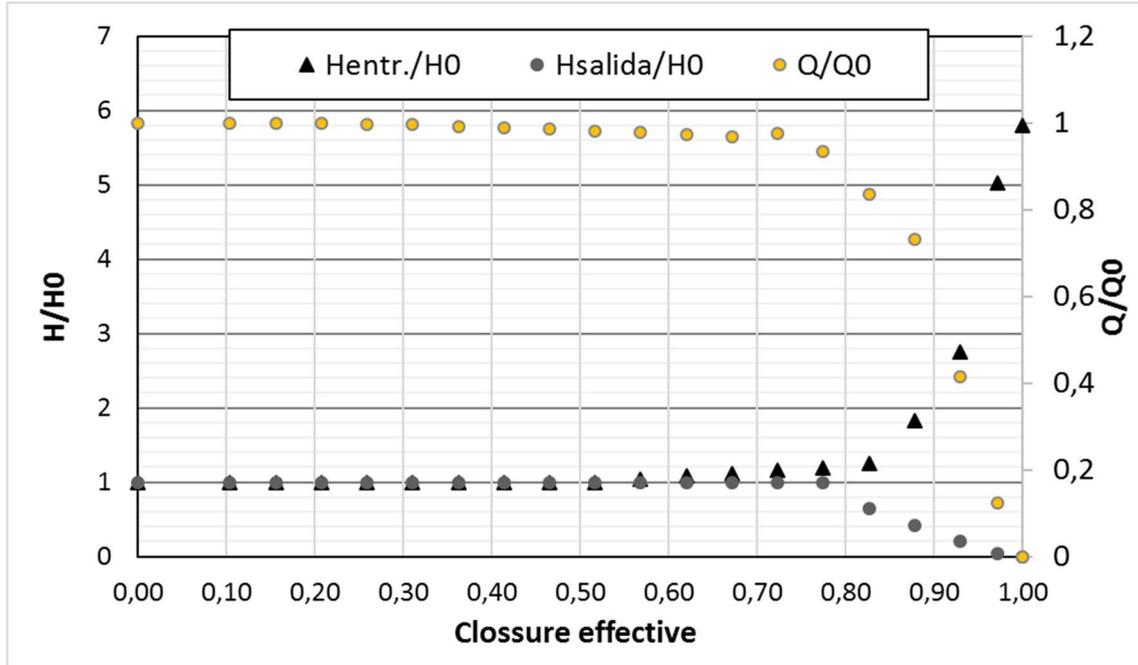


Gráfico XIX estudio régimen transitorio

Del comportamiento de la válvula en el régimen transitorio se puede deducir que para un tiempo de cierre de 30s, el valor de la sobrepresión alcanzado es de 5,5 veces el valor de la presión nominal. Además, el tiempo efectivo de cierre se genera a partir del 80% o 60°, ya que antes de este punto las variaciones de presión y caudal son inapreciables.

De la amplia gama de posibles simulaciones que nos proporciona el programa, se han empleado una serie de simulaciones con caudal de entrada constante, y distinto tiempo de cierre de la válvula, a fin de encontrar si existe una relación entre la sobrepresión máxima y el tiempo de cierre, o entre el cierre efectivo de la válvula y el tiempo de cierre.

El proceso por el que se requiere un caudal constante no es usualmente empleado en la industria, y es muy complejo de conseguir, no obstante, a fin de comparar los resultados obtenidos es un método válido, que permite conocer de forma más rápida la relación estudiada, a pesar de que el valor relativo de sobrepresión no será certero para la mayoría de los casos, si lo será el comportamiento general.

Para ello, con una velocidad media de fluido de 1m/s, una presión aguas debajo de 50000Pa, se ha calculado la presión para tres tiempos de cierre distintos, 30, 15 y 10s, obteniendo los resultados mostrados en la Tabla XXIX

Tiempo (s)	φ (°)	v (m/s)	% cierre	H salida (Pa)	Hentr. (Pa) 30s tc	Hentr. (Pa) 15 tc	Hentr (Pa) 10s tc
3	8	1	10,45%	50000	51116	51223	51241
6	16	1	20,76%	50000	51337	51369	51303
9	24	1	31,07%	50000	52279	52341	52224
12	32	1	41,38%	50000	53847	53926	53636
15	40	1	51,70%	50000	57719	57590	57325
18	48	1	62,01%	50000	66531	66483	65557
21	56	1	72,32%	50000	85701	85998	84063
24	64	1	82,63%	50000	144041	144152	138059
27	72	1	92,94%	50000	377202	389456	347916
30	80	1	100,00%	50000	523087	533336	491540

