

Trabajo de Fin de Master

DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA DE CARACTERIZACIÓN DE VÁLVULAS DE AIRE EN ADMISIÓN MEDIANTE TÉCNICAS COMPUTACIONALES

Intensificación: HIDRÁULICA URBANA

Autor:

MAX J. GONZÁLEZ FUERTES

Director:

DR. PEDRO L. IGLESIAS REY

Cotutor:

MTR. SALVADOR GARCÍA TODOLÍ

MARZO 2018



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

máster en ingeniería
hidráulica y medio ambiente
mihma

DEDICATORIA

“Este trabajo está dedicado a toda mi familia, en especial a mi Madre Beatriz por su apoyo incondicional”.

DATOS DEL PROYECTO

Título: *DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA DE CARACTERIZACIÓN DE VÁLVULAS DE AIRE EN ADMISIÓN MEDIANTE TÉCNICAS COMPUTACIONALES.*

Alumno: MAX JOSÉ GONZÁLEZ FUERTES.

Director: DR. PEDRO L. IGLESIAS REY.

Fecha de Lectura: MARZO, 2018.

RESUMEN

Este trabajo toma como punto de partida la falta de fiabilidad de la información técnica proporcionada por algunos fabricantes. Es decir, las curvas características de admisión y expulsión de válvulas de aire (ventosas) recogidas en los catálogos no coinciden con los resultados experimentales de laboratorio; esto genera un desconocimiento de la capacidad real de admisión de la ventosa y su inadecuada selección, lo cual termina poniendo en peligro la instalación en la que están instaladas. Además, la actual normativa de caracterización de válvulas de aire UNE-EN 1074-4, presenta una elevada complejidad experimental y dos de sus métodos son hasta cierto punto cuestionables.

Con estos antecedentes, en vista del avance de la dinámica de fluidos computacional (CFD), este trabajo desarrolla una metodología que permite predecir las características neumáticas de válvulas de aire en admisión mediante el uso de técnicas computacionales. El análisis se realiza sobre dos modelos de válvula, el modelo A tiene tres sub modelos de acuerdo a la configuración de entrada A-Seta, A-Down y A-Side, el cuerpo de la ventosa es similar en todas; el modelo B comprende una válvula con geometría interior diferente a la anterior.

La metodología inicia con la representación del modelo geométrico de la válvula, posteriormente se realiza un mallado tetraédrico no estructurado que luego se transforma a poliédrico para mejorar la calidad ortogonal de la malla. Considerando como fluido un gas ideal se determina que el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST caracteriza con mayor precisión el flujo de aire, se utiliza dicho modelo para realizar el análisis de sensibilidad de malla, determinando 4 mm como tamaño óptimo de celda. Sin embargo, las curvas características obtenidas presentan discrepancias en sus extremos.

En consecuencia, a partir de los resultados del análisis CFD se calculan los coeficientes característicos de admisión de la válvula utilizando varios modelos teóricos de flujo, determinando que el modelo de flujo incompresible que considera densidad constante similar a la densidad del aire a la salida de la válvula $G_{i,2}$ es el que realiza el mejor ajuste de las curvas características. Con esta metodología complementaria se reduce el tiempo de cálculo CFD considerablemente.

Finalmente se concluye que la forma y disposición de los elementos de una ventosa influyen directamente en su comportamiento y rendimiento, tal y como se evidencia en las válvulas modelo A, las cuales a pesar de tener el mismo cuerpo pero con entradas diferentes, modifican el flujo de aire y arrojan más o menos caudal dependiendo del tipo de cubierta.

Palabras clave: Válvula de aire, CFD, admisión, curva característica.

RESUM

DESENROTLLAMENT D'UNA METODOLOGIA DE CARACTERITZACIÓ DE VÀLVULES D'AIRE EN ADMISSIÓ PER MITJÀ DE TÈCNiques COMPUTACIONALS

Este treball presa com a punt de partida la falta de fiabilitat de la informació tècnica proporcionada per alguns fabricants. És a dir, les corbes característiques d'admissió i expulsió de vàlvules d'aire arreglades en els catàlegs no coincidixen amb els resultats experimentals de laboratori; açò genera un desconeixement de la capacitat real d'admissió de la ventosa i la seua inadequada selecció, la qual cosa acaba posant en perill la instal·lació en què estan instal·lades. A més, l'actual normativa de caracterització de vàlvules d'aire UNE-EN 1074-4, presenta una elevada complexitat experimental i dos dels seus mètodes són fins a un cert punt qüestionables.

Amb estos antecedents, en vista de l'avanç de la dinàmica de fluids computacional (CFD) , este treball desenrotlla una metodologia que permet predir les característiques pneumàtiques de vàlvules d'aire en admissió per mitjà de l'ús de tècniques computacionals. L'anàlisi es realitza sobre dos models de vàlvula, el model A té tres sub models d'acord amb la configuració d'entrada A-Seta, A-Down i A-Side, el cos de la ventosa és semblant en totes; el model B comprén una vàlvula amb geometria interior diferent de l'anterior.

La metodologia inicia amb la representació del model geomètric, posteriorment es realitza un mallado tetraèdric no estructurat que després es transforma a polièdric per a millorar la qualitat ortogonal de la malla; s'utilitza un model de flux sense turbulència (Inviscid) per a realitzar l'anàlisi de sensibilitat de malla, determinant 4 mm com a grandària òptima de cel·la. Considerant com a fluid un gas ideal es determina que el model de turbulència k- ϵ SST caracteritza amb més precisió el flux d'aire, no obstant això, les corbes característiques obtingudes requereixen d'un ajust en els seus extrems.

En conseqüència, a partir dels resultats de l'anàlisi CFD es calculen els coeficients característics d'admissió de la vàlvula utilitzant diversos models teòrics de flux, determinant que el model de flux incompressible que considera densitat constant semblant a la densitat de l'aire a l'eixida de la vàlvula ($G_{i,2}$) és el que realitza el millor ajust de les corbes característiques.

Finalment es conclou que la forma i disposició dels elements d'una ventosa influeixen directament en el seu comportament i rendiment, tal com s'evidencia en les vàlvules model A, les quals a pesar de tindre el mateix cos però amb entrades diferents, modifiquen el flux d'aire i tiren més o menys cabal depenent del tipus de cubierta.

Paraules clau: vàlvula d'aire, CFD, admissió, corba característica.

ABSTRACT

DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY FOR AIR VALVES CHARACTERIZATION IN AIR INTAKE CONDITIONS USING COMPUTATIONAL TECHNIQUES

This work takes as a starting point the lack of reliability of the technical information provided by some manufacturers. That is to say, the characteristic curves of intake and expulsion of air valves collected in the catalogs do not coincide with the experimental laboratory results; this generates a lack of knowledge of the valve's actual admission capacity and its inadequate selection, which ends up endangering the installation in which they are installed. In addition, the current regulation of characterization of air valves UNE-EN 1074-4, presents a high experimental complexity and two of its methods are to some extent questionable.

With this background, in view of the progress of computational fluid dynamics (CFD), this work develops a methodology for air valves characterization in air intake conditions using computational techniques. The analysis is carried out on two valve models, the model A has three sub-models according to the input configuration A-Seta, A-Down and A-Side, the body of the valve is similar in all; Model B comprises a valve with internal geometry different from the previous one.

The methodology starts with the representation of the geometric model of the valve, then an unstructured tetrahedral mesh is made, which is then transformed into polyhedral to improve the orthogonal quality of the mesh. Considering an ideal gas as fluid, it is determined that the turbulence model $k-\omega$ SST characterizes with greater precision the air flow, this model is used to perform the mesh sensitivity analysis, determining 4 mm as the optimum cell size. However, the characteristic curves obtained show discrepancies in their extremes.

Consequently, from the results of the CFD analysis, the characteristic coefficients of valve intake are calculated using several theoretical flow models, determining that the incompressible flow model that considers constant density similar to the density of the air at the outlet of the valve ($G_{i,2}$) is the one that performs the best adjustment of the characteristic curves. With this complementary methodology, the CFD calculation time is reduced considerably.

Finally, it is concluded that the shape and arrangement of the elements of an air valve directly influence their behavior and performance, as evidenced by the Model A valves, which despite having the same body but with different inputs, modify the flow of air and they throw more or less flow depending on the type of coverage.

Keywords: Air valve, CFD, air intake, characteristic curve.

ÍNDICE DE CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN	1
2. INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE LAS VÁLVULAS DE AIRE	3
2.1. Principio de funcionamiento de las válvulas de aire	4
2.2. Clasificación de las válvulas de aire	5
2.2.1. Válvulas de pequeño orificio	6
2.2.2. Válvulas de gran orificio	6
3. ESTADO DEL ARTE DE LA CARACTERIZACIÓN DE VÁLVULAS DE AIRE	9
3.1. Curva característica de una válvula de aire	9
3.2. Caracterización experimental de válvulas de aire	11
3.2.1. Normativa vigente	11
3.2.2. Técnicas para la caracterización experimental	12
3.2.3. Problemática relativa a la caracterización experimental de válvulas de aire	14
3.3. Modelos teóricos de flujo	17
3.3.1. Modelos de flujo compresible	17
3.3.1.1. Flujo isoentrópico en toberas	18
3.3.1.2. Analogía entre el flujo en toberas y flujo en ventosas	21
3.3.1.3. Analogía entre el flujo en tuberías y flujo en ventosas	23
3.3.2. Modelos de flujo incompresible	24
4. INTRODUCCIÓN A LA DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS	27
4.1. Etapas en el desarrollo de un modelo CFD	27
4.1.1. Pre-procesado	28
4.1.1.1. Definición de la geometría	28
4.1.1.2. Generación de la malla	28
4.1.1.3. Condiciones de contorno	32
4.1.1.4. Definición de las propiedades del fluido	32
4.1.2. Solver	32
4.1.2.1. Método basado en la presión (Pressure based solver)	32
4.1.2.2. Método basado en la densidad (Density Based Solver)	33
4.1.2.3. Modelos numéricos de flujo turbulento	33
Modelos K- ϵ	34
Modelos K- ω	35
4.1.2.4. Tipos de flujo convectivo	35
4.1.2.5. Esquemas de discretización	36
4.1.2.6. Convergencia iterativa	36
4.1.3. Post-procesado	37

4.2. Estudios preliminares de caracterización de válvulas de aire aplicando CFD.....	37
4.2.1. Análisis CFD de toberas convergentes-divergentes	37
4.2.2. Caracterización de válvulas de aire aplicando CFD	38
4.3. Ventajas y desventajas del análisis de válvulas de aire mediante técnicas CFD.....	40
5. METODOLOGÍA PARA LA CARACTERIZACIÓN DE VÁLVULAS DE AIRE EN ADMISIÓN APLICANDO CFD.....	41
5.1. Geometría	41
5.2. Mallado y análisis de sensibilidad	44
5.3. Solver.....	47
5.3.1. Método de resolución	47
5.3.2. Modelos.....	48
5.3.3. Selección de material y configuración de condiciones de operación	49
5.3.4. Condiciones de contorno	49
5.3.5. Formulación del método de solución y discretización del flujo.....	50
5.3.6. Convergencia iterativa	51
5.3.7. Inicialización de la solución	51
5.3.8. Monitoreo de la simulación	51
5.4. Post-proceso.....	52
5.4.1. Análisis de resultados.....	54
5.5. Validación de la metodología de caracterización	57
6. METODOLOGÍA COMPLEMENTARIA PARA EL AJUSTE DE CURVAS CARACTERÍSTICAS OBTENIDAS MEDIANTE CFD	61
6.1. Modelos de flujo compresible e incompresible aplicados.....	61
6.2. Cálculo de coeficientes característicos de admisión.....	62
6.3. Metodología para el ajuste de curvas	63
6.4. Análisis estadístico	65
6.4.1. Indicadores descriptivos.....	65
6.4.2. Índices de ajuste.....	68
6.5. Resultados del ajuste de curvas características	71
7. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS	75
7.1. Conclusiones.....	75
7.2. Desarrollos futuros.....	78
8. BIBLIOGRAFÍA	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. a) Ventosa cerrada ($p_t > 0$) b) Ventosa expulsando aire [12].	4
Figura 2. a) Ventosa cerrando b) Ventosa cerrada (depresión) [12].	5
Figura 3. Válvulas de pequeño orificio [13].	6
Figura 4. Válvulas de gran orificio [13].	6
Figura 5. Combinación de una válvula de gran orificio con un purgador [13].	7
Figura 6. Curva característica de una válvula de aire de gran orificio [12].	9
Figura 7. Curva característica de una válvula de aire de pequeño orificio [12].	10
Figura 8. Esquema de instalación para ensayo de válvulas de aire en fase de admisión (UNE-EN 1074-2).	11
Figura 9. Configuraciones para la instalación del ensayo de la fase de admisión de válvulas de aire (UNE-EN- 1074-4).	12
Figura 10. Diferencias entre curvas características del fabricante y datos experimentales [3].	14
Figura 11. Influencia de la cubierta en la curva característica [3].	16
Figura 12. Flujo en una tobera.	19
Figura 13. Zonas de un modelo CFD y su transformación en regiones [26].	28
Figura 14. Disposición de las fronteras e interfaces en el modelo [26].	29
Figura 15. Dominio continuo y discreto [26].	29
Figura 16. Diferentes tipos de mallado en el plano central de la ventosa [14].	30
Figura 17. Relación de aspecto en distintas geometrías [27].	31
Figura 18. (a) Contornos de velocidad; (b) Contornos de presión resultantes CFD [32].	38
Figura 19. Validación del modelo CFD de una ventosa: Ensayo con agua [5].	39
Figura 20. Validación del modelo CFD de una ventosa: Ensayo con aire [5].	39
Figura 21. Válvulas de aire utilizadas para el análisis CFD.	41
Figura 22. Geometría interna de las válvulas de aire	43
Figura 23. Volúmenes de fluido	43
Figura 24. Contornos de la válvula A-Side.	44
Figura 25. Transformación de malla tetraédrica a poliédrica; (arriba) tetraédrica, (abajo) poliédrica.	45
Figura 26. Análisis de sensibilidad de malla válvula A-Down.	47
Figura 27. Configuración de la condición de contorno de entrada.	50
Figura 28. Monitorio de los criterios de convergencia.	52
Figura 29. Extracción de resultados de fluent.	53
Figura 30. Contornos de velocidad y presión, vectores de velocidad y línea de corriente de la válvula A-Side.	54
Figura 31. Contornos de velocidad y presión, vectores de velocidad y línea de corriente de la válvula A-Down.	55
Figura 32. Contornos de velocidad y presión, vectores de velocidad y línea de corriente de la válvula A-Seta.	56
Figura 33. Contornos de velocidad a -0.3 bares (izq.) y -0.4 bares (der.) de la válvula B.	57
Figura 34. Curvas características obtenidas mediante CFD.	59
Figura 35. Ajuste de la curva característica de la válvula A-Side.	63
Figura 36. Ajuste de la curva característica de la válvula A-Down.	64
Figura 37. Ajuste de la curva característica de la válvula A-Seta.	64
Figura 38. Ajuste de la curva característica de la válvula B.	65
Figura 39. Diagramas de caja y bigotes Válvulas A-Side y A-Down	66

Figura 40. Diagramas de caja y bigotes Válvulas A-Seta y B.	67
Figura 41. Diagrama de caja del Índice de Nash.	71
Figura 44. Ajuste de curvas características aplicando el modelo $G_{1,2}$	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Relación entre cantidad de aire disuelto en el agua y presión absoluta.....	3
Tabla 2. Técnicas para la caracterización experimental de ventosas	13
Tabla 3. Resultados extremos de funcionamiento de válvulas de aire.....	15
Tabla 4. Efecto del número de Match sobre las propiedades del flujo al atravesar un conducto	18
<i>Tabla 5. Resultados del análisis del flujo compresible en una tobera.....</i>	<i>21</i>
Tabla 6. Fase de admisión de una ventosa.....	22
Tabla 7. Valores típicos de skewness	30
Tabla 8. Medidas de válvulas de aire	42
Tabla 9. Análisis de sensibilidad de malla	46
Tabla 10. Error relativo entre modelos de turbulencia y resultados de laboratorio	48
Tabla 11. Resultados del análisis CFD	58
Tabla 12. Modelos de flujo compresible e incompresible	61
Tabla 13. Comparación de coeficientes característicos de admisión	62
Tabla 14. Clasificación del índice de desempeño C.....	68
Tabla 15. Indicadores de ajuste de modelos de flujo.....	69
Tabla 16. Análisis de varianza de los Índices de Nash.....	70
Tabla 17. Resultados del ajuste de curvas características	72

1. INTRODUCCIÓN

El procedimiento de vaciado en una tubería genera eventos hidráulicos que pueden causar problemas si las válvulas de aire¹ no están bien dimensionadas. En aplicaciones prácticas, los ingenieros siguen las recomendaciones del manual de la American Water Works Association (AWWA)[1] o de los fabricantes sobre el tamaño y la ubicación de válvulas de aire a lo largo de una tubería, con el fin de evitar subpresiones que puede causar el colapso del sistema.

Una selección inapropiada del tamaño y ubicación de la válvula de aire produce no sólo presión por debajo de la atmosférica sino también un drenaje lento del sistema. Por lo tanto, para la fase de admisión se recomienda que el volumen de aire admitido por las válvulas de aire sea el mismo que el volumen de agua drenado [2].

Este trabajo toma como punto de partida la falta de fiabilidad de la información técnica proporcionada por algunos fabricantes. Es decir, las curvas características de admisión y expulsión de las ventosas recogidas en los catálogos no coinciden con los resultados experimentales de laboratorio [3]. Esto genera notables diferencias entre la capacidad real de admisión y el caudal de aire para el cual se seleccionó la válvula. En definitiva, la inadecuada selección de válvulas termina poniendo en peligro la instalación en la que están instaladas.

En España, la norma UNE-EN 1074-4 definida por la AENOR [4], indica que las características facilitadas por el fabricante de válvulas de aire deben ser el caudal de aire en función de la presión. Además determina cuales son los métodos de ensayo para determinar las características neumáticas de la ventosa. Específicamente, el apéndice B concerniente a la admisión de aire, indica que la instalación de ensayo debe ser capaz de crear un caudal de aire del exterior al interior de la válvula, ya sea, generando un gradiente de presión positivo entre el exterior y el interior de la válvula, o provocando una presión negativa dentro de la misma. Esta metodología de ensayo resulta cuestionable ya que la verificación del correcto funcionamiento de las válvulas de aire en admisión se garantiza únicamente con el segundo procedimiento. No obstante, este método de ensayo tiene una elevada complejidad experimental por las necesidades tecnológicas y energéticas requeridas. Es por ello que se buscan alternativas para la caracterización de estos elementos.

Actualmente el avance de la dinámica de fluidos computacional (de ahora en adelante *CFD* por sus siglas en inglés), ha proporcionado la base para una mayor comprensión de la dinámica de flujos. El análisis *CFD* dispone de varios modelos matemáticos que permiten caracterizar el comportamiento de un fluido a través de una sección determinada, a un costo relativamente más bajo que la experimentación en laboratorio. Investigaciones recientes ([5], [6]), han demostrado la aplicabilidad de las técnicas *CFD* en la caracterización de válvulas de aire, aplicando distintos modelos de flujo compresible e incompresible, se puede representar con un margen de error mínimo el comportamiento de las mismas. Sin embargo, hasta el momento no se ha podido determinar un modelo de flujo que caracterice adecuadamente la fase de admisión de aire. Es por ello que en el presente trabajo se desarrollará una metodología para caracterizar válvulas de aire en fase de admisión utilizando técnicas *CFD*.

¹ En este documento se acepta el término *ventosa* como denominación similar a *válvula de aire*.

Así, el objetivo principal del trabajo es establecer una metodología que permita predecir las características neumáticas de admisión de una válvula de aire utilizando como base técnicas computacionales CFD. Para ello se definirá inicialmente el modelo geométrico de la válvula a representar, discutiendo la influencia que tiene la cubierta en su comportamiento. Asimismo, se abordará un estudio de la influencia de la malla en la obtención de los resultados CFD. En esta fase se utilizarán resultados experimentales de laboratorio para validar el modelo computacional.

Dado que los tiempos de computación esperados son elevados se propone un método alternativo para la obtención de la curva característica de la válvula. La metodología a desarrollar se basa en utilizar expresiones teóricas como base para la confección de la curva característica. Se analizarán diferentes modelos de flujo compresible e incompresible para representar el comportamiento de la válvula, hasta determinar cuál de estos tiene mayor bondad de ajuste. Sin embargo, la determinación de los coeficientes característicos de admisión de la válvula se obtendrá a partir de los resultados del análisis mediante técnicas CFD.

En definitiva, se pretende evaluar la factibilidad de la dinámica de fluidos computacional como alternativa a la caracterización experimental, a la hora de determinar la capacidad de admisión de una válvula de aire.

2. INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE LAS VÁLVULAS DE AIRE

La presencia de aire atrapado en los sistemas hidráulicos altera su funcionamiento normal, provocando problemas típicos como pérdidas de carga adicionales, disminución de la sección transversal del conducto, disminución del rendimiento de equipos de bombeo, corrosión de tuberías y dispositivos, entre otros [7]. Este aire presente en el interior de las redes de distribución de agua tiene tres orígenes bien definidos, el primero se debe a la naturaleza bifásica del fluido, mezcla de agua y aire, que libera pequeñas cantidades de aire en el sistema, las cuales se van acumulando y pueden llegar a ser peligrosas si no se controlan. Sin embargo, los problemas de mayor magnitud se producen cuando ingresan grandes cantidades de aire a la red, provocadas por dos situaciones de especial consideración: El llenado de tuberías y la generación de fenómenos transitorios, que arrastran volúmenes importantes de aire dentro del sistema [8].

El transporte de un volumen de agua cualquiera, lleva consigo un porcentaje de aire disuelto el cual se liberará gradualmente conforme varíen las condiciones de trabajo. El volumen de aire liberado puede poner en riesgo al sistema si no se han tomado las medidas necesarias para su control. La relación aire/agua es directamente proporcional a la presión del flujo. Es decir, a mayor presión mayor cantidad de aire en el agua [9]. Si se establece un ambiente de temperatura constante de 20°C, donde la presión se incremente gradualmente, la cantidad de aire disuelto en el agua varía como se indica en la Tabla 1.

Tabla 1. Relación entre cantidad de aire disuelto en el agua y presión absoluta.

Presión absoluta (Kp/cm ²)	Aire disuelto (gr aire/m ³ agua)
0.025	0.29
1.00	11.70
5.00	58.60
10.00	117.10
20.00	234.30
25.00	292.80
30.00	351.40

Fuente: "Transitorios hidráulicos y su control" [9].

En el funcionamiento de una instalación hidráulica convencional, los efectos de un fenómeno transitorio o la descarga del flujo a la atmósfera, pueden generar presiones inferiores a la presión de disolución del aire, lo que genera disolución de aire. El incremento de temperatura también es causa de la descarga de aire, ya que la presión del vapor de agua aumenta con la temperatura; a 15°C la presión del vapor de agua es 0.017 Kp/cm², mientras que a 30°C ésta se incrementa a 0.043 Kp/cm². Esto significa que el volumen potencial de aire desprendido a 30°C es 2.5 veces mayor que a 15°C.

A pesar de la complejidad de la representación del modelo bifásico agua/aire, la presencia de aire en tuberías ha sido descrita por varios investigadores, alertando de sus potenciales riesgos y recomendando la instalación de válvulas que faciliten el escape o admisión del aire ([10]–[12]).

2.1. Principio de funcionamiento de las válvulas de aire

La válvula se contacta con la atmósfera mediante un orificio de superficie A_o , a través de cual entra y sale el aire. La apertura o cierre de este orificio depende del recorrido que realice el flotador que está alojado en su interior.

Fuertes [12] describe con sencillez el funcionamiento de una válvula de aire. Para definirlo se basa en el balance de fuerzas que actúan sobre el flotador, siendo la resultante de fuerzas la responsable del proceso automático de apertura y cierre de la ventosa. Tres fuerzas principales controlan el funcionamiento de la válvula:

- Peso del flotador.- Peso específico del flotador por su volumen ($\gamma_f V_f$).
- Empuje del agua.- Peso específico del agua por el volumen de flotador sumergido (γV_s).
- Desequilibrio de presiones.- Se determina a partir de la presión en el interior de la tubería y la sección del orificio ($p_t A_o$).

En el funcionamiento habitual de una ventosa pueden originarse dos fuerzas adicionales, que se generarán dependiendo la fase en la que se encuentra. La primera es la denominada “*fuerza de adherencia*”, que solamente se produce cuando la válvula está cerrada. Su efecto es la adherencia del flotador al orificio A_o , impidiendo la apertura de la ventosa a ciertas presiones luego de permanecer un tiempo cerrada. En la fase de expulsión, cuando el flujo de aire incide sobre la superficie del flotador se genera la denominada “*fuerza de sustentación*”, la cual puede provocar el cierre anticipado de la ventosa antes de haber expulsado todo el aire, dejando un gran volumen de aire en el interior de la tubería. La cuantificación de estas fuerzas es compleja por todas las variables que implica su análisis.

Analizando el movimiento del flotador gobernado por las fuerzas descritas anteriormente, se puede decir que la ventosa se abre cuando se cumple la condición $\gamma_f V_f > \gamma V_s + p_t A_o$ (figura 1a). Es decir, cuando la suma del empuje del agua más la fuerza resultante del desequilibrio de presiones no es suficiente para sostener el peso del flotador. El límite de apertura se da cuando la presión del agua se iguala a cero, ósea cuando el volumen interno de la ventosa está repleto de aire.

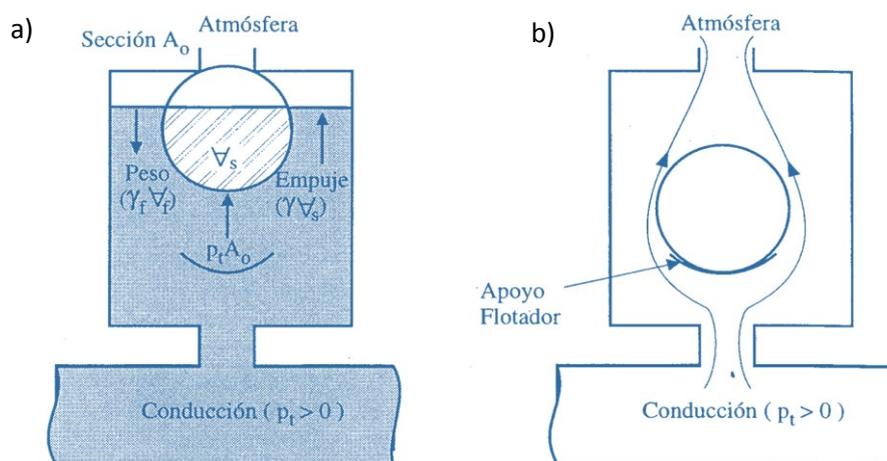


Figura 1. a) Ventosa cerrada ($p_t > 0$) b) Ventosa expulsando aire [12].

Se puede decir que la válvula ha abierto completamente cuando el flotador reposa sobre el apoyo de la parte inferior y la descarga de aire a la atmósfera es libre (figura 1b).

En el proceso de llenado de una tubería, el agua desplaza el volumen de aire hasta la válvula para expulsarlo, la cámara de la ventosa nuevamente comienza a llenarse de agua, a partir de aquí el flotador inicia su ascenso hasta el orificio A_o . El cierre completo se producirá cuando el flotador se apoye en el orificio de salida, debido a que la fuerza de empuje del agua γV_s es superior al peso del flotador (figura 2a). Y se mantendrá cerrada debido a la presión en el interior de la tubería es superior. Es posible que un volumen de aire se quede atrapado en la parte superior de la válvula.

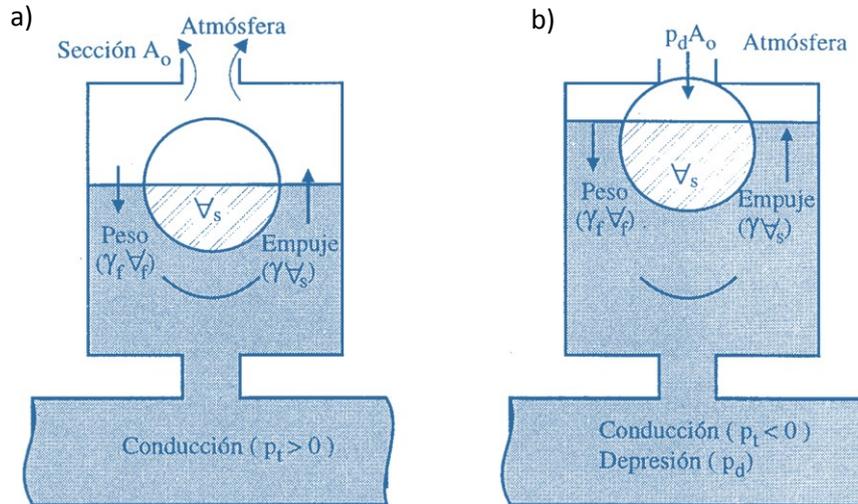


Figura 2. a) Ventosa cerrando b) Ventosa cerrada (depresión) [12].

En la operación habitual de un sistema, se producen fenómenos que llegan a generar presiones por debajo de la atmosférica en el interior de la tubería (p_d). En el caso de ocurrir uno de estos acontecimientos y la ventosa se encuentre completamente llena de agua (figura 2b), esta se abrirá solamente si la suma de la depresión y el peso del flotador son mayor que el empuje del agua ($\gamma_f V_f + p_d A_o > \gamma V_s$), y no se podrá cerrar mientras no se elimine el gradiente de presión negativo.

El funcionamiento de las válvulas de aire está íntimamente relacionado a las actividades de operación y mantenimiento del sistema. Es decir, el volumen de aire admitido o expulsado varía conforme fluctúa la presión y en el caudal en el interior de la tubería. Por lo tanto, el análisis de las fuerzas mencionadas anteriormente es primordial para el diseño de las ventosas funcionales, capaces de trabajar a distintos diferenciales de presión sin producir el cierre anticipado de la misma.

2.2. Clasificación de las válvulas de aire

La presencia de aire en los sistemas hidráulicos se puede controlar mediante el uso de ventosas. Para su clasificación existen varias tipologías, entre ellas, la clasificación según el tamaño del orificio, según la presión de funcionamiento, según la funcionalidad, etc. En este trabajo, se clasifican las válvulas de acuerdo a la primera tipología. Así, se encuentran dos tipos principales:

- Válvulas de pequeño orificio.
- Válvulas de gran orificio.

2.2.1. Válvulas de pequeño orificio

Las válvulas de pequeño orificio o también llamadas purgadores, son sistemas hidromecánicos que actúan mientras el sistema está en funcionamiento. Son ideales para trabajar a presiones altas, evacuando de forma automática las bolsas de aire que se generan por los cambios de presión. Se las denomina de pequeño orificio porque por lo general su diámetro no supera los 25 mm. Su capacidad de purga y presión de trabajo están relacionados con el diámetro del orificio y el tamaño del flotador (figura 3).



Figura 3. Válvulas de pequeño orificio [13].

El principio de funcionamiento difiere muy poco con las válvulas de gran orificio, la principal diferencia radica en que el volumen de aire generado durante el funcionamiento, no genera la fuerza suficiente para abrir la ventosa; esta se abrirá cuando la presión en el sistema disminuya y descienda el nivel del agua en la válvula. En ese caso se produce la liberación del aire. Por esta razón, su uso no está recomendado para el control de depresiones.

El desarrollo de nuevas tecnologías ha permitido crear distintos mecanismos de funcionamiento para los purgadores. En el mercado se pueden encontrar purgadores de flotador esférico de acción directa contra el orificio o tobera, flotadores que incluyen levas y palancas, flotadores de acción indirecta mediante gomas desplegadas, entre otros.

2.2.2. Válvulas de gran orificio

Las ventosas de gran orificio se utilizan generalmente para permitir la descarga de grandes cantidades de aire durante el llenado de una tubería y para descargar grandes bolsas de aire durante el vaciado. Se considera *gran orificio* a válvulas con diámetro mayor a 25 mm. Estas válvulas están diseñadas para permanecer cerradas una vez que la tubería está completamente llena, presurizada y en funcionamiento normal. No permiten la descarga de pequeñas cantidades de aire que se acumulan en su cámara durante la operación del sistema. Existe una gran variedad de válvulas de gran orificio en el mercado (figura 4).



Figura 4. Válvulas de gran orificio [13].

En el proceso de llenado, el aire que ocupa las tuberías debe ser evacuado a medida que el agua va entrando. Esto debe hacerse controlada y eficazmente para evitar sobrepresiones, de forma que el agua pueda llenar completamente la conducción sin dejar aire atrapado.

Mientras se efectúa el vaciado de la tubería, la válvula de gran orificio garantiza el suministro de aire, llenando el vacío dejado por el agua, evitando así la generación de presiones negativas y evitando la separación de la columna líquida, cuyos efectos son de igual magnitud que la depresión.



Figura 5. Combinación de una válvula de gran orificio con un purgador [13].

La combinación de estos dos tipos de ventosas se denominan de doble efecto. Poseen dos orificios: uno para la evacuación y la admisión del aire en llenados y vaciados de la tubería (trabajo a baja presión) y otro para la función de purga automática (en alta presión). Lo más habitual es encontrarse con ventosas trifuncionales que incluyen dos cuerpos diferenciados, uno para cada cometido, aunque existen diseños que integran ambas funcionalidades en un único cuerpo y un único flotador (figura 5).

3. ESTADO DEL ARTE DE LA CARACTERIZACIÓN DE VÁLVULAS DE AIRE

Este capítulo tiene como finalidad fundamentar la metodología de caracterización de válvulas de aire propuesta en este trabajo. Inicialmente se describe la curva característica de una válvula de aire, la normativa vigente y el procedimiento que se utiliza para su obtención. Posteriormente en el estudio del flujo compresible e incompresible, se establecen analogías que permitan reproducir el funcionamiento de las válvulas de aire en admisión.

3.1. Curva característica de una válvula de aire

La representación gráfica de una función matemática, permite describir su comportamiento. Mediante el ensayo de las válvulas de aire en todo su rango de funcionamiento, se puede graficar su curva característica y obtener la función que describe su comportamiento, estableciendo como variables el diferencial de presión existente entre el interior y el exterior del cuerpo de la ventosa, y el caudal de aire admitido² o expulsado.

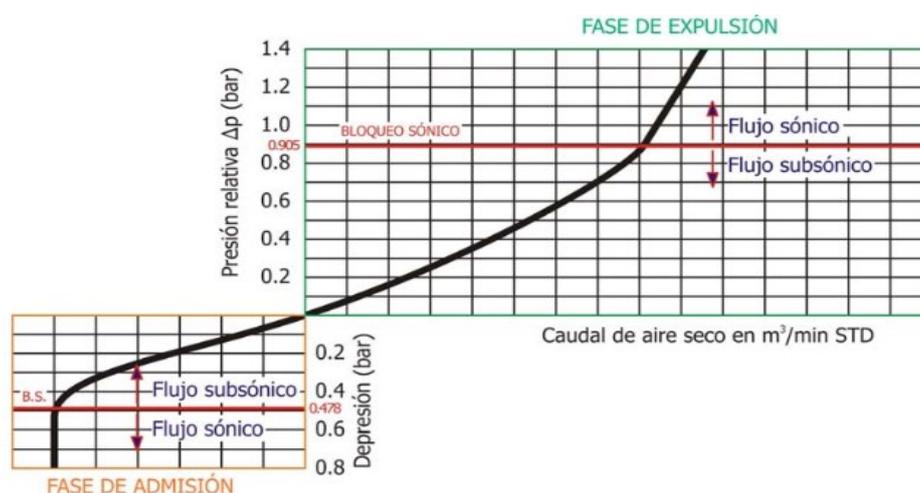


Figura 6. Curva característica de una válvula de aire de gran orificio [12].

En la figura 6 se representa la curva característica de una válvula de aire de gran orificio, se evidencia como la ventosa trabaja tanto en la fase de admisión como en expulsión, pero con diferenciales de presión bajos. Por el contrario en la figura 7 se indica la curva correspondiente a una válvula de pequeño orificio, donde la zona de interés se centra en la fase de expulsión para grandes diferenciales de presión, donde se libera parte del aire disuelto presente en el agua.

La construcción de la curva característica no demanda mayor complejidad una vez que se han obtenido las variables. En el eje de las abscisas se representa el caudal másico o su equivalente caudal volumétrico referido en condiciones estándar o normales. Es decir, medido a presión atmosférica y temperatura ambiente (1 atm y 20° C respectivamente). En el caso de tener como dato el caudal volumétrico, y se desea expresar la curva con el caudal másico, es suficiente con multiplicarlo por la densidad del aire en condiciones normales ($\rho_N = 1,204 \text{ Kg}/m^3$) para su transformación, ya que en teoría, la densidad se mantiene constante en la atmósfera.

² En admisión se considera que la entrada de la ventosa es la que está en contacto con la atmósfera.

El diferencial de presiones Δp que da lugar al flujo de aire, se grafica en el eje de las ordenadas. Si la válvula está en fase de admisión el diferencial a considerar es $\Delta p = p_{atm}^* - p_t^*$ mientras que si funciona en la fase de expulsión se considera $\Delta p = p_t^* - p_{atm}^*$, donde p_{atm}^* es la presión absoluta en la atmósfera y p_t^* es la presión absoluta en el interior del sistema³.

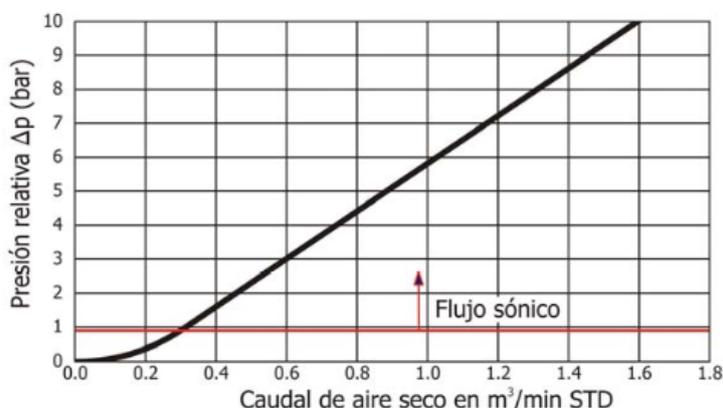


Figura 7. Curva característica de una válvula de aire de pequeño orificio [12].

Según Fuertes [12] las diferentes zonas de funcionamiento de una válvula de gran orificio, se determinan a partir de la presión existente en el interior de la tubería:

- **Fase de admisión.**- En esta fase la válvula trabajará en la zona subsónica siempre que se cumpla la condición $p_t^*/p_{atm}^* > 0.528$. Si se establece la presión atmosférica en un valor de $p_{atm}^* = 10.33$ m.c.a, para cumplir con la condición, la presión absoluta en la tubería deberá ser $p_t^* > 5.45$ m.c.a., equivalente a una presión manométrica de -4.88 m.c.a (es decir, una depresión máxima de 4.88 m.c.a o 0.48 bares). En la figura 6 (parte izquierda) se puede apreciar el citado límite. Si la diferencia de presiones se hace mayor (cuando $p_t^* < 5.45$ m.c.a, es decir, $\Delta p \geq 4.88$ m.c.a), la ventosa funcionará en la zona sónica produciéndose el bloqueo sónico.

En esta fase, el bloqueo sónico indica que el caudal másico ha alcanzado su valor máximo, y no se incrementará por mucho que aumente la diferencia de presiones, debido a que la densidad del aire proveniente de la atmósfera es constante ($\rho_{atm}=cte$). Como consecuencia, la depresión en el interior de la tubería no podrá ser controlada, ya que no ingresa suficiente caudal de aire desde la atmósfera.

- **Fase de expulsión.**- Cuando la válvula está expulsando aire, la ventosa trabajará en la zona subsónica siempre que se cumpla la condición $p_t^*/p_{atm}^* < 1.893$. Estableciendo la presión atmosférica $p_{atm}^* = 10.33$ m.c.a., la presión absoluta en la tubería deberá ser $p_t^* < 19.55$ m.c.a., para estar en la zona subsónica, lo que equivale a una presión manométrica de 9.22 m.c.a o 0.92 bares. Ello supone una diferencia de presiones entre la conducción y la atmósfera de aproximadamente 0.9 bar. En la figura 6 (parte derecha) este límite aparece claramente marcado. A partir de la diferencia de presiones (cuando $\Delta p \geq 9.22$ m.c.a), la ventosa trabajará en la zona sónica, donde el caudal másico aumenta debido a los cambios de densidad del aire en el interior de la tubería.

³ El superíndice * indica valores absolutos.

3.2. Caracterización experimental de válvulas de aire

3.2.1. Normativa vigente

La necesidad de disponer de ensayos experimentales de válvulas de aire que obtengan curvas características fiables, que representen fielmente el comportamiento de las mismas, motivó a España en abril de 2001, adoptar la norma europea de producto UNE-EN 1074: “Válvulas para el suministro de agua. Requisitos de aptitud al uso y ensayos de verificación”[4]. Específicamente en el apartado cuatro se normalizan purgadores y ventosas, de esta normativa se pueden extraer algunas exigencias importantes:

- “La discrepancia máxima, para una determinada presión de admisión o expulsión de aire entre el caudal indicado por el fabricante y el obtenido mediante ensayo no puede ser mayor al 10%”.
- “El ensayo de las características neumáticas de una válvula de admisión o expulsión debe realizarse al menos en dos puntos claramente significativos de la zona habitual de trabajo de la ventosa. Estos dos puntos podrían ser el punto de diseño en el cual se desea que trabaje la ventosa (presión o sobrepresión aproximada de 0,3 bar) y el caudal máximo (antes de bloqueo sónico) que pueda admitir o expulsar la ventosa”.
- “La norma solo recoge como preceptivo el ensayo de ventosas hasta DN 100”.

De acuerdo a la norma UNE-EN 1074-4, el procedimiento de ensayo que se debe aplicar para validar los ensayos de las curvas características de una ventosa, se recogen en los anexos de la misma, anexo A (fase de expulsión) y anexo B (fase de admisión). En estos anexos se describe la metodología de ensayo y el rango de variación de las variables a medir.

De manera generalizada se indica en la figura 8, el esquema del equipo de ensayo de una ventosa en fase de admisión. De igual manera, la normativa plantea algunas consideraciones importantes para la realización del ensayo:

- “El fluido que se utilizará para el ensayo debe ser aire, y su temperatura debe mantenerse entre 5 y 45°C”.
- “El ensayo debe realizarse en su posición de funcionamiento, eso es, en posición vertical y en las mismas condiciones que se suministra a la instalación, sin ningún tipo de modificaciones”.

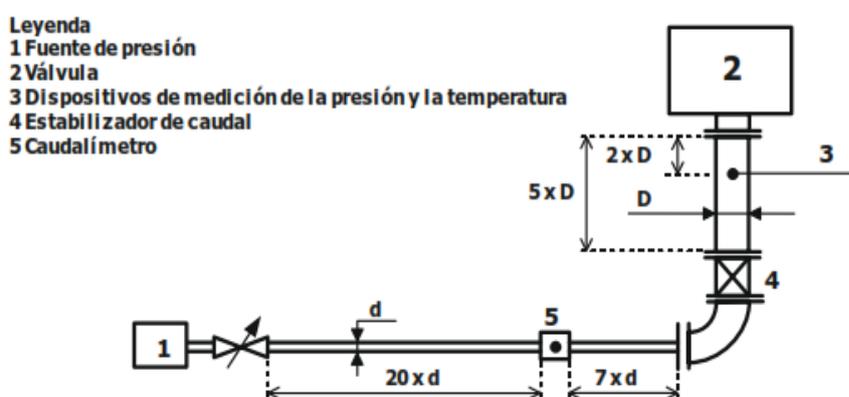


Figura 8. Esquema de instalación para ensayo de válvulas de aire en fase de admisión (UNE-EN 1074-2).