Tabla XXIX resultados régimen transitorio velocidad constante

No se aprecian grandes diferencias en la presión resultado de la simulación, a pesar de que la presión final para el caso de 10s como tiempo de cierre es ligeramente inferior a las demás, no se puede concluir que exista una variación significativa, de haberla, la lógica indica que la presión debería ser superior a menor tiempo de cierre, por lo tanto, se achaca dicha diferencia a los errores que toda simulación conlleva.

Los resultados mostrados en la *Tabla XXIX resultados régimen transitorio velocidad constante* coinciden con relativa exactitud con los resultados teóricos calculados en el Anexo – Régimen transitorio, en los que se determina que el valor de sobrepresión alcanzado por golpe de ariete para un cierre rápido deberá ser cercano a 425000Pa.

5. Conclusiones

Una vez desarrollado el presente Trabajo Final de Grado, se puede concluir que:

- 1) Con los resultados mostrados en el apartado 2.4.3.1 *Análisis de sensibilidad de número de elementos/nodos de malla* se puede afirmar que caracterizar una simulación de CFD mediante el volumen de paso, permite reducir significativamente el número de elementos y/o nodos necesarios, con el consiguiente ahorro en tiempo necesario de computación (Arora, Sanjeev, Barak, 2009).
- 2) En este caso, la limitación impuesta por la licencia académica de ANSYS Fluent® no supone ningún impedimento para el correcto desempeño del trabajo, puesto que el número de elementos y/o nodos es suficiente en este caso (2.4.3.1 *Análisis de sensibilidad de número de elementos/nodos de malla*). Por tanto, el uso de este software en el desarrollo de trabajos académicos puede ser de gran utilidad para el conocimiento del comportamiento de los fluidos en estructuras y/o elementos de regulación.
- 3) Se ha propuesto una metodología de trabajo para desarrollar una validación experimental mediante uso de técnicas de CFD, que permite conocer y extrapolar la determinación de la constante de pérdidas singulares en un elemento de control, concretamente, una válvula de bola.
- 4) Se ha desarrollado un análisis comparativo para seleccionar el modelo de turbulencia que mejor determina el comportamiento del fluido a su paso por la válvula. En este caso, de todos los modelos de turbulencia tipo RANS empleados, el que mejor resultados ofrece comparando con los resultados experimentales es el modelo k- ϵ RNG ((2.4.4 *Calibración*). Esta comparación ha sido desarrollada mediante la determinación del error relativo.
- 5) Los resultados obtenidos, una vez la metodología ha sido desarrollada, indican que para este caso de estudio se ha podido caracterizar el comportamiento del fluido con un margen de error respecto a resultados experimentales no superior al 9% (2.4.4 *Calibración*).
- 6) Se constató el hecho de que el parámetro de pérdidas singulares 'k' es independiente del número de Reynolds para valores de Reynolds característicos del flujo turbulento, superiores a 10^4 (Chern and Wang 2004) (*Estudio del parámetro 'k' sobre el número de Reynolds*).

- 7) Una vez el modelo fue calibrado, se analizó una serie comercial de diferentes diámetros de válvulas de bola. En este análisis, el valor de pérdidas adimensionales 'k' decrece al aumentar el diámetro nominal de la válvula para la misma posición, así como incrementándose el valor máximo del grado de cierre (4.2.7 *Resumen de resultados*)
- 8) La mayoría de curvas de pérdidas adimensionales 'k' características de las válvulas de esfera simuladas pueden caracterizarse mediante una función exponencial, las cuales presentan un buen ajuste cuadrático (4.2.7 *Resumen de resultados*)
- 9) Del mismo modo, se ha analizado el comportamiento de la válvula a través de una malla móvil, en el cual se ha analizado tanto el tiempo de cierre efectivo de la válvula como los valores de sobrepresión alcanzados para diferentes tiempos de cierre. En la válvula estudiada, el valor de la sobrepresión alcanzado para un tiempo de cierre de 30s es de 5,5 veces la presión nominal, además, esta sobrepresión no varía excesivamente dentro del intervalo de 10 a 30 segundos para el tiempo de cierre. El cierre efectivo se produce a partir del 80% o de 60° de cierre, y no varía para los distintos tiempos de cierre estudiados (4.3 *Estudio del régimen transitorio*).
- 10) El conocimiento del valor del coeficiente de pérdidas de carga singular (k) para cada porcentaje de cierre permite mejorar la modelización de los sistemas hidráulicos tanto en régimen permanente como en régimen transitorio. La extensión de estos estudios a otros elementos de control es necesaria para la mejora del diseño de los sistemas de distribución, así como la gestión de los mismos (Deglota et al, 2016).
- 11) Finalmente, la técnica de CFD permite simular el comportamiento de los fluidos, por lo que puede ser usada como laboratorio virtual, con el gran ahorro económico y de tiempo que representa frente a laboratorios experimentales (Rous and Janna, 2004)