La norma UNE-EN 1074-4 plantea tres configuraciones distintas para realizar el ensayo de la fase de admisión de aire (figura 9), establecidas a partir de considerar al flujo como compresible. Es decir, se supone que la densidad del aire no varía de forma significativa durante el ensayo. Además se considera que al haber un diferencial de presión fijo, las presiones en la entrada y salida del aire no afectan al caudal másico. Sin embargo, surgen limitantes tecnológicas para aplicar dichas configuraciones, tanto el Método A como el Método B, demandan el uso de equipos muy potentes para generar el gradiente de presión entre la entrada (p_1) y la salida (p_2) de la ventosa (en ambos casos $p_1 > p_2$). Por el contrario el Método C plantea trabajar con la presión atmosférica en p_1 , con este método se debe generar una depresión en el interior de la ventosa, que permita crear el gradiente de presión y por ende flujo de aire.

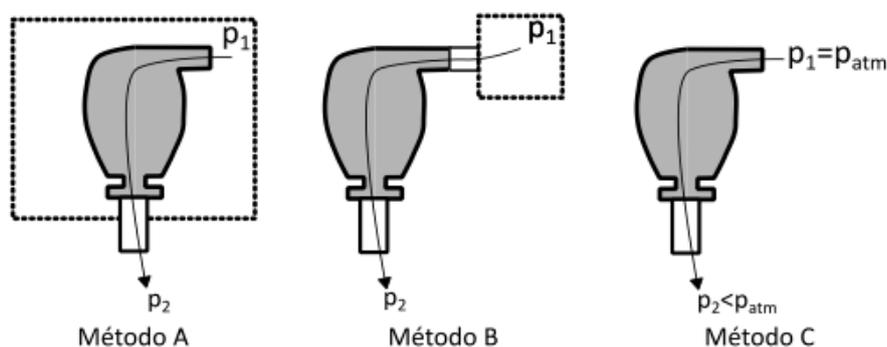


Figura 9. Configuraciones para la instalación del ensayo de la fase de admisión de válvulas de aire (UNE-EN- 1074-4).

En la práctica el proceso de admisión de aire se inicia cuando existe una depresión en el interior de la tubería, por lo tanto, la configuración de ensayo más cercana a esta realidad es la planteada en el método C de la figura 9. El rango de validez y aplicación de las otras dos es, como mínimo cuestionable [14].

3.2.2. Técnicas para la caracterización experimental

El cumplimiento de la normativa expuesta anteriormente además de ser experimentalmente compleja, demanda de costes de instalación y energía elevados, tal como lo demuestran investigaciones recientes [3]. El problema radica en garantizar el flujo de aire que atraviesa la válvula tanto en admisión como en expulsión. Actualmente existen dos técnicas para suplir este volumen de aire: la primera consiste en almacenar a alta presión el volumen de aire necesario para simular el comportamiento de la ventosa, la segunda opción demanda trabajar con una soplante que tenga la capacidad suficiente para realizar el ensayo. A continuación, se comparan resumidamente estas dos técnicas en la caracterización de válvulas de distinto diámetro.

Como se evidencia en la Tabla 2, el caudal estándar que atraviesa la ventosa crece exponencialmente conforme se incrementa el diámetro. Esto influye directamente en los requerimientos de almacenaje de aire y de potencia-energía en las técnicas con compresor y con soplante respectivamente.

Tabla 2. Técnicas para la caracterización experimental de ventosas

Diámetro (mm)	Caudal estándar (m ³ /h)	Con compresor		Con Soplante	
		Volumen mínimo de depósito (m ³)	Potencia (kW)	Tiempo (horas)	Energía (kWh)
80	3000	8.5	45	0.1	0.45
100	8000	23	149	0.1	14.90
300	72000	200	1000	0.1	100.0

Fuente: Comparative study of intake and exhaust air flows of different commercial air valves [3].

En lo que respecta a la técnica con compresor, el volumen mínimo de depósito hace referencia al volumen mínimo de aire que se requiere para realizar el ensayo de una ventosa durante un minuto, considerando presiones de almacenamiento entre 9 y 10 bares. Para el ensayo de una ventosa de 80 mm el caudal estándar que se debe dotar es de 3000 m³/h y el volumen mínimo de almacenamiento deberá ser de 8.5 m³, mientras que para la válvula de 100 mm se requiere de un caudal estándar de 8000m³/h y un volumen mínimo de depósito de 23 m³. Con esta consideración es evidente que al ensayar diámetros mayores el volumen de almacenamiento incrementa, al igual que aumenta si se ensaya las válvulas por más tiempo. Además, al trabajar con esta técnica se debe considerar la capacidad del compresor que influirá directamente en el tiempo de llenado del calderín. Es decir, influirá en el tiempo de espera entre ensayos; otro factor importante es la calibración de la válvula de regulación de presión, al ser el dispositivo que regula el diferencial de presión. De esta dependerán la exactitud y precisión de las mediciones.

En cuanto a la técnica con soplante, considerando que el volumen de aire debe ser suministrado constantemente durante la ejecución del ensayo, la potencia requerida varía acorde al tamaño de la válvula, la potencia demandada es mayor cuando se incrementa el diámetro de la ventosa. Por ejemplo, para el ensayo de una válvula de 80 mm la potencia de la soplante deberá ser de al menos 45 kW, considerando un tiempo de ensayo de seis minutos la energía requerida será de 0.45 kWh/válvula, mientras que para la válvula de 100 mm se requiere una soplante de 149 kW y la energía consumida será de 14.9 kWh/válvula. En cuanto al peso de las soplantes, para caracterizar una ventosa de 300 mm se requiere una soplante de 1000 kW que tiene un peso aproximado de 40 toneladas, situación que demanda costes de instalación elevados e infraestructura de grandes dimensiones.

Las dos tecnologías mencionadas anteriormente sirven para caracterizar válvulas de aire aplicando la normativa UNE-EN 1074-4, siempre y cuando se aplique correctamente el procedimiento. Sin embargo, la caracterización mediante compresor tiene baja eficiencia para ensayar válvulas de aire en fase de admisión, ya que se requiere presiones por debajo de la atmosférica.

Es importante mencionar que la experimentación de válvulas de aire estará sujeta a la capacidad de los equipos disponibles. Por lo tanto, los rangos de ensayo del diferencial de presión y de caudal variarán conforme al equipo disponible. Es decir, no se puede experimentar ventosas de grandes dimensiones con soplantes o calderines de baja capacidad.

3.2.3. Problemática relativa a la caracterización experimental de válvulas de aire

La problemática actual en la caracterización de válvulas de aire se debe principalmente a la complejidad experimental para aplicar la normativa vigente. El elevado costo de los equipos de ensayo limita la caracterización en todo el rango de funcionamiento de la válvula. Como consecuencia la extrapolación de resultados se ha convertido en una práctica común; situación que conlleva a interpretaciones erróneas del comportamiento real de la válvula [14]. Estos errores generan en varias ocasiones desconfianza y duda de la información suministrada por fabricantes y vendedores de válvulas. Algunas de estas interpretaciones erróneas han sido demostradas ya por algunos investigadores ([12], [15], [16]), presentando algunas discrepancias.

En investigaciones recientes, Iglesias-Rey et al. [3] realizaron la caracterización experimental de un grupo de ventosas comerciales de diámetro 80 mm, considerando las funciones de admisión y expulsión de aire. Los resultados de esta investigación concuerdan con las discrepancias encontradas por los autores antes mencionados, a continuación se analizan las principales discrepancias encontradas:

- **Discrepancias en las curvas características.**- Pueden acontecer diferencias importantes entre las curvas características ofrecidas por el fabricante y las obtenidas mediante ensayos experimentales. En la figura 10 se evidencia una gran diferencia entre los datos del fabricante y los datos experimentales en muchos de los casos analizados. En algunos modelos, estas diferencias son muy significativas (figura 10, fabricante R). En estos casos, considerar como válidos los datos aportados directamente por el fabricante puede conducir a importantes errores en el diseño. Tal como puede apreciarse en la figura 10, las diferencias entre los datos del fabricante y los obtenidos en los ensayos son mayores para la admisión de aire que para la expulsión de aire. Incluso algunos fabricantes que tienen una buena representación del aire expulsado (figura 10, fabricantes E y M) tienen algunas discrepancias cuando se trabaja con vacío.

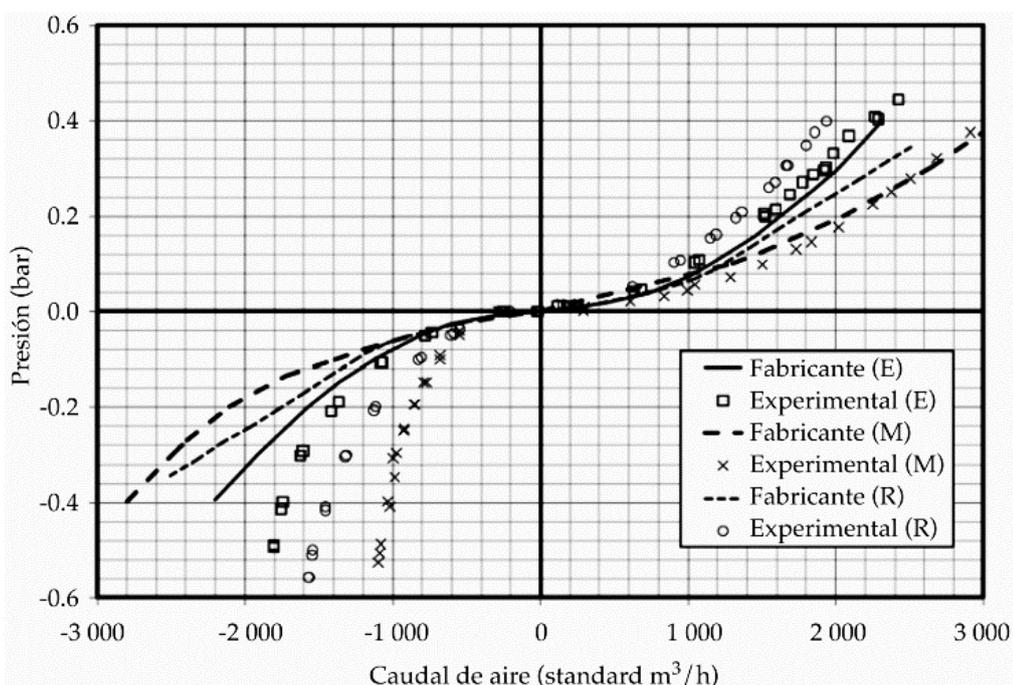


Figura 10. Diferencias entre curvas características del fabricante y datos experimentales [3].

- **Selección de válvulas en función de su diámetro nominal.**- La práctica habitual en la selección de válvulas de aire es identificarlas únicamente en función de su diámetro nominal. Sin embargo no se considera la capacidad real de admisión/expulsión particular de cada ventosa, que cambia dependiendo de su geometría y de la interacción de sus componentes. El diámetro nominal no es más que una medida de la conexión de la ventosa con la instalación. Consecuentemente seleccionar una ventosa solamente por su diámetro pone en riesgo de colapso al sistema. En la Tabla 3, se evidencia como el caudal másico de un grupo de válvulas varía a pesar de tener el mismo diámetro.

Tabla 3. Resultados extremos de funcionamiento de válvulas de aire

Modelo	Salida de aire (Punto de cierre cinético)			Entrada de aire (Vacío)
	Presión (bar)	Caudal másico (std m ³ /h)	¿Cierre cinético?	Max. Caudal a -0.5 bar (std m ³ /h)
A	0.30	880	Sí	-435
B	0.07	915	Sí	-1473
C	0.46	2231	No	-1719
D	0.29	1955	Sí	-1825
E	0.45	2417	Sí	-1812
F	0.46	2345	No	-825
G	0.53	972	No	-1359
H	0.11	1015	Sí	-1493
I	0.14	1135	Sí	-1648
J	0.51	846	No	-830
K	0.27	3493	No	-2128
L	0.52	900	Sí	-688
M	0.38	2912	No	-1096
N	0.02	420	Sí	-1242
O	0.31	1300	Sí	-1000
P	0.01	780	Sí	-2490
Q	0.48	1178	No	-650
R	0.40	1938	Sí	-1568
S	0.33	3168	No	-2260

Fuente: Comparative study of intake and exhaust air flows of different commercial air valves [3].

- **Desconocimiento de condiciones extremas de funcionamiento.**- Las condiciones extremas de funcionamiento de una válvula vienen dadas por: los caudales máximos de admisión y expulsión de aire, y por el punto en el cual se produce el cierre cinético de la ventosa. Este cierre anticipado se produce como consecuencia de la “fuerza de sustentación” que genera el aire sobre el flotador cuando está siendo expulsado. Este fenómeno puede provocar fenómenos transitorios considerables. La mayoría de fabricantes no disponen de esta información relevante para el diseño. En la Tabla 3 se recogen los valores de caudales máximos de admisión y expulsión de aire, así como el punto en el cual se produce el cierre cinético de varios modelos de ventosas del mismo diámetro, obtenidos de su caracterización en laboratorio. Un número significativo de válvulas presentan cierre cinético con caudales de aire y presiones diferenciales bajas (B, H, I, N, P). Para el caso de la admisión de aire, los resultados del caudal máximo de aire trabajando a -0.5 bar están en un rango de 435 a 2490 m³/h, una diferencia de casi seis veces. Si se toma como dato de diseño el caudal promedio de este grupo de válvulas (1462.5 m³/h estándar), sólo se podrían utilizar 10 de las ventosas consideradas.

- **Caracterización deficiente en cuanto a la influencia de la cubierta.-** Es bastante frecuente que las casas comerciales ofrezcan ventosas con distintas cubiertas (entrada de aire). Sin embargo, la información que presentan respecto a su influencia en el comportamiento neumático de la ventosa es nulo; y la información se limita a un modelo tipo. Investigaciones recientes [3] demuestran que dependiendo del tipo de cubierta la curva característica cambia tal como se observa en la figura 11. Cabe resaltar que Iglesias-Rey et al. concluyen que el cierre dinámico se produce para un caudal más o menos fijo, independientemente de la cubierta. Sin embargo dicho punto de cierre es diferente, en términos de presión diferencial, pues la resistencia que presenta el dispositivo cambia con las diferentes combinaciones de cubierta.

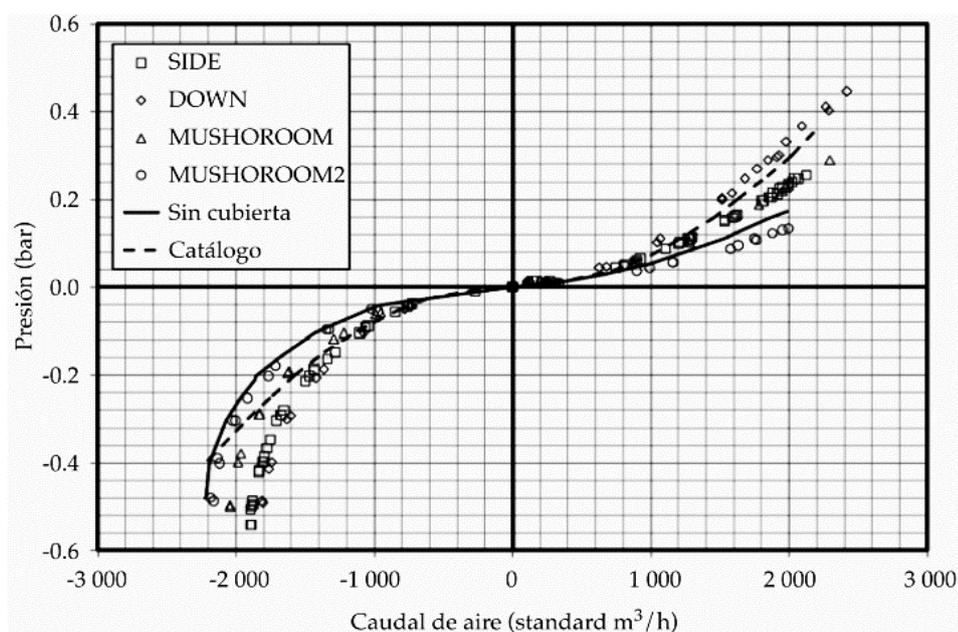


Figura 11. Influencia de la cubierta en la curva característica [3].

En base a estas consideraciones y al riesgo que se somete el sistema si se trabaja con caracterizaciones deficientes, es cada vez más necesario y meritorio el uso de modelos matemáticos teóricos que permitan representar el comportamiento de ventosas a un bajo costo y con resultados próximos a la realidad analizada.

En vista de que el presente trabajo tiene como finalidad establecer una metodología alternativa de caracterización de válvulas de aire en admisión, es necesario determinar cuál es el modelo que representa de mejor manera el comportamiento del flujo de aire al atravesar la ventosa; para ello se toma como premisa una de las conclusiones del estudio comparativo [3], que dice: “El modelo matemático de flujo compresible de Wylie y Streeter ha sido eficaz para representar la entrada de aire pero ineficaz para representar su salida; mientras que la variación del modelo suponiendo flujo incompresible resulta mucho más eficaz para representar el comportamiento de la salida de aire, siendo su eficacia mucho menor para el proceso de admisión de aire”. Sin embargo, en el estudio del flujo compresible e incompresible, es necesario establecer algunas analogías que permitan entender el funcionamiento de las válvulas de aire en admisión.

3.3. Modelos teóricos de flujo

El estudio del flujo de gases es de gran importancia en la dinámica de fluidos. En el caso del flujo compresible esta depende del problema y obedece, en general, a las leyes de los gases que relacionan la presión con la temperatura y la densidad. En este caso es necesario añadir la ecuación de conservación de la energía al sistema que gobierna el movimiento del fluido, de manera que pueda calcularse la temperatura. Dicha ecuación de energía puede naturalmente escribirse para flujos incompresibles, pero en estos casos el acoplamiento con la dinámica del flujo o no existe, o sólo existe en forma muy débil. Este no es el caso en flujos compresibles donde el acoplamiento entre ecuaciones es muy fuerte. En tales flujos compresibles, la velocidad del flujo puede exceder la velocidad del sonido [17].

El parámetro dominante para la clasificación del flujo es el número de Mach y tiene distintos efectos de acuerdo a su magnitud. El análisis de un flujo casi incompresible presenta pequeños números de Mach. En estas condiciones los cambios de la densidad del fluido son pequeños en todas partes del flujo. La ecuación de energía se desacopla, y los efectos de la temperatura pueden ignorarse o dejarse de lado para su posterior estudio. La ecuación de estado cae en la simple afirmación de que la densidad es casi constante. Esto significa que un flujo incompresible solo requiere un análisis de cantidad de movimiento y continuidad.

3.3.1. Modelos de flujo compresible

El flujo compresible presenta cambios de densidad no despreciables. Si dicho cambio es significativo, se deduce de la ecuación de estado que los cambios de temperatura y presión también son sustanciales. Los cambios de temperatura implican que la ecuación de energía ya no se puede descuidar. Por lo tanto, el trabajo se duplica desde dos ecuaciones básicas a cuatro:

1. Ecuación de continuidad
2. Ecuación de la cantidad de movimiento
3. Ecuación de energía
4. Ecuación de estado

El sistema formado por estas cuatro ecuaciones será resuelto simultáneamente por cuatro incógnitas: presión, densidad, temperatura y velocidad de flujo (p , ρ , T , V). Por lo tanto, la teoría general del flujo compresible es bastante complicada; en este capítulo se hacen simplificaciones, especialmente al asumir un flujo adiabático reversible o isoentrópico.

Para flujos estacionarios unidimensionales, la ecuación de la continuidad obtenida del balance de flujo de masa entre la entrada y la salida de un conducto es:

$$\rho(x)V(x)A(x) = \dot{m} = cte \quad (1)$$

Al expresar en forma diferencial las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y velocidad del sonido, se obtiene:

$$\frac{dp}{d\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{dp}{\rho} + VdV = 0 \quad (3)$$

$$dp = a^2 d\rho \quad (4)$$

Cuando se considera flujo isoentrópico, la relación entre variación de velocidad y cambios de área en el conducto, resulta de eliminar $d\rho$ y dV en las ecuaciones (2), (3) y (4).

$$\frac{dV}{V} = \frac{dA}{A} \frac{1}{Ma^2 - 1} = \frac{dp}{\rho V^2} \quad (5)$$

El análisis de esta ecuación, sin llegar a resolverla, revela el comportamiento propio de los flujos compresibles. Tras atravesar la barrera del flujo sónico, las propiedades del fluido cambian de signo al cambiar de tipo de flujo, debido al término $Ma^2 - 1$. Existen cuatro combinaciones de variación de área y número de Match que se resumen en la Tabla 4.

Tabla 4. Efecto del número de Match sobre las propiedades del flujo al atravesar un conducto

Geometría	Flujo Subsónico Match <1	Flujo Supersónico Match >1
 $dA > 0$	$dV < 0$ $dp > 0$ Difusor subsónico	$dV > 0$ $dp < 0$ Boquilla supersónica
 $dA < 0$	$dV > 0$ $dp < 0$ Boquilla subsónica	$dV < 0$ $dp > 0$ Difusor supersónico

Fuente: Fluid Mechanics, Seventh Edition [18].

El comportamiento subsónico (Match <1) indica que cuando el área aumenta, la velocidad disminuye y la presión aumenta, lo que se denomina un difusor subsónico. Por el contrario en el flujo supersónico (Match > 1), la velocidad aumenta cuando aumenta el área, lo cual se denomina tobera supersónica. El mismo comportamiento en sentido opuesto, ocurre para una disminución de área que acelera un flujo subsónico y ralentiza un flujo supersónico.

3.3.1.1. Flujo isoentrópico en toberas

El tiempo de paso de cada volumen de aire a través de la geometría de una tobera, es relativamente corto como para generar transferencias de calor importantes, las cuales se pueden despreciar del análisis. Entonces el flujo del aire o de cualquier gas se considera como adiabático. Sí además se desprecia el efecto de la fricción, el fluido se considera isoentrópico [12].

Mediante la figura 12 se describe el flujo de aire en una tobera convergente. Así, se denomina p_0^* , v_0 , T_0 y ρ_0 a las condiciones de presión absoluta, velocidad, temperatura absoluta y densidad a la entrada de la tobera (sección A_0); y p^* , v , T y ρ a las condiciones en la boquilla (sección A). Se denomina p_1^* a la presión absoluta a la salida de la boquilla.

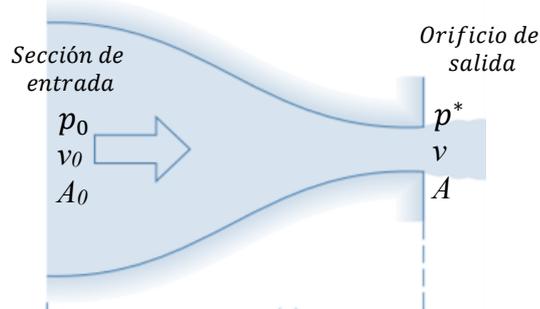


Figura 12. Flujo en una tobera.

Se pueden relacionar las variables justo antes de la boquilla (p_0^* , ρ_0 y T_0) y en la propia boquilla (p^* , ρ y T), en vista de que se supone expansión isoentrópica del aire, a través de las expresiones:

$$\frac{p_0^*}{\rho_0^n} = \frac{p^*}{\rho^n} \quad (6)$$

$$\frac{T_0}{(p_0^*)^{\frac{n-1}{n}}} = \frac{T}{(p^*)^{\frac{n-1}{n}}} \quad (7)$$

$$\frac{T_0}{(\rho_0)^{n-1}} = \frac{T}{(\rho)^{n-1}} \quad (8)$$

siendo n el exponente adiabático de la evolución (en el caso del aire $n = 1.4$).

Al establecer constante la presión p_1^* en la salida y variar la presión p_0^* gradualmente en el interior de la tobera, las propiedades del flujo variarán acorde al valor de cada variable, resultando distintas posibilidades de flujo. Así, el flujo será nulo cuando $p_1^* = p_0^*$, debido a que no hay diferencia de presiones. En el caso de que p_0^* aumenta por encima de p_1^* ($p_0^* > p_1^*$) el flujo en la boquilla será subsónico, de manera que en la boquilla la presión continúa siendo $p^* = p_1^*$. La ecuación (9) define la velocidad en la boquilla para el flujo subsónico.

$$v = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} RT \left[\left(\frac{p^*}{p_0^*} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right]} \quad (9)$$

siendo R la constante del gas (para el aire, $R = 287 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{Kg}\cdot\text{°K}$).

Partiendo de la ecuación (9), al aumentar la velocidad del flujo hasta igualar la velocidad del sonido se obtiene la relación:

$$\frac{p^*}{p_0^*} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = 0,528 \quad \leftrightarrow \quad \frac{p_0^*}{p^*} = 1.893 \quad (10)$$

Para valores de p_0^* superiores, la relación de la ecuación (10) debe mantenerse constante para que en la boquilla el flujo siga siendo sónico (*velocidad del flujo = velocidad del sonido*), puesto que en una tobera convergente no puede existir flujo supersónico (debido a que la aceleración del fluido no es infinita). Al mantenerse la relación e ir aumentando p_0^* , la presión en la boquilla p^* también aumentará, de manera que será mayor que la presión a la salida p_1^* . Entonces el flujo se expandirá desde la boquilla (presión p^*) hasta el exterior (presión p_1^*). A este fenómeno se le denomina "bloqueo sónico" y se verifica mediante la expresión $p^* = 0.528 \cdot p_0^* > p_1^*$.

Entonces, la boquilla tendrá el caudal másico representado por la siguiente ecuación (11):

$$G = \rho_0 v_0 A_0 = \rho v A \quad (11)$$

La velocidad a la entrada v_0 , se obtiene combinando las ecuaciones (6) y (11).

$$v_0 = \left(\frac{p^*}{p_0^*} \right)^{\frac{1}{n}} \frac{A}{A_0} v \quad (12)$$

Al fijar la temperatura T_0 constante, el aumento de p_0^* irá acompañado de un incremento de la densidad ρ_0 . Así pues, en la fase subsónica el caudal volumétrico aumentará al igual que el másico. Al alcanzar las condiciones sónicas ($p^*/p_0^* = 0.528$) el caudal volumétrico en la boquilla $Q = v \cdot A$ se mantiene constante, ya que la velocidad v queda fijada por ser la temperatura T_0 constante.

$$v = \sqrt{nRT} = \sqrt{nR} \sqrt{\left(\frac{p^*}{p_0^*} \right)^{\frac{n-1}{n}}} \quad (13)$$

$$T_0 = \sqrt{nR} \sqrt{0,833T_0} = cte \quad (14)$$

Puesto que para flujo sónico la presión en la boquilla es $p^* = 0.528 p_0^*$, de la ecuación (11) se obtiene:

$$v_0 = 0,634 \frac{A}{A_0} v \quad (15)$$

Al ser la velocidad constante en la boquilla ecuaciones (13) y (14), también lo será la velocidad a la entrada v_0 (15). Sin embargo, el caudal másico sí se incrementa ya que al aumentar la presión p_0^* también lo hace la densidad en el interior ρ_0 .

Al realizar el análisis en sentido contrario, es decir, establecer las condiciones en la sección de entrada (ρ_0, p_0 y T_0) y variar la presión a la salida de la boquilla p_1^* , la situación será diferente. Para una presión exterior $p_1^* = p_0^*$ no hay flujo. Conforme se disminuye el valor de la presión p_1^* (con lo que aumenta la diferencia $p_0^* - p_1^*$) irá aumentando el caudal. La presión p^* en la boquilla será igual a la presión exterior p_1^* mientras no se alcancen las condiciones sónicas. Sin embargo, para una presión p_1^* tal que $p_0^* = 1,893 \cdot p_1^*$ existiran condiciones sónicas, y por supuesto para valores inferiores de p_1^* también. En estas condiciones, la presión en la boquilla p^* se mantendrá constante e igual a $0,528 \cdot p_0^*$, aunque disminuya la presión exterior p_1^* .

En lo concerniente a los caudales, los escenarios se indican a continuación. En la zona de flujo subsónico, tanto el caudal volumétrico como el másico aumentan al disminuir la presión exterior p_1^* (puesto que aumenta la diferencia de presiones $p_0^* - p_1^*$). A partir de valores de la presión p_1^* inferiores a $0,528 \cdot p_0^*$ se tiene flujo sónico y la presión en la boquilla p^* se mantiene constante ($p^* = 0,528 \cdot p_0^*$), por lo que el caudal volumétrico también es constante. En consecuencia, de la expresión (12) se deduce que la velocidad v es constante, por lo que el caudal volumétrico también lo será $Q = v \cdot A$. El caudal másico también se mantendrá constante ya que de la ecuación (13) se deduce que la velocidad v_0 es constante y la densidad en la sección de entrada ρ_0 es constante por hipótesis.

Según lo expuesto anteriormente, el flujo en toberas (y, por analogía, en ventosas) se resume en la Tabla 5:

Tabla 5. Resultados del análisis del flujo compresible en una tobera

Presión a la salida	Flujo subsónico ($p_0^* < 1,893 p_1^*$)	Caudal volumétrico Q aumenta cuando p_0^* aumenta
		Caudal másico G aumenta cuando p_0^* aumenta
$p_1^* = cte$	Flujo sónico ($p_0^* \geq 1,893 p_1^*$)	Caudal volumétrico Q se mantiene constante
		Caudal másico G aumenta cuando p_0^* aumenta
Presión a la entrada	Flujo subsónico ($p_1^* > 0,528 p_0^*$)	Caudal volumétrico Q aumenta cuando p_1^* disminuye
		Caudal másico G aumenta cuando p_1^* disminuye
$p_0^* = cte$	Flujo sónico ($p_1^* \leq 0,528 p_0^*$)	Caudal volumétrico Q se mantiene constante
		Caudal másico G se mantiene constante

3.3.1.2. Analogía entre el flujo en toberas y flujo en ventosas

El uso de modelos matemáticos para representar el comportamiento del aire atrapado en el interior de las instalaciones hidráulicas no es reciente. La inclusión de una cierta formulación del comportamiento del aire a través de una ventosa puede encontrarse bien en algunos textos clásicos ([19],[20]), así como en estudios más recientes ([12],[21]).

En todos los casos, la caracterización de una ventosa establece la relación entre la capacidad de entrada y salida de aire, y el diferencial de presión existente. La ecuación más general de representación del comportamiento de las ventosas se obtiene a partir de considerar éste como un flujo convergente-divergente en una tobera isoentrópica.

De acuerdo con todo lo expuesto anteriormente, se puede determinar las ecuaciones características que caracterizan el comportamiento neumático de las válvulas de aire ([20],[12]), tanto en la fase de admisión como en la expulsión. Lógicamente la analogía de flujo cambiará dependiendo de la función en la que se encuentre la válvula, a continuación se detalla la fase de admisión.

Durante la fase de admisión, la analogía entre el flujo en toberas y la entrada de aire a través de la válvula conduce a la siguiente comparación:

$$p_0^* = p_{atm}^* \quad \rho_0 = \rho_{atm} \quad T_0 = T_{atm} \quad p_1^* = p_t^* \quad (16)$$

Las variables designadas con el subíndice "atm" hacen referencia a las condiciones atmosféricas y las denominadas con el subíndice "t" hacen referencia al interior de la tubería.

En esta fase la presión atmosférica se mantiene constante ($p_0^* = p_{atm}^* = cte$), siendo la presión en la tubería la que puede variar, por lo que al ser la presión aguas abajo $p_1^* = p_t^*$ se manifiesta la segunda de las situaciones descritas anteriormente.

Mientras la presión en el interior de la tubería está por encima del valor $p_t^* > 0,528 p_{atm}^*$, el flujo es subsónico y el caudal (tanto el volumétrico como el másico) aumenta conforme la presión en la tubería p_t^* disminuye. Para presiones inferiores al valor $p_t^* \leq 0,528 p_{atm}^*$, (cuando hay una mayor depresión en la tubería) el flujo se bloquea, y tanto el caudal volumétrico como el másico se mantienen constantes (la ventosa no admitirá más aire).

Se pueden establecer límites de flujo, fijando la presión atmosférica en $p_{atm}^* = 1,013 \text{ bar}$ y denominando $\Delta p = p_{atm}^* - p_t^*$ a la diferencia de presiones entre el exterior y el interior de la válvula (depresión en este caso), dichos límites se definen en la Tabla 6.

Tabla 6. Fase de admisión de una ventosa

Flujo subsónico	$p_t^* > 0,535 \text{ bar}$	$(\Delta p < 0,48 \text{ bar})$
Flujo sónico	$p_t^* \leq 0,535 \text{ bar}$	$(\Delta p \geq 0,48 \text{ bar})$

Denominando A_{adm} a la sección de admisión de la ventosa y C_{adm} al coeficiente de admisión característico de la misma (siempre $C_{adm} < 1$), se tendrá las siguientes expresiones para determinar el caudal másico que admite la ventosa:

- Cuando $p_{atm}^* > p_t^* > 0,528 p_{atm}^*$

$$G_{c,1} = \frac{dm}{dt} = C_{adm} A_{adm} \sqrt{7 p_{atm}^* \rho_{atm} \left[\left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,4286} - \left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1,714} \right]} \quad (17)$$

- Cuando $p_1^* \leq 0,528 p_{atm}^*$

$$G_{c,sonico} = \frac{dm}{dt} = C_{adm} A_{adm} \frac{0,686}{\sqrt{RT_{atm}}} p_{atm}^* = cte \quad (18)$$

siendo $G_{c,1}$ el caudal másico o caudal volumétrico en condiciones estándar o normales para flujo subsónico, y $G_{c,sonico}$ el caudal másico en condiciones de flujo sónico.

3.3.1.3. Analogía entre el flujo en tuberías y flujo en ventosas

La segunda analogía se basa en considerar el flujo de aire dentro de la válvula de forma análoga al flujo a través de cualquier sistema de tuberías donde haya flujo compresible. Sin embargo, al simularse flujo adiabático se desconoce la ecuación de estado. Por lo tanto, se utilizan las ecuaciones genéricas del flujo adiabático [22], como punto de partida.

$$(p_1^*)^{\frac{n+1}{n}} - (p_2^*)^{\frac{n+1}{n}} = \frac{n+1}{2n} \cdot \frac{(p_1^*)^{\frac{1}{n}}}{\rho_1} \left(f \frac{L}{D} + \frac{2}{n} \ln \left(\frac{p_1^*}{p_2^*} \right) \right) \cdot \frac{G^2}{A^2} \quad (19)$$

La ecuación (19) representa la relación entre las presiones y la tasa de flujo másico en una tubería determinada, en el que el flujo interno se considera adiabático. En esta ecuación, p_1^* y p_2^* son las presiones absolutas aguas arriba y aguas abajo de la tubería respectivamente, f es el factor de fricción Darcy para la tubería, D es el diámetro interno, L la longitud, n el exponente adiabático de la evolución (relación adiabática entre los calores específicos a presión constante y volumen constante, $n = 1.4$ para aire), ρ_1 es la densidad del aire a las condiciones de presión y temperatura aguas arriba del conducto, A es la sección transversal del tubo y G es el caudal másico.

La hipótesis es considerar que el término adimensional de pérdidas de carga en la ecuación de Darcy, es equivalente al coeficiente de pérdida adimensional k mencionado en la ecuación (20).

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\rho g} = \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho g} = k \frac{V^2}{2g} \quad (20)$$

$$k = f \frac{L}{D} \quad (21)$$

donde Δh y Δp son respectivamente la diferencia de altura y de presión entre el punto anterior y posterior del elemento, p_1^* y p_2^* son presiones absolutas a la salida y entrada de la tubería respectivamente, ρ es la densidad de referencia, V es la velocidad media del fluido y k el coeficiente de pérdida sin dimensiones.

La relación entre el coeficiente de pérdidas k y el coeficiente de admisión C_{adm} se despeja de las siguientes expresiones:

$$V = C_{adm} \sqrt{2ghv} \quad (22)$$

$$hv = \frac{1}{C_{adm}^2} \frac{V^2}{2g} \rightarrow k = \frac{1}{C_{adm}^2} \quad (23)$$

Con esta hipótesis puede obtenerse una expresión alternativa para caracterizar el flujo en ventosas, utilizando las ecuaciones genéricas del flujo adiabático y asimilando en ese caso las pérdidas distribuidas a un coeficiente de pérdidas k obtenido a partir del coeficiente de admisión C_{adm} . En este caso el caudal másico ($G_{c,2}$), viene dado por la ecuación (24):

$$G_{c,2} = C_{adm} A_{adm} \sqrt{\frac{2n}{n+1} \cdot \frac{\rho_1}{(p_t^*)^{\frac{1}{n}}} \left[(p_t^*)^{\frac{n+1}{n}} - (p_{atm}^*)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (24)$$

Dicha ecuación está obtenida sobre la base de considerar el término cinético despreciable con respecto al resto de variaciones energéticas del proceso. En el caso de que se desee considerar la variación de energía cinética entre la entrada y la salida de la ventosa, la expresión del caudal másico ($G_{c,3}$) es:

$$G_{c,3} = C_{adm} A_{adm} \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2C_{adm}^2}{n} \ln \frac{p_t^*}{p_{atm}^*}} \cdot \frac{2n}{n+1} \cdot \frac{\rho_1}{(p_t^*)^{\frac{1}{n}}} \left[(p_t^*)^{\frac{n+1}{n}} - (p_{atm}^*)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \quad (25)$$

La determinación del coeficiente característico de admisión introduce incertidumbres en la modelación de válvulas de aire, sobre todo en la fase de admisión, y puede llevar a errores importantes en el dimensionado de este tipo de elementos.

3.3.2. Modelos de flujo incompresible

Aunque la aproximación más adecuada para caracterizar el comportamiento de una ventosa es el flujo compresible, algunos autores ([12], [23], [24]), proponen la utilización de formulaciones de flujo incompresible. La utilización de estos modelos está basada en despreciar los efectos de compresibilidad del fluido para presiones en las proximidades de la presión atmosférica.

En vista de la pequeña diferencia de alturas presentes en la geometría de una válvula de aire, en comparación a las pérdidas que se generan en su interior, se despreciarán las pérdidas por cota; por lo tanto la ecuación de la energía se simplifica así:

$$RT \frac{dp^*}{p^*} + v \cdot dv = 0 \quad (26)$$

$$\frac{dp^*}{p^*} + v \cdot dv = 0 \quad (27)$$

El trabajar con la hipótesis de flujo incompresible demanda considerar densidad constante (ρ_{ref}), entonces la ecuación (25) puede integrarse entre la sección de entrada y salida de la ventosa:

$$\frac{p^* - p_0^*}{\rho_{ref}} + \frac{v^2 - v_0^2}{2} = 0 \quad (28)$$

Si se desprecia el término cinético en la entrada la expresión resultante es:

$$\frac{v_0^2}{2} = 0 \quad \rightarrow \quad \frac{p^* - p_0^*}{\rho_{ref}} + \frac{v^2}{2} = 0 \quad (29)$$

$$v = \sqrt{2 \frac{p_0^* - p^*}{\rho_{ref}}} \quad (30)$$

Al sustituir la expresión (28) en la ecuación de continuidad, se obtiene:

$$Q = A \cdot v = A \sqrt{2 \frac{p_0^* - p^*}{\rho_{ref}}} \quad (31)$$

Entonces, el caudal másico se expresaría con la ecuación (33):

$$G = \rho_{ref} \cdot A \cdot v = \rho_{ref} \cdot A \cdot \sqrt{2 \frac{p_0^* - p^*}{\rho_{ref}}} \quad (32)$$

$$G = A \sqrt{2 (p_0^* - p^*) \rho_{ref}} \quad (33)$$

En esta línea, la consideración de la ventosa como un elemento resistente al igual que una tobera o una tubería conduce a representar su caudal másico G mediante la expresión:

$$G = C_{adm} A \sqrt{2 \rho (p_t^* - p_{atm}^*)} \quad (34)$$

El único problema de esta aproximación radica en la necesidad de considerar constante la densidad ρ . Se obtienen así tres valores diferentes del caudal másico en función de que se considere densidad contante e igual a los siguientes valores: densidad igual a la del aire en la entrada del dispositivo (ρ_{atm}), densidad igual a la del aire a la salida del dispositivo (ρ_t) y densidad del aire igual al valor medio de las anteriores (ρ_m). Matemáticamente, los caudales másicos G obtenidos con estas hipótesis son los que recogen las ecuaciones siguientes:

$$G_{i,1} = G_{i,atm} = C_{adm} A \sqrt{2 \rho_{atm} (p_t^* - p_{atm}^*)} \quad (35)$$

$$G_{i,2} = G_{i,t} = C_{adm} A \sqrt{2 \rho_t (p_t^* - p_{atm}^*)} \quad (36)$$

$$G_{i,m} = C_{adm} A \sqrt{2 \rho_m (p_t^* - p_{atm}^*)} \quad (37)$$

En definitiva, cualquiera de las expresiones de caracterización descritas con anterioridad requiere de la determinación de un coeficiente característico (C_{adm}) y de un área de referencia (A). En el caso del área de referencia suele tomarse la sección nominal de la ventosa. Por el contrario, el coeficiente C_{adm} debe ser obtenido experimentalmente. Como se mencionó anteriormente, la determinación de este coeficiente es la que introduce incertidumbres y puede llevar a errores importantes en el dimensionado de este tipo de elementos.

4. INTRODUCCIÓN A LA DINÁMICA COMPUTACIONAL DE FLUIDOS

Las ecuaciones de Navier-Stokes son el fundamento matemático del análisis numérico de fluidos. Se derivan a partir de la ecuación de continuidad y la de ecuación de cantidad de movimiento, formando un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales que describen el movimiento de los fluidos. Por lo tanto, al resolverlas se puede determinar las variables que caracterizan el flujo, como la velocidad, presión, viscosidad, entre otras. El desarrollo de los métodos numéricos, ha permitido acoplar varias técnicas de resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes. Dichas técnicas se diferencian entre sí, por la forma de aproximar las variables de flujo y el proceso de discretización empleado.

La dinámica de fluidos computacional (CFD por sus siglas en inglés “Computational Fluid Dynamics”) se ha definido de diversas maneras, desde términos generales como “...*la disciplina que utiliza los ordenadores para modelizar numéricamente todos los flujos de interés en ingeniería...*” hasta otras definiciones más detalladas como “...*aquella técnica capaz de predecir el flujo de fluidos, su transferencia de masa y energía, sus reacciones químicas y los fenómenos relacionados mediante la resolución de las ecuaciones matemáticas que gobiernan estos procesos, con la ayuda de un método numérico...*” [25]. En términos matemáticos, la dinámica de fluidos computacional es la técnica de reemplazar los sistemas de ecuaciones diferenciales parciales en un sistema algebraico de ecuaciones que pueden ser resueltas mediante el uso de ordenadores.

En forma general, se puede afirmar que a partir de las técnicas del Método de los Elementos Finitos (MEF) apareció el Método de Diferencias Finitas (DF) y el Método de Volúmenes Finitos (MVF). Actualmente estos dos métodos son los más utilizados para el análisis CFD. El método de diferencias finitas realiza una discretización directa de las ecuaciones en derivadas parciales; se considera un punto en el espacio donde se toma la representación continua de las ecuaciones y se reemplaza por un conjunto de ecuaciones discretas, denominadas ecuaciones en diferencias finitas. Por su parte, el método de volúmenes finitos en un inicio es muy similar al método de elementos finitos. Primero divide el modelo en elementos muy pequeños de tamaño finito y de formas geoméricamente simples (pequeños volúmenes). Luego su formulación consiste en ecuaciones de conservación de flujo definidas en un sentido promediado sobre los volúmenes finitos.

4.1. Etapas en el desarrollo de un modelo CFD

El entorno virtual de un CFD se estructura en base a algoritmos numéricos que generan una secuencia de actividades concatenadas que conllevan a la resolución del problema. En el mercado existen varios softwares para el análisis CFD, entre los más comunes están: ANSYS FLUENT®, SOLIDWORKS FLOW SIMULATION®, SIMSCALE™, STAR CCM+®, AUTODESK CFD MOTION®, entre otros, también se encuentran disponibles softwares libres de código abierto, como por ejemplo OPENFOAM® y SIMFLOW®. Sin embargo, independientemente de la plataforma que se utilice, el proceso consta de tres partes fundamentales: Pre-procesado, resolución numérica y post-proceso. Este estudio se desarrolla utilizando ANSYS FLUENT®.