6. Bibliografía y referencias

6.1 Referencias

- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE 2001), *Handbook of Fundamentals*: Atlanta
- ARIAS PALACIOS L.G. Y ZABALA MOROCHO J.M (2013) “Análisis en estado estacionario y transitorio de las condiciones de operación del poliducto quito – Ambato” en Escuela politécnica Nacional - Facultad de ingeniería mecánica
- ARORA, SANJEEV, BARAK Y BOAZ 2009 *Computational complexity: A modern approach*:. Cambridge.
- BADANO N.D, Y MENÉNDEZ A.N (2014) “Evaluación de metodologías para la modelación Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) de la capa límite en conductos circulares lisos” en Instituto Nacional del Agua (INA) *2do encuentro de investigadores en formación de recursos hídricos (IFRA 2014)* Buenos Aires, Argentina, 9-10 octubre de 2014.
- CAMPAGNE ET AL (2002) “A method for pressure calculation in ball valves containing bubbles” en *Jornal of Fluids Engineering* 124 pag 765-771
- CAPOTE ET AL, 2008 “Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios” en *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Calculo y Diseño en Ingeniería* vol 24 pg 227-245
- CARMONA PAREDES R. Y AGUILAR MORENO L. (1987) “*Transitorios hidráulicos en conductos a presión*” en Instituto de ingeniería - Universidad nacional autónoma de México
- CASTILLO L.G ET AL (2010), “Comparación de resultados de laboratorio y simulaciones numéricas. Resaltos hidráulicos” en Universidad politécnica de Cartagena *Seguridad de presas, aspectos hidrológicos e hidráulicos*.
- CHERN J.M., AND WANG, C.C. (2004) “Control of volumetric flow-rate of ball valve using V-port” *Jornal of Fluids engineering*, 126, pág. 471-481
- DAILY J.W. Y HARLEMAN D.F., 2011 *DINÁMICA DE LOS FLUIDOS*:
- DELGODA D, MALANO H, SALEEM SK, HALGAMUGE MN, 2016. Irrigation control based on model predictive control (MPC): Formulation of theory and validation using weather forecast data and AQUACROP model. *Environmental Modelling&Software* 78: 40-53.