4.1.1. Pre-procesado

El pre-procesado consiste en la introducción de los datos de un problema de flujo a un programa de análisis CFD para su posterior resolución. Las acciones que se realizan en esta etapa son:

- Definición de la geometría.
- Generación de la malla.
- Definición de las condiciones de contorno.
- Definición de las propiedades del fluido.

4.1.1.1. Definición de la geometría

Cualquier problema de flujo de fluidos que se piense resolver mediante técnicas CFD, inicia con la representación de la geometría a analizar. La precisión en la medición del elemento analizado, dará como resultado un modelo geométrico similar al real; en este estudio en particular, en el análisis de ventosas la zona de interés es aquella por la que circula el fluido. Es decir, la parte de la válvula que interesa modelar es su interior. Por lo tanto se debe centrar esfuerzos para lograr un diseño correcto de la misma. Las zonas que no están en contacto con el flujo, resulta de especial interés simplificarlas al máximo, puesto que pueden dar complicaciones posteriores en la fase de mallado y cálculo necesitando recursos excesivos innecesariamente.

Con la finalidad de reducir el gasto de recursos computacionales, siempre es de interés simplificar el dominio a través de los ejes de simetría que se disponga. Con esto se reduce el número de elementos discretizados y por ende el tiempo de cálculo, sin afectar a la precisión de la solución.

4.1.1.2. Generación de la malla

Antes de analizar las distintas técnicas de mallado que se pueden usar en un análisis CFD, se deben tener claros los siguientes conceptos:

- **Región.-** Las características de las distintas zonas del volumen en análisis lo dividen en distintos segmentos denominados *regiones*, sobre las cuales se realiza el mallado y la resolución del modelo. Pueden ser de dos o tres dimensiones (figura 13).

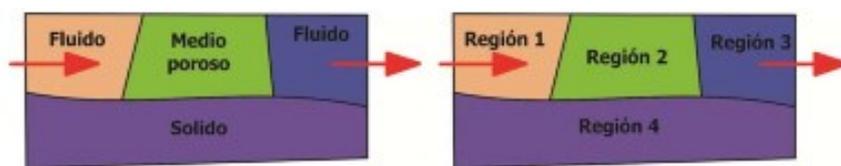


Figura 13. Zonas de un modelo CFD y su transformación en regiones [26].

- **Frontera, límite o condición de contorno.-** En función de la dimensión de la región (2D o 3D), la condición de contorno representa la cara o vértice exterior de la misma. Es sobre las condiciones de contorno sobre las cuales se aplican condicionales que definen el desarrollo del flujo (figura 14).

- **Interface.-** Fronteras internas entre regiones en las que se puede transferir masa y energía o solo energía. No tiene características especiales que le permitan generar cambios en el sistema.

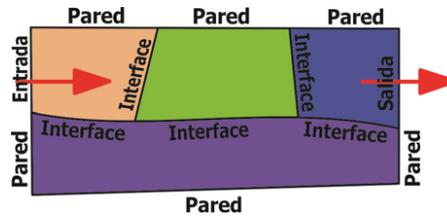


Figura 14. Disposición de las fronteras e interfaces en el modelo [26].

La técnica que usan los CFD es convertir un dominio continuo del problema como el de las figura 13 y 14 en un dominio discreto usando una malla. En el dominio discreto cada variable se define sólo en los puntos de la malla. Por ejemplo, en el dominio continuo de una sola dimensión como el de la figura 15, la presión se define como:

$$p = p(x), 0 < x < 1 \quad (38)$$

De este modo, la figura 15, muestra como la presión en el dominio discreto únicamente se define en los N puntos de la malla.

$$p_i = p(x_i), i = 1, 2, 3, 4, \dots, N \quad (39)$$

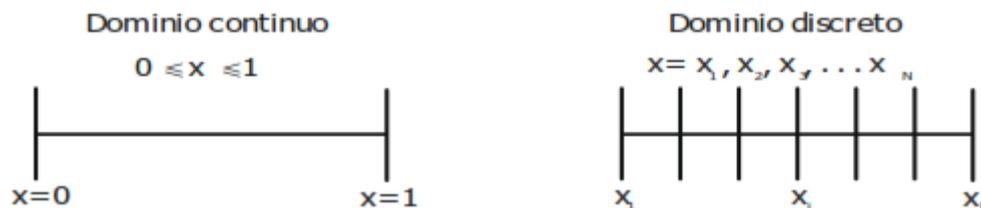


Figura 15. Dominio continuo y discreto [26].

Por esta razón, la malla se convierte en un elemento determinante, debido a que en la resolución numérica, las variables deseadas solamente se resuelven en los puntos discretizados. Los valores intermedios son determinados por interpolación de los valores calculados anteriormente. Por lo tanto, el tamaño, forma, estructura y distribución de la misma, determinan la precisión del resultado. Por esto, es conveniente repasar que parámetros modifican la calidad de la malla, para optimizarlos previamente al análisis.

El mallado no solo involucra la selección del tamaño y forma de las celdas. En esta fase se determinan las condiciones de contorno a cada región. Dicho mallado puede ser de tipo estructurado o no estructurado. Los mallados de tipo estructurado están formados por rectángulos o paralelepípedos colocados dentro de la geometría analizada de forma más o menos ordenada. La elección de un mallado o configuración más o menos simplificada puede influir posteriormente en la precisión de los resultados obtenidos. En la figura 16 puede verse una comparativa de tres mallados y niveles de simplificación geométrica del volumen interior de una ventosa.

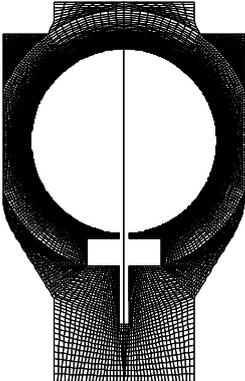
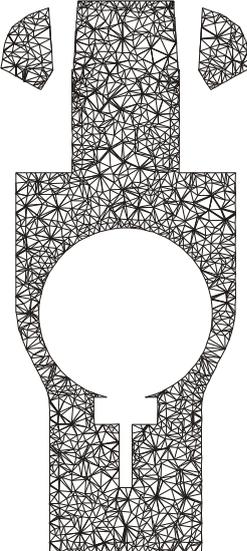
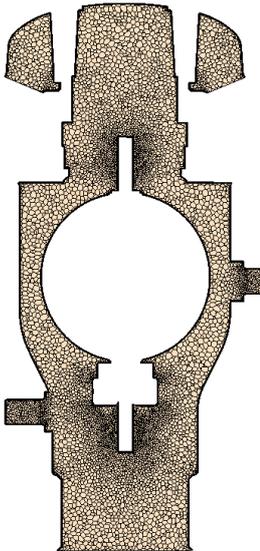
			
Tipo de mallado	Estructurado	No estructurado. Malla tetraédrica	No estructurado. Malla poliédrica
Tipo de geometría	Muy simplificada	Ligeramente simplificada	Muy detallada

Figura 16. Diferentes tipos de mallado en el plano central de la ventosa [14].

Existen algunos indicadores que determinan la calidad de la malla, entre ellos:

- **Skewness:** indica la asimetría o distorsión de la malla. Su cálculo indica la desviación del equiángulo de una celda, comparada con una celda estándar o normalizada (90° para cuadrados y 60° para triángulos). Se determina mediante la siguiente expresión:

$$Skewness = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad (40)$$

En esta ecuación θ_e es el equiángulo nombrado anteriormente y θ_{max} y θ_{min} el ángulo máximo y mínimo que existe entre dos aristas de la celda. En la Tabla 7 se puede ver los rangos de calidad de malla de acuerdo a su asimetría.

Tabla 7. Valores típicos de skewness

Calidad de la malla	Skewness
Excelente	0-0.25
Buena	0.25-0.50
Aceptable	0.50-0.80
Pobre	0.80-0.95
Inadecuada	0.95-0.98
Deteriorada	0.99-1.0

Fuente: "Introducción a la mecánica de fluidos computacional" [27].

- **Smoothness:** este indicador determina si el cambio de tamaño entre celdas es progresivo. Cambios bruscos en el volumen de las celdas provocan errores de truncamiento en la resolución de las ecuaciones. Por ello la diferencia máxima de tamaño entre dos celdas adyacentes no debe superar el 20% de su volumen.
- **Relación de aspecto:** es una medida del estiramiento de una celda, y se define como la relación de la distancia máxima entre el centroide de la celda y el centroide de la cara de la celda más cercana al centro. El ratio de aspecto óptimo para el cálculo será 1.

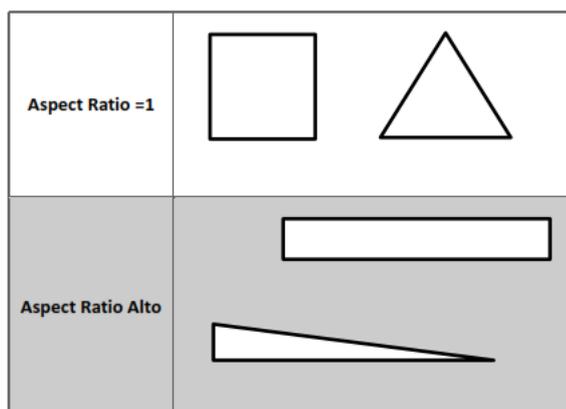


Figura 17. Relación de aspecto en distintas geometrías [27].

- **Calidad Ortogonal:** El rango para evaluar la calidad ortogonal es 0-1, donde un valor de 0 indica baja calidad y un valor de 1 representa calidad óptima.

La calidad ortogonal de las celdas se calcula utilizando el vector normal de la cara, el vector del centroide de la celda al centroide de cada una de las celdas adyacentes, y el vector del centroide de la celda a cada una de las caras [26].

Adicionalmente a los indicadores de calidad de malla, el tamaño de celda es un parámetro fundamental en el análisis CFD. El cual se definirá en función de la magnitud del volumen a analizar, a mayor volumen de control mayor tamaño de celda, esto con el fin de disminuir la complejidad y tiempo de cálculo; para volúmenes de control pequeños el tamaño de celda debe disminuir para conseguir precisión en el cálculo.

Es por ello que para determinar el tamaño óptimo de celda, se debe realizar un análisis de sensibilidad de la malla. Este análisis consiste en aplicar el modelo que soluciona el problema con distintos tamaños de celda. El tamaño óptimo será el que represente mejor la realidad analizada en el menor tiempo posible; es decir, si una malla muy fina presenta resultados similares a una malla de tamaño mediano, se deberá seleccionar la malla mediana en vista de que ocupará menos recursos computacionales y obtendrá la solución en menor tiempo.

El tamaño de celda y el mallado del dominio en las distintas zonas de la geometría, están íntimamente ligados con el modelo que se aplique, ya que, dependiendo de uno u otro modelo, se deberá tener configuraciones de malla distintas para representar de mejor manera la realidad simulada. Para el caso de las ventosas, en las cuales son importantes los modelos de turbulencia, se requiere que la capa límite disponga de un mallado estructurado creciente que permita simular el flujo turbulento. Entonces se debe aplicar una técnica de mallado adicional denominada *inflation*, la cual determina el tamaño de las celdas en la capa límite y consecuentemente el tamaño del resto de la malla.

4.1.1.3. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno son un parámetro crítico en la simulación y es importante que estén especificadas de manera adecuada, ya que estas definen el flujo y las variables en los límites del modelo físico. En forma genérica, para el análisis de fluidos se clasifican así:

- Condiciones de entrada y salida de flujo: las más comunes son entrada y salida de presión, entrada de velocidad, entrada de flujo másico, salida de presión, ventilador de admisión, ventilación de salida, entre otras.
- Condiciones de pared, periódicas y polares: entre estas se encuentran los límites de pared, simetría y ejes.
- Condiciones de la zona interna de celda: fluidas y sólidas.
- Condiciones de la cara interna de celda: estas se definen en la cara de cada celda, lo que significa que no tienen un espesor finito y proporcionan un medio para introducir un cambio de paso en las propiedades de flujo.

4.1.1.4. Definición de las propiedades del fluido

Las propiedades que se asignan al volumen de control son las que caracterizan al fluido como tal. Se debe especificar el estado del material (líquido, gas, etc.), densidad, viscosidad, temperatura, peso molecular, entre otras propiedades inherentes al fluido.

4.1.2. Solver

El Solver es la etapa más importante del análisis CFD, puesto que aquí tiene lugar el cálculo de la solución del modelo matemático y el sistema de ecuaciones. Ya con el modelo matemático del fenómeno o problema que se pretende estudiar, se procede a realizar la discretización temporal y espacial, transformando las ecuaciones diferenciales en algebraicas. De acuerdo a la discretización del volumen de control, la solución viene dada por una serie discreta de valores tanto en el espacio como en el tiempo [26].

Una vez que se finaliza el pre-proceso, se continúa con la solución del modelo; actualmente ANSYS FLUENT[®] cuenta con dos métodos numéricos de cálculo basados en el método de volúmenes finitos para la solución del problema, uno basado en la presión y otro basado en la densidad.

4.1.2.1. Método basado en la presión (Pressure based solver)

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

En ANSYS Fluent[®] existen dos algoritmos posibles basados en la presión, uno segregado y otro acoplado. El algoritmo segregado resuelve secuencialmente el campo de velocidad, luego

corrige la ecuación de la continuidad, actualiza el gasto másico y finalmente resuelve las ecuaciones de energía, turbulencia, especies y otros escalares. Por el contrario, el algoritmo acoplado resuelve simultáneamente las ecuaciones de momento y presión, esa es la principal diferencia entre los dos algoritmos.

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

El método basado en la densidad resuelve las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y (cuando sea necesario) de la energía y transporte de las especies de forma simultáneamente; es decir, acopladas todas ellas. Las ecuaciones de comportamiento para magnitudes escalares adicionales se resuelven posteriormente de forma secuencial (es decir, segregadas unas de otras). Debido a que las ecuaciones de comportamiento son no lineales (y acopladas), el proceso de solución debe llevarse a cabo de forma iterativa hasta que se obtenga una solución numérica con convergencia. Este algoritmo se puede escribir con formulación implícita o explícita.

- **Formulación Implícita.**- Para una variable dada, el valor desconocido en cada celda se calcula mediante una relación que incluye tanto los valores desconocidos como los conocidos de las celdas adyacentes. La resolución de las incógnitas del sistema de ecuaciones se hace de forma simultánea.
- **Formulación Explícita.**- Para una variable dada, el valor desconocido en cada celda se calcula usando una relación que incluye sólo valores conocidos. La resolución de las incógnitas del sistema se hace por separado.

El uso de pasos de tiempo explícitos es bastante restrictivo. Se utiliza principalmente para capturar el comportamiento transitorio de las ondas en movimiento, como las ondas de choque, porque es más preciso y menos costoso que los métodos de paso de tiempo implícito en tales casos. No se puede usar el paso de tiempo explícito en los siguientes casos:

- Cálculos con un solver basado en la presión o la formulación implícita basada en la densidad. La formulación de paso de tiempo explícito está disponible solo con la formulación explícita basada en la densidad.
- Flujo incompresible. El paso de tiempo explícito no se puede usar para calcular flujos incompresibles precisos en el tiempo (es decir, leyes de gas distintas del gas ideal). Las soluciones incompresibles deben repetirse para la convergencia dentro de cada paso de tiempo.
- Aceleración de convergencia. El método de almacenamiento múltiple y el suavizado residual no se pueden utilizar con pasos de tiempo explícitos porque destruyen la precisión de tiempo del solucionador subyacente.

4.1.2.3. Modelos numéricos de flujo turbulento

La turbulencia se define como el movimiento inestable de un fluido, en el cual sus moléculas no siguen trayectorias paralelas, tiene vital importancia en el análisis de fluidos. Muchas características técnicas del flujo dependen de esta, principalmente, la transmisión de calor, las fuerzas en cuerpos aerodinámicos [28], y la más importante, las pérdidas de presión y de eficiencia que se producen en el sistema [29].

Las ecuaciones de Navier-Stokes gobiernan cualquier flujo laminar o turbulento. Se han generado varios procedimientos mediante técnicas CFD para resolver estas ecuaciones; sin embargo, debido al amplio rango de escalas de tiempo en las simulaciones, no todos los procedimientos son efectivos. Actualmente, el método de resolución más aceptado debido a las simplificaciones que realiza es el método RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Este método en su procedimiento elimina todas las estructuras de turbulencia y las promedia, para obtener campos de velocidad y presión. Dentro de este método existen dos modelos que permiten procesar flujos turbulentos complejos, pues añaden el término de viscosidad turbulenta para calcular los esfuerzos de Reynolds. Estos modelos son el k-ε y el k-ω. Además simplifican el problema a la solución de dos ecuaciones de transporte. A continuación se detallan los principales modelos del método RANS empleados en el presente trabajo para las distintas simulaciones.

Modelos K-ε

“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 ingenieriles, tanto de flujo a presión como de transmisión de calor. 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” [26].

En este tipo de modelos se asume que el flujo es completamente turbulento, y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. Partiendo desde este punto existen tres modelos: k-ε estándar, k-ε RNG y k-ε realizable, sus principales diferencias radican en:

- El método que se aplica para calcular la viscosidad turbulenta.
- Los números de Prandtl, que gobiernan la difusión turbulenta de “k” y “ε”.
- Los términos de generación y destrucción en la ecuación de energía cinética “ε”.

Estos modelos utilizan las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos: la ecuación de la continuidad y la ecuación de conservación del momento angular, la turbulencia “k” se resuelve utilizando la ecuación (41) que es la expresión de la energía cinética; mientras que para resolver la tasa de disipación de energía cinética “ε” cada modelo utiliza su propia ecuación.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (41)$$

En la expresión (41) el término G_k representa la generación de energía cinética de turbulencia ocasionada por los gradientes de velocidad media (N/m²s), el término G_b caracteriza la generación de energía cinética turbulenta debida al empuje, Y_M representa la contribución de la fluctuación debida a la dilatación en turbulencia de flujos compresibles y al índice de disipación de turbulencia, ρ es la densidad del fluido. La viscosidad por turbulencia μ_t (Eddy viscosity) se calcula en cada modelo con una expresión distinta, pero se toma como punto de partida la ecuación:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (42)$$

donde C_μ es una constante establecida para cada modelo.

Modelos K- ω

En vista de la baja capacidad para reproducir flujos libres sin cizalladura del modelo k- ω de Wilcox [30] se ha desarrollado el modelo k- ω estándar, sus modificaciones modelan el flujo incluyendo los efectos provocados por bajos números de Reynolds [28].

La energía cinética turbulenta “k” utilizada por el modelo está descrita en la ecuación (43), mientras que la disipación específica de energía “ ω ” se calcula con la ecuación (44).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tau_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (43)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\tau_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (44)$$

donde 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 ”. τ_k y τ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω respectivamente. Y_k y Y_ω representan la disipación de “k” y “ ω ” debida a las turbulencias. S_k y S_ω son términos definidos por el modelo.

La difusividad efectiva para el modelo k- ω se determina a partir de la relación de la viscosidad turbulenta y los números de Prandtl. La viscosidad turbulenta es calculada combinando “k” y “ ω ” a partir de la ecuación:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (45)$$

donde α^* es un coeficiente que afecta a la viscosidad turbulenta provocando una corrección de los números de Reynolds bajos.

El modelo estándar k- ω ha sido modificado durante toda su historia, añadiendo términos a las ecuaciones de “k” y de “ ω ” para mejorar su precisión. De aquí surge el modelo K- ω SST (ecuaciones de transporte del esfuerzo cortante) el cual fue desarrollado por Menter [31], 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 [26]. Este motivo hace que el modelo k- ω SST sea más preciso y confiable para un amplio grupo de flujos, por ejemplo, perfiles aerodinámicos, ondas de choque ultrasónicas, entre otros [28].

4.1.2.4. Tipos de flujo convectivo

Existen tres tipos de flujo convectivo cuando se usa el solver basado en densidad, en este estudio se utilizó el método ASUM.

- **Método de división ascendente de Advección (AUSM).**- Proporciona una resolución exacta de las discontinuidades de contacto y choque, y es menos susceptible a oscilaciones.

4.1.2.5. Esquemas de discretización

Como se indicó anteriormente la discretización consiste en transformar las ecuaciones diferenciales que gobiernan el flujo en ecuaciones algebraicas, aplicando un método numérico. En el caso de Fluent® el método de volúmenes finitos, integrando las ecuaciones en cada celda, se obtiene como resultado un conjunto de ecuaciones discretas que conservan las magnitudes fluidas del volumen de control.

La discretización se obtiene aplicando distintos esquemas, uno de los más utilizados actualmente por su fiabilidad es el esquema *upwind*, el cual obtiene el valor de flujo másico en la cara de una celda, a partir de los valores de las celdas que se encuentran aguas arriba en la dirección del vector normal a la cara. Fluent® implementa distintos tipos de esquemas *upwind*: *upwind* de primer orden, *upwind* de segundo orden, ley exponencial y QUICK.

Cuando se trabaja con una precisión de primer orden, los valores de las variables de las celdas se obtienen suponiendo que los valores del centro de la celda para todas las magnitudes fluidas representan el valor medio de la celda. Es decir, los valores de las magnitudes en las caras de la celda con flujo se toman igual a los de la celda que se encuentra aguas arriba de ella.

Al incrementar la precisión a segundo orden, los valores de las variables en las caras de las celdas se obtienen empleando una reconstrucción lineal multidimensional. Con esta aproximación, se consigue una precisión de orden elevado de los valores en las caras de las celdas en el centroide de la celda. En resumen, los esquemas de primer orden obtienen una mejor convergencia que los de segundo orden, pero en general, los resultados son menos exactos.

4.1.2.6. Convergencia iterativa

Al iniciar la resolución del flujo, se inicia un proceso iterativo que se repite hasta que la diferencia entre la última variable calculada y la siguiente llegue a un límite establecido. No existe un criterio universal para evaluar los niveles de convergencia de un análisis CFD y quedan a criterio técnico del simulador. Por ello, para evaluar la convergencia durante el proceso iterativo de cálculo, se emplea comúnmente una combinación de los resultados obtenidos para los residuos escalados, la convergencia de alguna magnitud de interés en un plano o un punto determinado y los balances de masa y energía globales sobre el dominio computacional, de modo que los resultados obtenidos sean suficientemente completos y fiables. A continuación, se describen de manera general premisas o condiciones que deben cumplir los parámetros anteriores para que se pueda asegurar la convergencia del modelo:

- **Residuos escalados:** deben ir decreciendo con el número de iteraciones hasta alcanzar valores del orden de 10^{-6} para continuidad y energía, y 10^{-4} para las tres componentes del vector velocidad.
- **Magnitudes fluidas:** se debe monitorear la estabilización y convergencia de todas las magnitudes fluidas monitorizadas durante el proceso de cálculo.
- **Balance de masa global:** debe cumplirse con un error mínimo del orden de 10^{-6} kg/s al final del proceso iterativo.

Es importante mencionar el criterio de convergencia absoluta. Es decir, no se considera que una solución ha convergido mientras no lleguen todas las magnitudes fluidas a los residuales establecidos.

4.1.3. Post-procesado

Si se considera que la solución numérica es correcta, esta se puede adoptar como válida, y por tanto, extraer resultados. El post proceso consiste en el análisis visual y cuantitativo de los resultados de las simulaciones CFD.

El post-proceso sirve de soporte para una variedad de objetos gráficos y geométricos utilizados para interpretar los resultados y definir ubicaciones para el cálculo cuantitativo. Además se puede realizar una variedad de cálculos cuantitativos exactos sobre distintos objetos. A continuación se nombran algunas de las funciones del post-proceso:

- Visualización de la geometría.
- Representación 2D y 3D de la malla.
- Mapas vectoriales y de contorno.
- Simulación del flujo dinámico.
- Informes extensos de resultados (presión, caudal, fuerzas, gráficos XY, gráficos de tiempo, entre otros).

Todas estas funciones del post-proceso facilitan el análisis de los resultados, permitiendo obtener las curvas características que definen el comportamiento de las válvulas de aire.

4.2. Estudios preliminares de caracterización de válvulas de aire aplicando CFD

En este apartado se aborda en primera instancia el análisis CFD del flujo compresible en una tobera convergente, con la finalidad de comprobar la aplicabilidad de la analogía entre flujo en toberas y flujo en ventosas. Posteriormente se analiza específicamente las investigaciones realizadas en cuanto a caracterización de válvulas de aire aplicando dichas técnicas.

4.2.1. Análisis CFD de toberas convergentes-divergentes

En el apartado 3.3.1.2. se estableció la analogía entre el flujo en toberas y el flujo en válvulas de aire. Algunos investigadores han estudiado esta analogía aplicando técnicas CFD sobre una tobera convergente ([32],[33]), permitiendo así establecer preliminarmente los algoritmos, modelos, tipos de discretización y métodos de solución que se deben utilizar para simular el comportamiento de una ventosa.

El análisis de una tobera tipo Laval [32] de pequeñas dimensiones, con relación de reducción 5/1 entre la entrada y la garganta, permite demostrar la teoría de flujo compresible utilizando el software ANSYS FLUENT® con la siguiente configuración:

- Solución en base a un algoritmo de densidad.
- Análisis 2D.
- Modelos de energía y turbulencia.
- Material gas ideal.
- Temperatura variable entre la entrada y la salida.
- Presión constante a la salida como condición de contorno.

En la figura 18 se evidencia la generación de ondas de choque en la garganta de la tobera, con números de Mach próximos a la unidad, mientras que en la zona convergente la velocidad del flujo supera la velocidad del sonido lo cual provocará el bloqueo sónico en vista de que se reduce la presión y el caudal másico se mantiene estable. Deshpande et al. [32] concluyen que los resultados de la simulación mediante CFD presentan una variación mínima en comparación al modelo teórico.

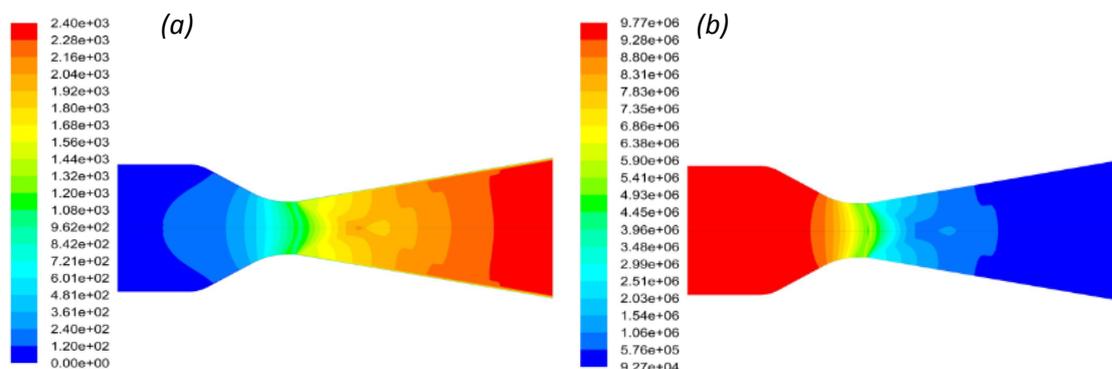


Figura 18. (a) Contornos de velocidad; (b) Contornos de presión resultantes CFD [32].

Un estudio similar realizado sobre una tobera convergente-divergente con distintas secciones: cuadrada, rectangular y circular [33], concluye que la tobera rectangular tiene velocidades de salida, caída de presión y caída de temperatura a lo largo de toda su sección, relativamente superiores a las toberas cuadradas y circulares. En base a estas investigaciones, se puede asumir que el flujo de aire dentro de una sección semejante a una tobera convergente-divergente está íntimamente relacionado su geometría interna.

Se toma estas investigaciones como punto de partida para el análisis de válvulas de aire mediante CFD. En vista de que la gran mayoría de ventosas comerciales, tienen geometría interna similar a la de una tobera convergente.

4.2.2. Caracterización de válvulas de aire aplicando CFD

Como se ha mencionado anteriormente el análisis computacional de fluidos se ha extendido en los últimos años abarcando el estudio de dispositivos hidráulicos, bien como elementos aislados o como parte de un sistema, con el fin de conocer su comportamiento y su influencia en el funcionamiento de una instalación.

En cuanto a la caracterización de válvulas de aire aplicando modelos computacionales, investigaciones recientes [5] han obtenido resultados favorables para la fase expulsión de aire, mientras que la fase de admisión se ha visto limitada por los modelos de compresibilidad y turbulencia utilizados.

Es necesario resaltar que todos los análisis realizados mediante técnicas CFD requieren una validación experimental, este es el caso de la investigación realizada por el García-Mares et al. [5], en la cual se compara los resultados obtenidos en la fase experimental con los obtenidos mediante el análisis numérico asistido por computador. Dicha investigación analiza el comportamiento de una válvula de aire en fase de expulsión aplicando el modelo de turbulencia k- ϵ estándar y sus modificaciones k- ϵ RGN y k- ϵ realizable.

Además García-Mares et al. [5] realizan un análisis de semejanza hidrodinámica al modelar la válvula con dos fluidos distintos: agua y aire, el objetivo es investigar a profundidad la disipación energética debido a esfuerzos viscosos y su efecto sobre el comportamiento de la válvula de aire en fase de expulsión (figuras 19 y 20).

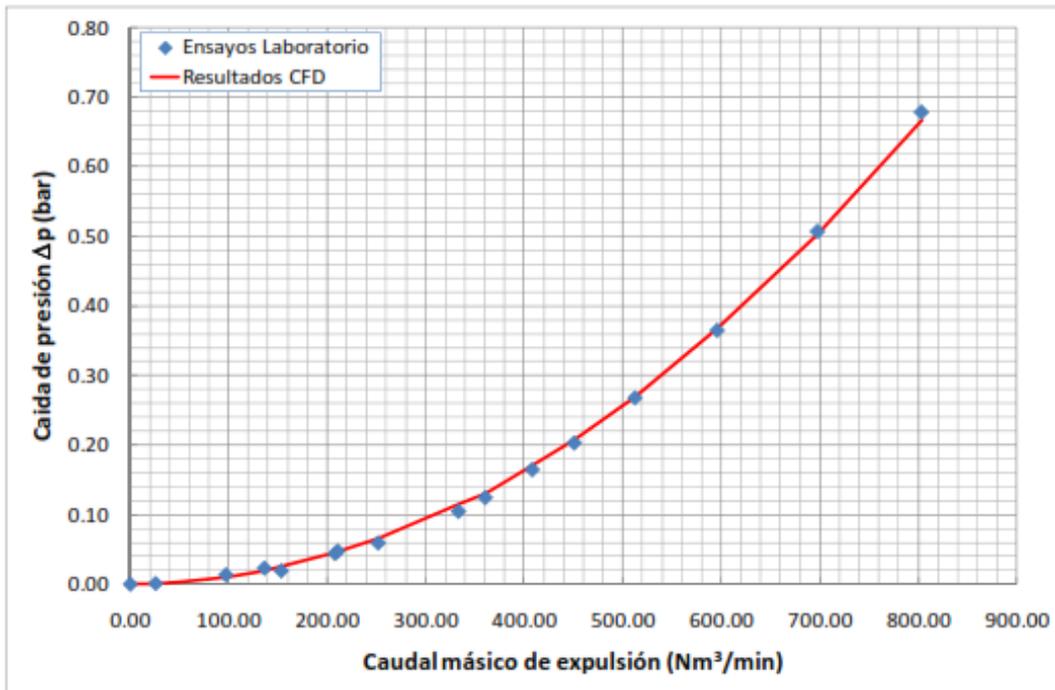


Figura 19. Validación del modelo CFD de una ventosa: Ensayo con agua [5].

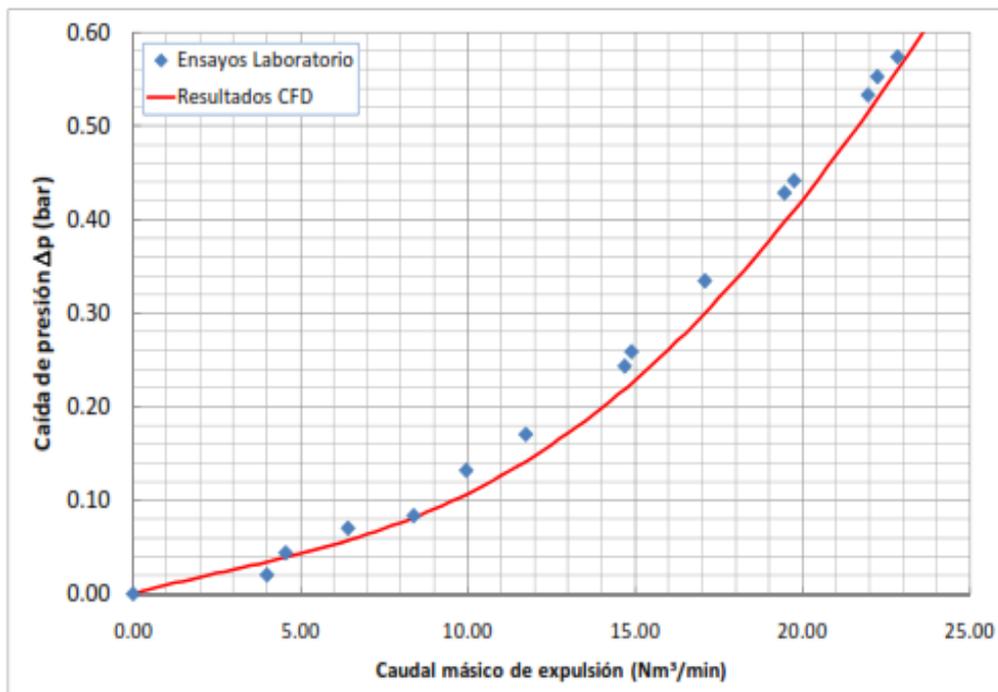


Figura 20. Validación del modelo CFD de una ventosa: Ensayo con aire [5].

En su trabajo García-Mares et al. [5] concluyen que los modelos k- ϵ RNG y k- ϵ completo se adaptan extremadamente bien para representar el comportamiento de la ventosa (figuras 21 y 22), con errores de caudal másico inferiores al 1%. Sin embargo, dichos modelos no se ajustan adecuadamente en la fase de admisión de aire, debido a que el modelo K- ϵ tiene limitaciones al generar un gradiente de presión negativo.

Con este antecedente, la presente investigación pretende complementar la caracterización de válvulas de aire mediante técnicas CFD, definiendo una metodología que permita representar con exactitud la fase de admisión de aire.

4.3. Ventajas y desventajas del análisis de válvulas de aire mediante técnicas CFD

A continuación se indican, de forma resumida, las principales ventajas que proporcionar el análisis CFD en la caracterización del comportamiento de una válvula de aire:

- Análisis detallado del flujo de aire en la ventosa. Es decir, el análisis numérico mediante el método de los volúmenes finitos, permite obtener información de las variables del flujo en cualquier punto de la válvula.
- Posibilidad de ensayar condiciones de funcionamiento que experimentalmente son difíciles de comprobar. Los métodos basados en la experimentación tienen un coste creciente en función del número de puntos de medida que se desean realizar. Por el contrario, las técnicas CFD permiten generar gran cantidad de información adicional sin suponer un coste añadido. Esto permite realizar estudios más complejos y completos que de forma experimental no podrían realizarse.
- Se genera una reducción notable de tiempo y coste, al analizar modelos nuevos, o al realizar mejoras en los diseños de estos elementos.

Estas ventajas se deben al desarrollo investigativo y tecnológico de los últimos años, que han permitido incorporar los distintos modelos de flujo de aire al análisis CFD. Sin embargo, se deben considerar ciertas desventajas al momento de iniciar un estudio de este tipo. Entre estas desventajas están:

- Las técnicas CFD suponen un coste computacional importante, ya que requieren ordenadores con gran capacidad de cálculo para obtener soluciones en un periodo de tiempo relativamente corto; caso contrario, la simulación puede extenderse demasiado.
- Los resultados obtenidos no son siempre lo suficientemente precisos. El origen de esta falta de precisión se encuentra en la necesidad de simplificación de los sistemas físicos reales y la dificultad de modelar adecuadamente fenómenos como la turbulencia.
- Es indispensable disponer de personal cualificado con experiencia.

5. METODOLOGÍA PARA LA CARACTERIZACIÓN DE VÁLVULAS DE AIRE EN ADMISIÓN APLICANDO CFD

El presente trabajo tiene como objetivo principal establecer una metodología que permita predecir las características neumáticas de admisión de una válvula de aire utilizando como base técnicas computacionales CFD. Para ello se define inicialmente el modelo geométrico a representar; posteriormente se analizan diferentes modelos de flujo compresible en la válvula de aire, y se aborda un estudio de sensibilidad de la malla se determinará la influencia del mallado en la obtención de resultados. Finalmente se utilizarán resultados experimentales de laboratorio para validar los resultados obtenidos con el modelo computacional.

5.1. Geometría

Para el análisis se emplearon dos modelos de válvulas comerciales de diámetro nominal 80 mm, la cuales se indican en la figura 21.

- **Válvula A.-** modelo con el cual se definió la metodología de caracterización. Esta válvula tiene tres tipos de cubierta: *Side* (salida lateral), *Down* (salida hacia abajo), y *Seta* (forma de seta).
- **Válvula B.-** modelo de validación de la metodología de caracterización.



Figura 21. Válvulas de aire utilizadas para el análisis CFD.

Los resultados obtenidos del análisis CFD dependerán de la precisión con la que se tome las medidas de la geometría, sobre todo del interior de la ventosa, ya que es por esta superficie por donde fluye el aire. La representación o supresión de cualquier elemento influirá en el gasto másico que circula a través de la misma.

El procedimiento a seguir se inicia con la medición de la ventosa. El material de las válvulas A es función dúctil lo cual les proporciona una estructura compacta y robusta. Tienen un cuerpo de flujo recto con salida y entrada de igual tamaño (diámetro nominal 80mm), a excepción del modelo A-Seta cuya cubierta tiene forma de seta y la superficie de entrada de aire es mayor. En los modelos A-Side y A-Down la salida es del mismo diámetro que la entrada.

La geometría de la válvula A se divide en dos partes: la cubierta o tapa y el cuerpo central, que se unen en un diafragma que permite acoplar distintos tipos de tapa. La geometría interna del cuerpo central es la misma en los tres sub modelos. La altura total de los modelos A-Side y A-Down es de 356 mm, mientras que el modelo A-Seta mide 327 mm. En el caso de no colocar tapa, la altura hasta el diafragma es de 253 mm. El interior es de tipo tobera divergente con cuatro nervaduras laterales perpendiculares al eje central sobre las cuales reposa el flotador de polipropileno de 105 mm de diámetro y 89 mm de alto. La cubierta se asienta sobre una placa metálica que une las dos partes de la válvula mediante un sello dinámico.

El modelo B tiene una geometría más sencilla y de menor tamaño que el modelo A, igualmente es de hierro dúctil y mide 290 mm de alto. Sobre el orificio de entrada de aire se dispone una tapa circular que reduce la superficie de entrada. En el interior se disponen cuatro nervaduras laterales perpendiculares al eje central las cuales convergen en la parte inferior de la válvula formando una base en forma de cruz sobre la cual reposa el flotador. Dicho flotador es una esfera hueca de aluminio de 100 mm de diámetro con un vástago en la parte inferior el cuál se introduce en la base. Esta válvula también está formada por dos partes unidas mediante un sello hermético.

Tabla 8. Medidas de válvulas de aire

Modelo	Diámetro Entrada (mm)	Diámetro Conexión (mm)	Área Entrada (mm ²)	Área Conexión (mm ²)
A-Side	84.68	83.11	5632	5425
A-Down	81.51	83.11	5219	5425
A-Seta	103.10*	83.11	8349	5425
B	109.63*	77.83	9440	4757

* Diámetro equivalente a la superficie de entrada.

Para este estudio se considera a la parte superior de la ventosa como la entrada y la parte inferior (conexión) como la salida; si bien es cierto, el diámetro nominal es 80 mm, en la Tabla 8 se evidencia que existen diferencias importantes con las medidas tomadas en laboratorio. En el caso de los modelos A-Side y A-Down la diferencia entre entrada y salida es inferior a 2 mm. Sin embargo, una variación de 1 mm en la entrada representa una variación del 3% caudal másico. Para el caso de las válvulas A-Seta y B, la superficie de entrada no es circular y es mayor que la salida. Por lo tanto, para el análisis se considera como referencia el diámetro de la salida en todas las válvulas.

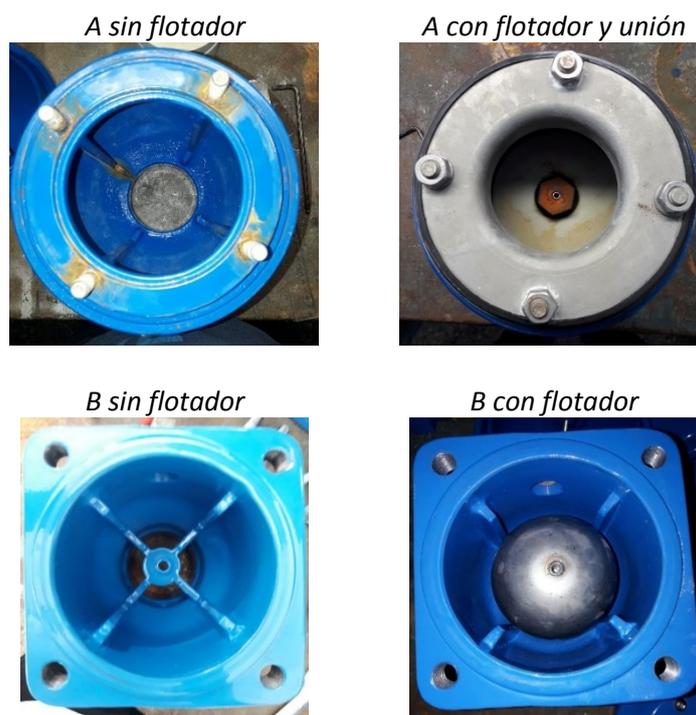


Figura 22. Geometría interna de las válvulas de aire

Con las medidas del cuerpo de la válvula y del flotador (figura 22), se procedió a dibujar en 3D la geometría de cada ventosa y extraer el volumen interno que representa el fluido (figura 23). Este procedimiento se realizó utilizando el módulo *Desing Modeler* de *Ansys Fluent*[®]. Es importante mencionar que se consideró los planos de simetría de cada ventosa para realizar cortes sobre la válvula, con el fin de trabajar con un volumen más pequeño y reducir el tiempo de cálculo. En el caso de las válvulas A-Side y A-Down se trabajó con media válvula, mientras que para A-Seta y B se consideró un cuarto de válvula. A la salida de la ventosa se consideró un tramo de tubería de longitud igual a dos veces el diámetro del orificio de salida. Este es el punto donde se ubica el manómetro en la fase experimental de acuerdo a la normativa.

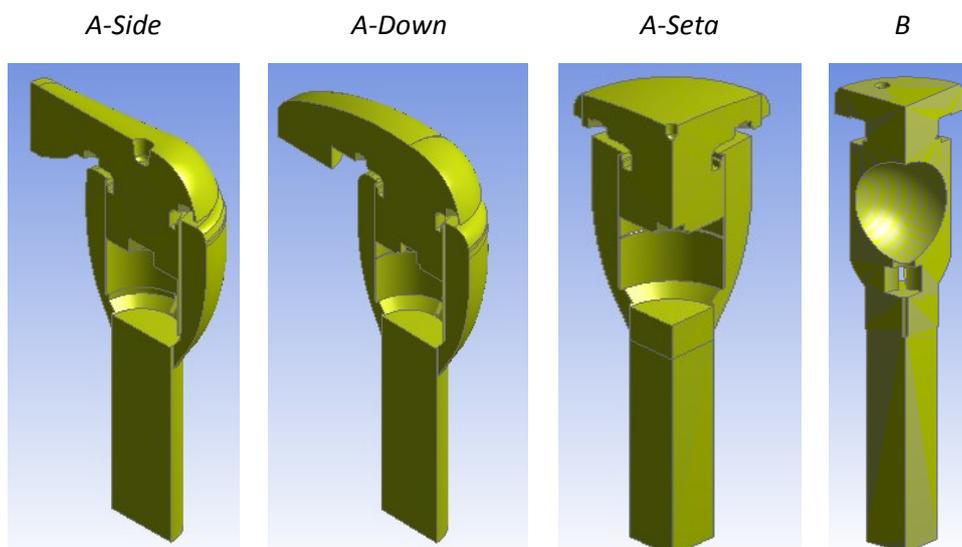


Figura 23. Volúmenes de fluido

5.2. Mallado y análisis de sensibilidad

La precisión y exactitud de los resultados del análisis numérico dependen del tipo de malla y el número de celdas de nuestro dominio. Seleccionar el tamaño de celda adecuado se convierte en el punto de partida para obtener resultados adecuados. El tamaño de celda se define mediante el análisis de sensibilidad de la malla.