- FERNÁNDEZ TENA A. Y CASAN CLARÁ P. (2014), “Aplicaciones de la dinámica de fluidos computacional a la neumología” en *separ 2015*, Instituto Nacional de Silicosis, Hospital Universitario Central de Asturias, Facultad de Medicina, Universidad de Oviedo, Oviedo, España
- FLUENT, A. (2015). Theory Guide and User's Guide. Ansys Inc, USA.
- HIDALGO V.H. et al (2014) “Numerical investigation of unsteady cavitation around a NACA 66 hydrofoil using OpenFOAM” en *Iop science en earth and environmental science* el 22 de mayo del 2014.
- KURON, M. (2016), “3 criteria for assessing CFD Convergence” en *Engineering.com*, 6 Enero 2016
<<http://www.engeeneering.com/DesingSoftware/DesingSoftwareArticles/Article/D/9296/3-Criteria-for-Assessing-CFD-Convergence.aspx>>
- LAUNDER, B.E, SPALDING D.B (1974) “The numerical computation of turbulent flows”. Computer methods en *applied mechanics and engineering*, pg 269-289
- LIBRANDI R. (2012) *Análisis en régimen transitorio y su aplicación en gasoductos de alta presión* en Petrotecnia
<<http://www.petrotecnia.com.ar/abril12/sin/Analisis.pdf>> [Consulta: 28 de abril de 2017]
- LÓPEZ PERALES J.A. (2014) “Tema 11” *Cátedra en ingeniería rural*
<www.ingenieriarural.com> [Consulta: 14 de mayo de 2017]
- LOZANO DURÁN A.(2013), “Notas sobre computational Fluid Dynamics” en torroja.dmt.upm.es <http://torroja.dmt.upm.es/adrian/wp-content/uploads/2013/10/Notas_CFD_Alozano2013.pdf> [Consulta: 8 de marzo de 2017]
- MICHAEL LAHLOU Z. (2008) Golpe de Ariete, *National enviromental services center*
<http://www.nesc.wvu.edu/pdf/dw/publications/ontap/2009_tb/spanish/water_hammer_DWFSOM141.pdf> [Consulta: “21 de mayo de 2017]
- MONTES SUAY F. (2012) *Estadística Básica*: Universitat de valencia.
- MOUJAES, S.F., JAGAN, R. 2008. 3D CFD Predictions and Experimental Comparisons of Pressure Drop in a Ball Valve at Different Partial Openings in Turbulent Flow. *Journal of Energy Engineering* 134(1): 24–28.
- PÉREZ FARRÁS, L.E. Y GUITELMAN, A (2005), *Estudio de transitorios: Golpe de ariete*, Buenos Aires: Facultad de ingeniería
<http://www.fi.uba.ar/archivos/institutos_golpe_ariete.pdf> [Consulta: 20 de mayo de 2017]

- RODRÍGUEZ CLAVETE D. (2016), *Cavitating flow in a 3D globe valve*, Universidad de A Coruña
- ROUSS, G. AND JANNA W. (2004) "Determination of discharge coefficients for ball valves with calibrated inserts" en *ASME Fluid Power Systems and Technology*, pg 31-40
- RUMSEY C., 2014 "TURBULENCE MODELING VERIFICATION AND VALIDATION" en NASA Langley research center, *52nd AIAA Aerospace Sciences Meeting* 13-17 de enero del 2014
- SUMNER J., Y MASSON C (2010), "CFD in Wind Energy: The virtual, multiscale Wind Tunnel" en *Energies MDPI* Vol 3, No 5, 2010, 989-1014
- WHITE F.M. (2008), *Mecánica de fluidos (quinta edición)*, University of Rhode Island: Mc Graw Hill
- YOGHEHS G. ET AL (2011) "Numerical prediction of valve coefficients and Unsteady Cavitating Turbulent Flow in a Ball Valve"

6.2 Bibliografía

- ANSYS, Inc., "ANSYS CFX. Solver Theory Guide. Release 13.0.", (2010).
- CEPEX (2007), "PVC-U Ball Valve Standart Series catalogue",
- FLOW (2011). Science, Inc., "FLOW 3D. Theory v10.0",
- FLUENT, A. (2015). Theory Guide and User's Guide. Ansys Inc, USA.
- HIDALGO V.H. 2014, "Cavitating Flow Simulation whit mesh deveolpment using Salome" en Singapore *Proceedings of the 11th international conference of hidroynamics (ICHHD 2014)* 19-24 octubre 2014: Singapore
- JARAMILLO DÍAZ J.D. Y CÁRDENAS BAÑOL H.A. 2015 *Número de Reynolds*, para Corporación universitaria minuto de Dios, Girardot.
- RODRÍGUEZ-GUERRA SALGUEIRO, J.A. (2015), *Análisis CFD del comportamiento hidrodinámico de una hélice de paso controlable en flujo libre*, Trabajo de final de grado. Universidad de Vigo: Vigo.
- SOLIDWORKS, I. (2002). Solidworks corporation. Concord, MA.
- TECNOLOGÍA MARÍTIMA (2012), *Mecánica de fluidos computacional (CFD), aplicaciones navales*, en <tecnologia-maritima.blogspot.com.es> [Consulta: 25 de abril de 2017]
- VEGA PETROCHE J.E. (2015), *Simulación del comportamiento de una bomba turbina hidráulica mediante CFD*, Proyecto final de carrera. Universidad Politécnica de Cataluña: Barcelona