Como consideración previa al mallado, hay que resaltar que el presente estudio analiza el comportamiento de la ventosa en admisión, por lo tanto, la posición del flotador es fija en la parte inferior de la ventosa. Es decir, no se considera el movimiento del flotador por acción de la subpresión.

Para realizar el mallado se utilizó el módulo *Mesh* de Ansys Fluent®. Se trabajó el volumen del fluido como un solo cuerpo sobre el cual se identificaron las distintas zonas de cada válvula de aire: entrada, salida, planos de simetría y paredes (figura 24).

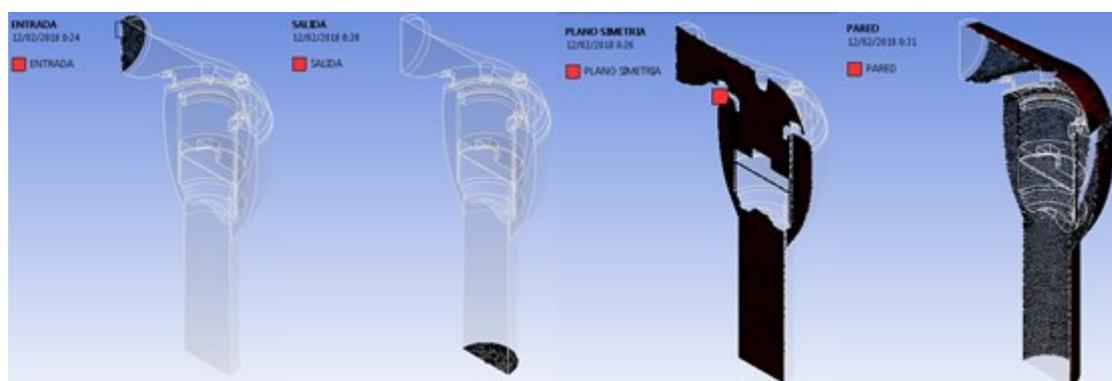


Figura 24. Contornos de la válvula A-Side.

Debido a la geometría compleja del interior de las válvulas de aire se consideró en primera instancia una malla tetraédrica no estructurada. Sin embargo, la calidad ortogonal de un grupo de tetraedros no permitió simular de manera adecuada el flujo en la ventosa. Es más, no fue posible alcanzar niveles de convergencia altos debido a que se producen errores generados por la calidad de la malla; con esta consideración, se convirtió la malla tetraédrica a poliédrica, lo que disminuye el número de celdas pero ganando precisión en el cálculo. Al mismo tiempo se logra converger en una solución adecuada.

Para obtener el mallado tetraédrico se aplicó un método de mallado automático, con la siguiente configuración:

- Preferencia física de mallado Fluent
- Método de dimensionado *Proximity and Curvature* debido a la forma de las ventosas y a la cantidad de elementos que posee en su interior (pernos, tuercas, arandelas, etc.).
- Tamaño máximo de celda inicial de 5 mm (*Max Size* y *Max Face Size*) posteriormente se modificó de acuerdo al análisis de sensibilidad. El tamaño de celda seleccionado representa suficientemente el flujo en la capa límite, por lo tanto, no es necesario aplicar un mallado con más detalle en las paredes del flujo.

Para justificar por qué no utilizar la técnica *inflation* en el cálculo, se toma como ejemplo la malla de 4 mm correspondiente a la válvula A-Down, los errores de cálculo de caudal de la malla sin inflación y con inflación son de 0.33% y 0.49% respectivamente; además, considerando que aplicar un mallado con inflación incrementa aproximadamente en un 50% el número de celdas y este no disminuye cuando se transforma a malla poliédrica (> tiempo de cálculo), se optó por realizar el análisis con una malla sin inflación, ya que los resultados obtenidos son satisfactorios y próximos a la realidad simulada. El resultado final de aplicar este mallado se representa en la figura 25.

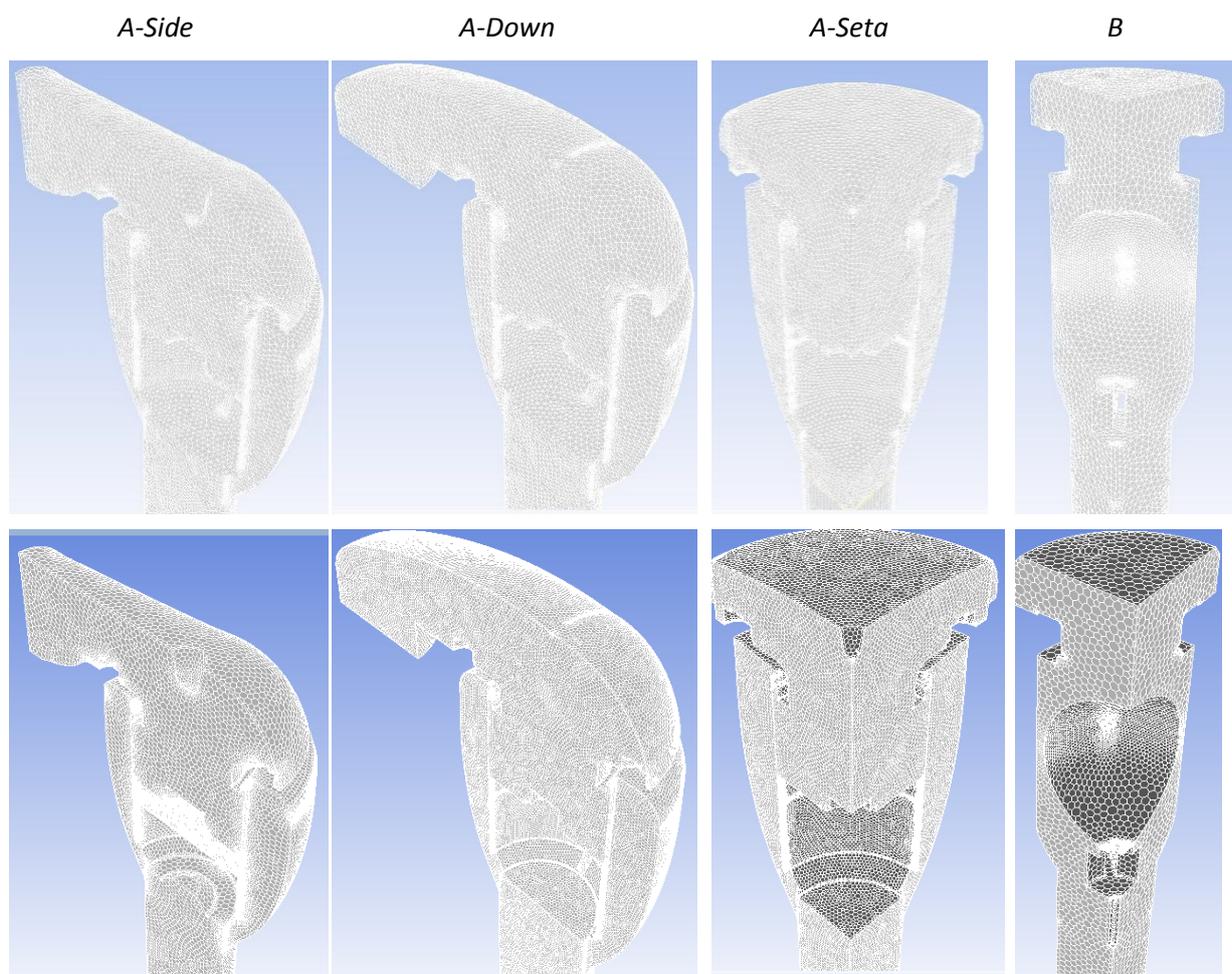


Figura 25. Transformación de malla tetraédrica a poliédrica; (arriba) tetraédrica, (abajo) poliédrica.

De acuerdo a los indicadores de calidad la malla tetraédrica es excelente en cuanto a simetría con valores promedio de skewness que fluctúan entre 0.22 y 0.28, una relación de aspecto que se mantiene próxima 1. El problema de esta malla radica en la calidad ortogonal, si bien su valor promedio es de 0.86, existe un grupo de celdas con valores inferiores a 0.10, que impide una convergencia adecuada. Este problema se soluciona con la transformación de la malla a poliédrica. Este método de mallado subdivide a las celdas tetraédricas en subvolúmenes que luego se aglomeran formando un poliedro, lo que modifica la dirección de los vectores y mejora la calidad de la malla. Es importante mencionar que la transformación de la malla tetraédrica a poliédrica se realiza dentro del módulo *Fluent* de *Ansys Fluent*®, siendo este es el primer paso a seguir previo a la resolución.

Con el fin de obtener resultados precisos se procedió a realizar el análisis de sensibilidad de malla. Cabe mencionar, que previo al análisis de sensibilidad se determinó el método de solución con los resultados más próximos a los de laboratorio. En este apartado se determina cual es el tamaño de celda que genera menor error en el cálculo del caudal a un coste computacional bajo. Es decir, se pretende encontrar el punto óptimo entre error de cálculo y número de celdas.

En vista de que el número de celdas está limitado a 512000 en la versión académica de Ansys, el análisis de sensibilidad de malla se realizó mediante conexión remota en un ordenador de la Universidad de Talca (Chile), con licencia profesional de Ansys y sin límite máximo de celdas.

Se realizó el análisis de sensibilidad de malla sobre la válvula A-Down, considerando 4 tamaños de celda, iniciando con 5 mm como valor referencial, los resultados se indican en la Tabla 9. Se evidencia como el número de celdas incrementa conforme disminuye el tamaño de celda, sin embargo, al transformar la malla de tetraédrica a poliédrica esta disminuye considerablemente el número de celdas de 3 a 4 veces el valor inicial; el cálculo de la solución se realizó con la malla poliédrica y los resultados obtenidos se comparan con los resultados de laboratorio.

Cabe destacar que el tiempo de cálculo incrementa considerablemente conforme se incrementa el número de celdas. Un tamaño de celda de 4 mm demanda un coste computacional más bajo que la malla de 2 mm. El análisis de sensibilidad permite corroborar que no es necesario disponer de una malla extremadamente fina para obtener resultados adecuados. Es decir, la división del dominio en pequeños volúmenes tiene un límite, en el cual los resultados se estabilizan. También es importante considerar que un tamaño de celda grande, puede limitar que el flujo se desarrolle completamente.

Tabla 9. Análisis de sensibilidad de malla

Válvula	Tamaño de celda (mm)	# de celdas malla tetraédrica	# de celdas malla poliédrica	Caudal CFD $\Delta p=0.2\text{bar}$ (m^3/h)	Caudal (LAB) $\Delta p=0.2\text{bar}$ (m^3/h)	Error Relativo (%)	Caudal CFD $\Delta p=0.3\text{bar}$ (m^3/h)	Caudal LAB $\Delta p=0.3\text{bar}$ (m^3/h)	Error Relativo (%)
A-Down	5	486271	154417	-1353	-1403	3.51	-1563	-1632	4.26
	4	510295	185887	-1374	-1403	2.02	-1594	-1632	2.34
	3	1083413	244615	-1391	-1403	0.80	-1617	-1632	0.89
	2	3129320	603593	-1406	-1403	0.21	-1641	-1632	0.55

El análisis de sensibilidad se realizó solamente en la válvula A-Down, con la finalidad de validar el tamaño de celda seleccionado en las demás válvulas. Es importante aclarar este aspecto, en vista de que el tamaño de celda óptimo variará debido a la geometría de cada válvula. Sin embargo, esta metodología pretende determinar un tamaño de celda representativo para caracterizar cualquier válvula de aire de gran orificio.

Esta comparación permite definir adecuadamente el tamaño de celda de la malla, un tamaño de celda puede representar de peor o mejor manera el comportamiento de la ventosa dependiendo de la forma de la curva característica, en la figura 26 se evidencia dicha situación.

La malla con menor error relativo tiene un tamaño de celda de 2 mm, el error es de 0.21% y 0.55% para diferenciales de presión de 0.2 y 0.3 bares respectivamente. Sin embargo, el tamaño de celda de 4 mm representa de mejor manera la zona de la curva característica que está por

debajo de -0.30 bares (figura 26), dicha zona es de particular interés debido que es donde se produce el bloqueo sónico. Con esta consideración se determina para el análisis el tamaño de celda en 4 mm, a pesar de perder precisión en el cálculo, el error relativo es inferior al 2.34%. Además, el tiempo de cálculo disminuye considerablemente en comparación a la malla de 2 mm.

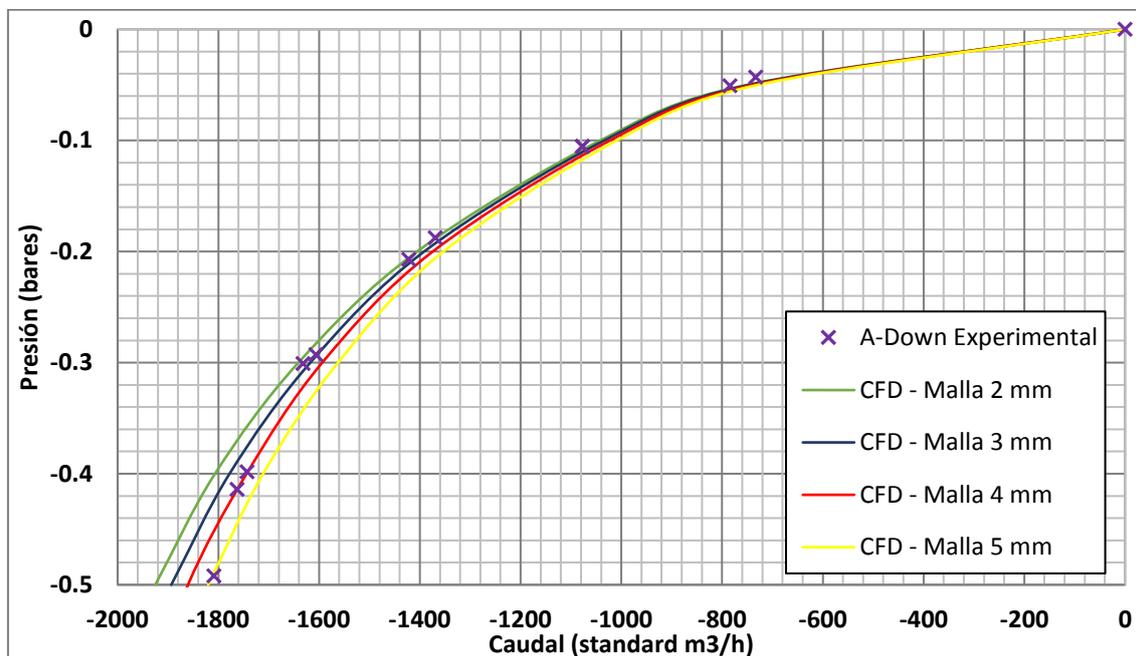


Figura 26. Análisis de sensibilidad de malla válvula A-Down.

Es importante mencionar que con el tamaño de celda 4 mm el tiempo de resolución de un punto de la curva característica es inferior a 40 horas, mientras que con una malla de 2 mm, el tiempo se incrementa considerablemente, pudiendo sobrepasar las 70 horas de cálculo. En base al análisis de sensibilidad de malla, y teniendo como limitante el número de celdas, se determinó como tamaño óptimo de celda 4 mm.

5.3. Solver

En este apartado se identifica cuál es el método de resolución que representa de mejor manera el flujo de aire en la ventosa, a continuación se justifica y resume la metodología a seguir. La primera configuración en *Fluent* se relaciona con la capacidad del equipo que se utiliza para el cálculo. Esta configuración varía dependiendo del grado de precisión deseado y del número de procesadores utilizados. En el presente análisis se optó por un cálculo de doble precisión debido a la geometría envolvente de las ventosas, mientras que la solución se desarrolló en paralelo con 2 procesadores por máquina. Es importante mencionar que toda la fase de resolución se trabajó utilizando un clúster de computación empleando cuatro ordenadores simultáneamente, permitiendo así reducir considerablemente el tiempo de cálculo.

5.3.1. Método de resolución

Previo a la selección del método de resolución se debe considerar algunos aspectos importantes del flujo, como el tipo de fluido y las condiciones en las que se desarrolla. En este caso el fluido analizado es aire, al cual se lo considera como un gas ideal. La compresibilidad es su principal

propiedad termodinámica a tener en cuenta en el momento de seleccionar el método de resolución, ya que un flujo compresible cambiará su comportamiento conforme varía la temperatura y la densidad del fluido.

En cuanto a las condiciones en las que se desarrolla el flujo, es importante considerar el gradiente de presión negativo que se genera dentro de la válvula en la fase de admisión. En la modelación este diferencial de presión negativo no se representa adecuadamente con un método de resolución basado en la presión. Por lo tanto, el método de resolución correcto para este flujo es el basado en la densidad, que tiene una formulación acoplada de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía, que se resuelven simultáneamente, celda por celda, permitiendo representar el gradiente de presión apropiadamente.

5.3.2. Modelos

Antes de seleccionar el modelo de turbulencia se debe aclarar que en un flujo turbulento real la energía cinética se transfiere desde escalas grandes hacia escalas pequeñas. A la escala más pequeña la energía cinética se transforma en energía interna y este proceso se denomina *disipación*, mientras que el proceso de transferencia entre escalas se denomina *proceso de cascada*. La longitud de escala turbulenta más pequeña viene determinada por la viscosidad molecular y por la velocidad de disipación [17]. Estas características de flujo deben contemplarse en el modelo seleccionado.

Con esta consideración previa, se aplicaron distintos modelos de turbulencia hasta encontrar el modelo que mejor se ajusta a la realidad simulada. En primera instancia se aplicó el modelo *Inviscid*. Sin embargo, su formulación descuida el efecto de la viscosidad en el flujo y es más apropiado para aplicaciones de número de Reynolds alto donde las fuerzas de inercia tienden a dominar las fuerzas viscosas. Es decir, este modelo no considera el proceso de disipación energética. Por lo tanto, los resultados que arroja no son representativos en este tipo de flujo.

Posteriormente se aplicaron modelos de turbulencia más complejos como lo son *k-ε realizable* y *k-ω SST*. Ambos modelos convergen en soluciones razonables. Sin embargo, el error relativo calculado entre los caudales simulados y el caudal medido en laboratorio para un diferencial de presión de 0.3 varía como se indica en la Tabla 10.

Tabla 10. Error relativo entre modelos de turbulencia y resultados de laboratorio

Válvula	Caudal (m ³ /hora)			Error relativo (%)	
	k-ε realizable	k-ω SST	Laboratorio	k-ε realizable	k-ω SST
A-Side	-1704	-1699	-1693	0.64	0.33
A-Down	-1704	-1594	-1632	4.42	2.34
A-Seta	-1860	-1858	-1820	2.18	2.11

Esta diferencia se debe a que el modelo *k-ε realizable* y sus modificaciones tiene problemas para simular gradientes de presión negativos, mientras que el modelo *k-ω SST*, es más robusto para trabajar con presiones negativas, que son características similares a las del flujo analizado.

Finalmente se procedió al cálculo de todos los puntos de la curva característica de cada ventosa aplicando el modelo *k-ω SST* con su configuración por defecto.

5.3.3. Selección de material y configuración de condiciones de operación

Al seleccionar el método de resolución basado en densidad, existen ciertas limitaciones en cuanto al fluido que se utiliza. Además la simulación no converge si no se configuran las condiciones de operación adecuadamente. En este caso, el fluido es aire y se simula como *gas ideal* considerando que existen presiones negativas, se establece la presión de funcionamiento en cero; es decir, se trabaja con presiones absolutas.

Si no se configuran las condiciones de operación para trabajar con presiones absolutas, el cálculo diverge por cambios bruscos de presión y temperatura, este error también se produce si se trabaja con una malla tetraédrica, por lo tanto, la configuración indicada funciona correctamente usando un mallado poliédrico que mejora la calidad de la malla.

5.3.4. Condiciones de contorno

Previo a establecer las condiciones de contorno es importante comprender el principio físico del evento en análisis, esto facilita la selección de la condición contorno de cada región; tal como se mencionó en los capítulos anteriores. *Fluent* tiene varias condiciones de contorno que se pueden aplicar. Sin embargo, una selección errónea conduce a una representación inadecuada del flujo.

De acuerdo a investigaciones relacionadas al tema [17] las condiciones de contorno a la salida en flujos subsónicos son más complejas cuando se trata de contornos ficticios (no establecidos por barreras físicas), estableciendo dos condiciones. La condición A incluye las hipótesis más obvias con respecto a las fuerzas de superficie y las velocidades, mientras que la condición B es más sofisticada considerando nulo el gradiente de fuerzas superficiales y tangenciales; por lo tanto es más usada para flujos incompresibles. En esta metodología se aplica la condición A.

Este estudio plantea una metodología de caracterización de ventosas aplicando técnicas CFD como alternativa a la experimentación en laboratorio. Por este motivo, para establecer las condiciones de contorno se supone no conocer el caudal másico que atraviesa por la ventosa, siendo el único valor conocido *a priori* el diferencial de presión que se genera dentro de la ventosa al disminuir la presión negativa. Con esta consideración las condiciones de contorno en las distintas zonas de las ventosas son:

- **Para la entrada:** *Pressure inlet*, esta zona está a presión atmosférica y siempre toma el valor de 101325 pascales. La configuración del software se indica en la figura 27.

Es importante mencionar que el valor del ítem *Supersonic/Initial Gauge Pressure* establece la presión estática en el límite cuando el flujo se vuelve (localmente) supersónico. En este caso al no existir flujo supersónico a la entrada, se usa para calcular los valores iniciales de presión, temperatura y velocidad. Por lo tanto, el valor a considerar corresponde a una presión cercana a la atmosférica que le permita al software recalculer estos valores. La dirección de los vectores se establece como normal al límite, mientras que la turbulencia se representa con la relación de viscosidad turbulenta que se usa para números de Reynolds altos en la capa límite, los valores se definen por defecto. Se utilizó para el cálculo un diámetro hidráulico de 80 mm.

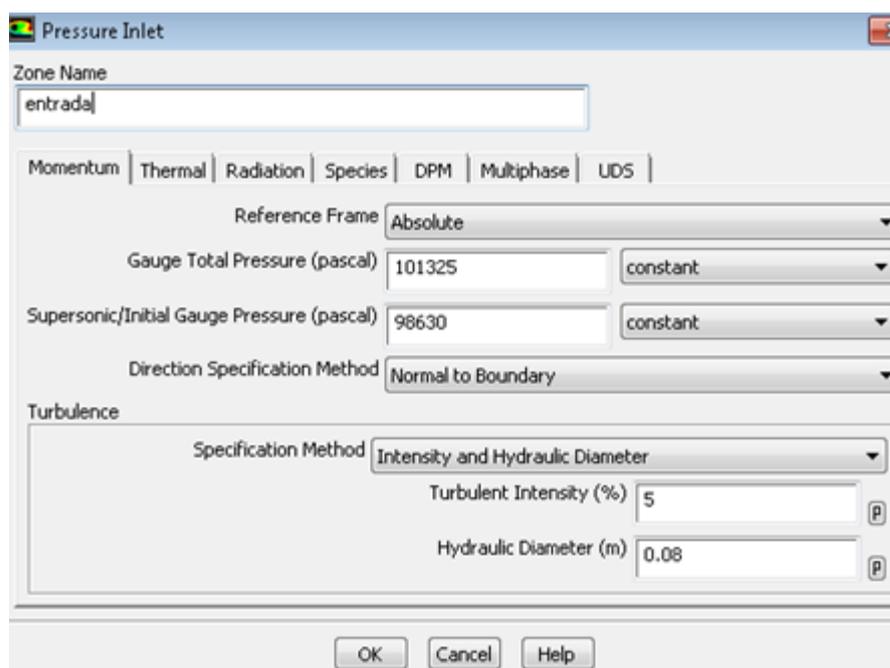


Figura 27. Configuración de la condición de contorno de entrada.

- **Para la salida: *Pressure outlet***, esta zona conecta la ventosa con la tubería y toma valores de presión negativos (< 101325 Pa) hasta que llega a igualarse con la presión atmosférica. La representación del gradiente de presión se obtiene por diferencias de presión entre la entrada y la salida de la ventosa. La salida toma un valor inicial de 51325 pascales (representa el diferencial de 0.5 bares), posteriormente para obtener la curva característica de la ventosa, se incrementa el valor inicial 10000 pascales en cada cálculo llegando a un máximo de 96235 pascales, permitiendo así representar toda la curva.
- **Para el plano de simetría: *Symmetry***, configuración por defecto.
- **Para la pared: *Wall***, configuración por defecto, sin considerar rugosidad.
- **Para el interior: *Interior***, configuración por defecto.

5.3.5. Formulación del método de solución y discretización del flujo

En vista de que el método de solución es acoplado y está basado en la densidad, se utilizó una formulación implícita. Además el modelo de turbulencia aplicado cuenta con un método de corrección de curva y suavizado residual, lo que hace que la formulación explícita se descarte. Para el tipo de flujo se optó por el esquema AUSM, ya que este calcula el número de Mach de la interfaz de cada celda basándose en las velocidades características de las celdas vecinas, situación que corresponde al gradiente utilizado.

En cuanto a la discretización del flujo, se utilizó en primera instancia un esquema de segundo orden hasta el punto en que el caudal másico se estabilizara. Posteriormente se cambió el tipo de esquema a primer orden con el fin de lograr una convergencia de residuales adecuada, además, el caudal másico que se obtiene con el esquema de segundo orden tiene mayor error relativo que los resultados obtenidos con el esquema de primer orden.

5.3.6. Convergencia iterativa

Los criterios de convergencia seleccionados fueron los residuos escalados y un balance global de masa, determinando valores residuales del orden de 10^{-6} para continuidad y energía, 10^{-4} para las tres componentes del vector velocidad y para los parámetros $k-w$ del modelo de turbulencia; mientras que para el balance de masa se monitoreó el flujo másico a la entrada y salida de la ventosa. En este caso se consideran aceptables diferencias del orden 10^{-6} . El criterio de convergencia es absoluto. Es decir, todos los parámetros en cálculo deben converger para que se considere una convergencia completa. Se consideró una convergencia adecuada cuando los residuales llegaron a los límites establecidos y el caudal másico se estabilizó, en los casos donde el caudal másico no se estabilizaba al llegar a los residuales preestablecidos, se incrementó el límite de convergencia hasta que el flujo se estabilice.

5.3.7. Inicialización de la solución

El proceso de admisión de aire se inicia en la entrada de la ventosa, lo cual indica que los valores de referencia para el cálculo deben ser los establecidos en esta zona. Por lo tanto, se seleccionó una inicialización estándar desde la entrada de la ventosa. En este caso los valores iniciales se calculan automáticamente a partir de los datos establecidos en la condición de contorno.

Se analiza el proceso de inicialización estándar: tomando como ejemplo la simulación de la válvula A-Side para un diferencial de presión de 0.3 bares. En este caso se estableció una presión estática de 96800 Pascales (*Supersonic/Initial Gauge Pressure*). Con este valor de presión referencial cercano a la presión atmosférica, el software recalcula las variables del flujo y determina que para este modelo de ventosa las componentes de la velocidad en Y y Z son despreciables, mientras que la componente en X es la que gobierna la entrada de aire en la ventosa, la velocidad resultante calculada es de 95.29 m/s. De esta misma forma se reestablece el valor de la energía cinética turbulenta. A partir de estos valores referenciales, se inicia el cálculo y se deja correr la simulación hasta su convergencia.

5.3.8. Monitoreo de la simulación

El monitoreo de los criterios de convergencia aporta el indicador numérico y gráfico de la evolución del flujo a través de la ventosa. En la figura 28, se evidencia la convergencia de una solución. Nótese que el uso de un esquema de discretización de flujo de segundo orden (hasta la iteración 1600) estabiliza los residuales pero con cierta redundancia. Además no alcanza el criterio de convergencia absoluta. Por otro lado, el flujo másico a la salida decrece. En este punto el cambio de esquema a primer orden permite estabilizar el flujo y lograr la convergencia deseada.

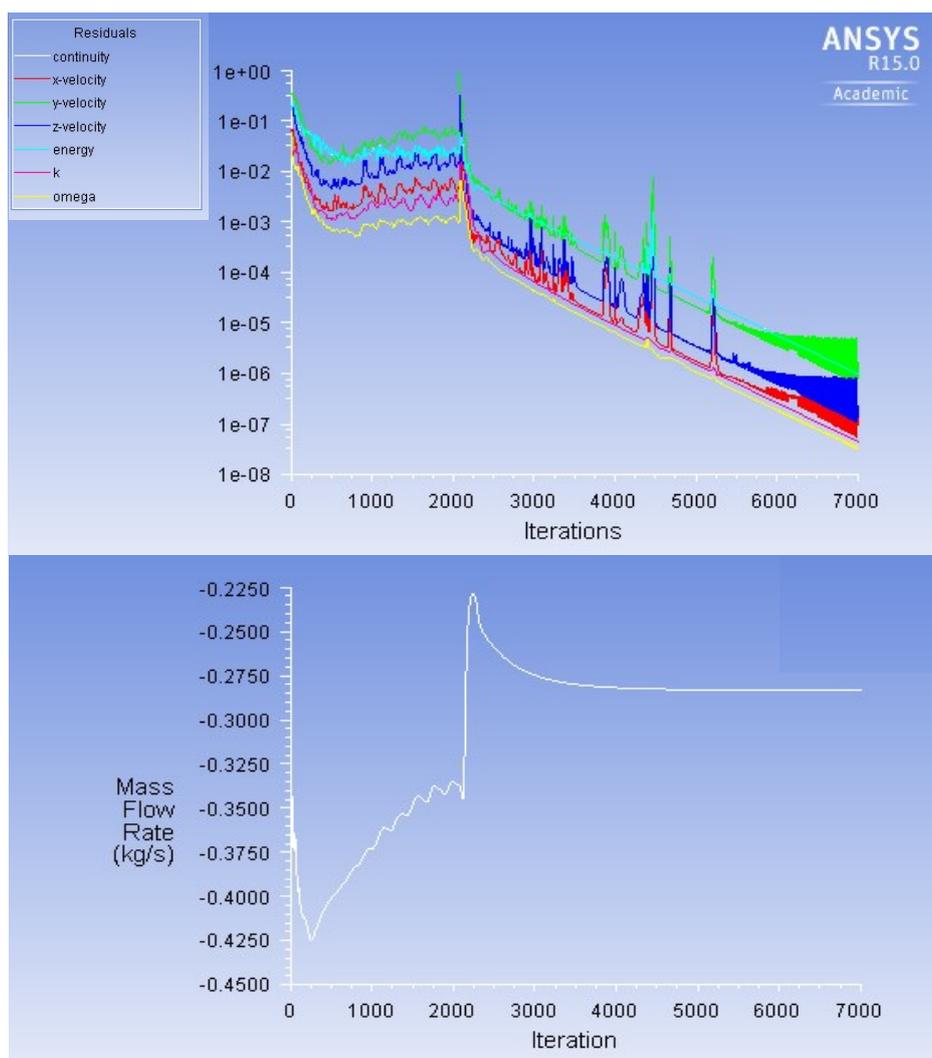


Figura 28. Monitorio de los criterios de convergencia.
Arriba: residuales escalados. Abajo: flujo másico a la salida de la ventosa.

Para un diferencial de presión de 0.3 bares la solución converge después de 6995 iteraciones, para diferenciales mayores el número de iteraciones incrementa. Por lo tanto el tiempo de cálculo también se incrementa. El tiempo de simulación varía considerablemente, dependiendo del diferencial de presión en análisis. Para diferenciales de 0.05 bares el tiempo de cálculo no supera 8 horas, pero para el diferenciales próximos a 0.5 bares la resolución supera las 36 horas.

5.4. Post-proceso

Posterior a la convergencia se procede a la extracción de resultados, con el fin de representar mapas de contorno, vectores y líneas de flujo, simulaciones animadas, entre otros. Los resultados de interés para este análisis son: presión a la entrada y salida de la ventosa, caudal másico a la entrada y salida, densidad del aire y temperatura. En algunos cálculos se extrajo la velocidad máxima del flujo para comprobar el bloqueo sónico con ciertos diferenciales de presión. Se toma como ejemplo, los resultados de la figura 29, que representa la simulación de la válvula A-Side para un diferencial de presión de 0.3 bares, los resultados obtenidos son:

Area-Weighted Average Static Pressure		(pascal)
inlet		96783.953
outlet		71325
Net		84305.25
Mass Flow Rate		(kg/s)
inlet		0.28315738
outlet		-0.28314161
Net		1.5759886e-05

Figura 29. Extracción de resultados de fluent

El primer parámetro en análisis es la presión. Se considera que la caída de presión en la entrada de la válvula se debe al efecto cinético. Adicionando esta pérdida de carga, el valor de la presión a la entrada alcanza la presión atmosférica, es decir:

$$\text{presión estática} + \frac{1}{2}V^2 = \text{presión atmosférica} \quad (46)$$

Considerando la *resultante de la velocidad* a la entrada recalculada como valor inicial y aplicando la ecuación (46), se obtiene:

$$96783.953 + \frac{1}{2}(95.29)^2 = 101325 \text{ pascales} \quad (47)$$

Entonces, el diferencial de presión se calcula mediante la diferencia entre entrada y salida, resultando para este caso de 30000 pascales equivalente a 0.3 bares, para los análisis posteriores se considera la presión a la entrada igual a la presión atmosférica, ya que el cálculo explicado anteriormente se cumple para todos los casos.

El segundo parámetro en análisis es el caudal másico. Debe existir un balance de masa entre la entrada y la salida de la válvula. El caudal másico viene expresado en kg/s y para transformarlo a caudal volumétrico se consideró la densidad del aire ($\rho = 1.20$). Los resultados de la figura 29 corresponden al análisis de media ventosa (modelo A-Side), por lo tanto, este valor debe duplicarse para representar el caudal total de la ventosa. El cálculo se indica a continuación:

$$Q_{\frac{1}{2}\text{válvula}} \left(\frac{m^3}{h} \right) = \frac{G \left(\frac{Kg}{s} \right)}{\delta \left(\frac{Kg}{m^3} \right)} \cdot \frac{3600 (s)}{1 (hora)} = \frac{0.28313169}{1.20} \cdot \frac{3600}{1} = 849.40 \quad (48)$$

$$Q_{\text{válvula}} \left(\frac{m^3}{h} \right) = Q_{\frac{1}{2}\text{válvula}} \times 2 = 848.19 \times 2 = 1698.79 \quad (49)$$

Este procedimiento se aplicó para cada diferencial de presión, con excepción de las válvulas A-Seta y B, en las cuales el cálculo se realizó para un cuarto de ventosa, por lo tanto para dichas válvulas se cuadruplicó el resultado obtenido.

5.4.1. Análisis de resultados

La representación de las líneas de corriente y los contornos de presión y velocidad, permiten realizar el análisis de las zonas conflictivas dentro de la ventosa, y se puede evidenciar como el flujo de aire modifica su recorrido cuando se cambia el tipo de cubierta.

La figura 30 describe el flujo de aire a través de la válvula A-Side. Analizando los contornos y vectores de velocidad se evidencia que la entrada de aire no supera los 100 m/s hasta alcanzar el estrechamiento de la tapa. El diafragma es la sección en la que se unen la tapa con el cuerpo de la válvula, aquí se originan velocidades que superan los 140 m/s.

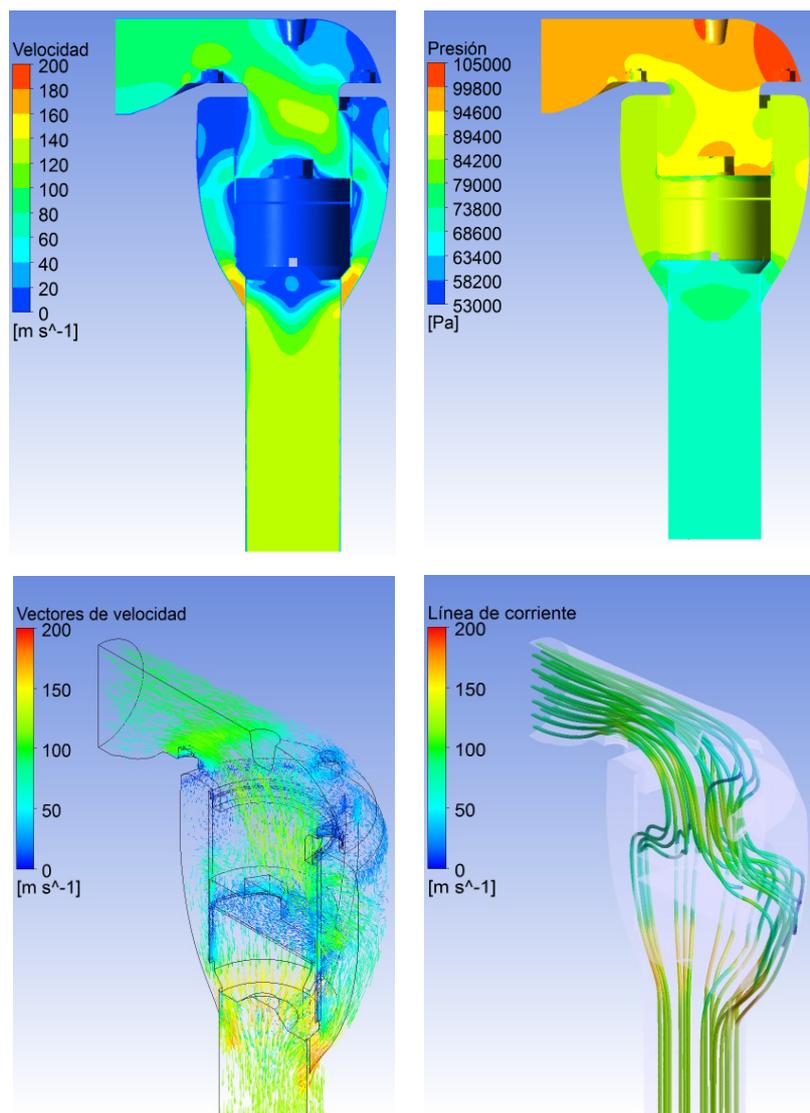


Figura 30. Contornos de velocidad y presión, vectores de velocidad y línea de corriente de la válvula A-Side.

El flujo de aire se frena al chocar con el flotador. Sin embargo, el volumen ocupado por el flotador conjuntamente con la pared de la válvula crea un estrechamiento, similar al de una tobera convergente, donde la velocidad del flujo alcanza los 200 m/s para diferenciales de 0.3 bares y supera la velocidad del sonido para diferenciales superiores a 0.5 bares. Es decir, es la sección donde se produce el bloqueo sónico; siguiendo la línea de corriente se puede decir que con este tipo de tapa la entrada de aire es limpia libre de obstáculos hasta alcanzar el flotador. Posteriormente, en el tramo de conexión la velocidad se estabiliza pero es mayor que en la entrada.

En cuanto a la presión se evidencia que existen presiones inferiores a la atmosférica dentro de la válvula, las cuales actúan sobre el flotador manteniéndolo en reposo. Además se observa como el flujo de aire ocupa el vacío existente en la válvula y avanza desde la entrada hasta la conexión con el fin de igualar la presión a la atmosférica. Es importante mencionar que la zona de mayor turbulencia se sitúa alrededor de la base del flotador.

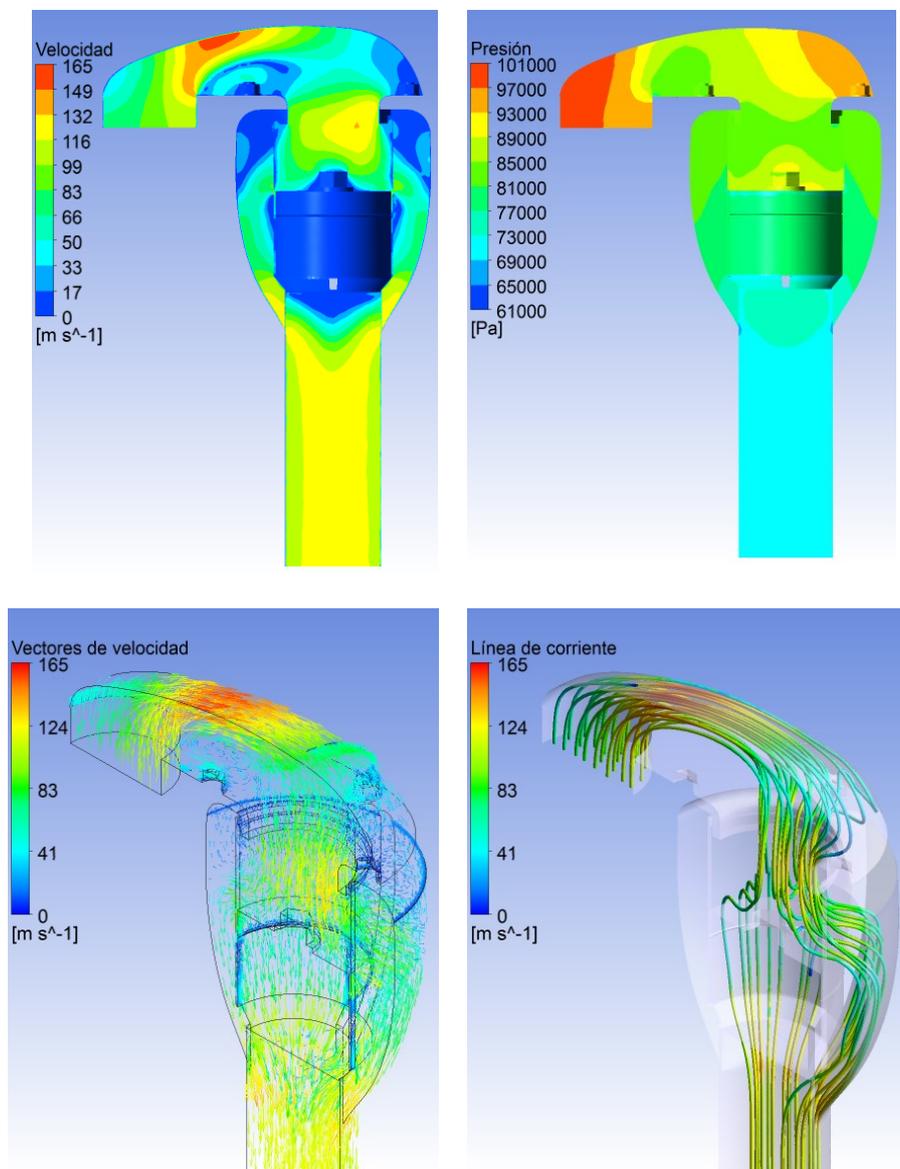


Figura 31. Contornos de velocidad y presión, vectores de velocidad y línea de corriente de la válvula A-Down.

Analizando la figura 31 que representa el flujo de aire en la ventosa A-Down, se evidencia que la zona de mayor resistencia al flujo se produce inmediatamente después de la entrada. El estrechamiento de la entrada más el cambio de sentido del flujo incrementa la velocidad alcanzando los 165 m/s. Al pasar el estrechamiento, el flujo se expande por la cubierta y disminuye la velocidad; luego pasa por el diafragma donde el flujo se comprime nuevamente e incrementa su velocidad hasta llegar al flotador. A partir de aquí, el flujo sigue el mismo comportamiento que en la válvula A-Side, con la diferencia de que el bloqueo sónico se produce aproximadamente a partir de los 0.48 bares de presión. Las líneas de corriente permiten evidenciar que el flujo de aire sufre más variación que en la válvula A-Side.

Los contornos de presión de la válvula A-Down, permiten evidenciar que el flujo limita su avance debido al tipo de entrada, ya que tiene que cambiar de sentido y vencer la presión negativa.

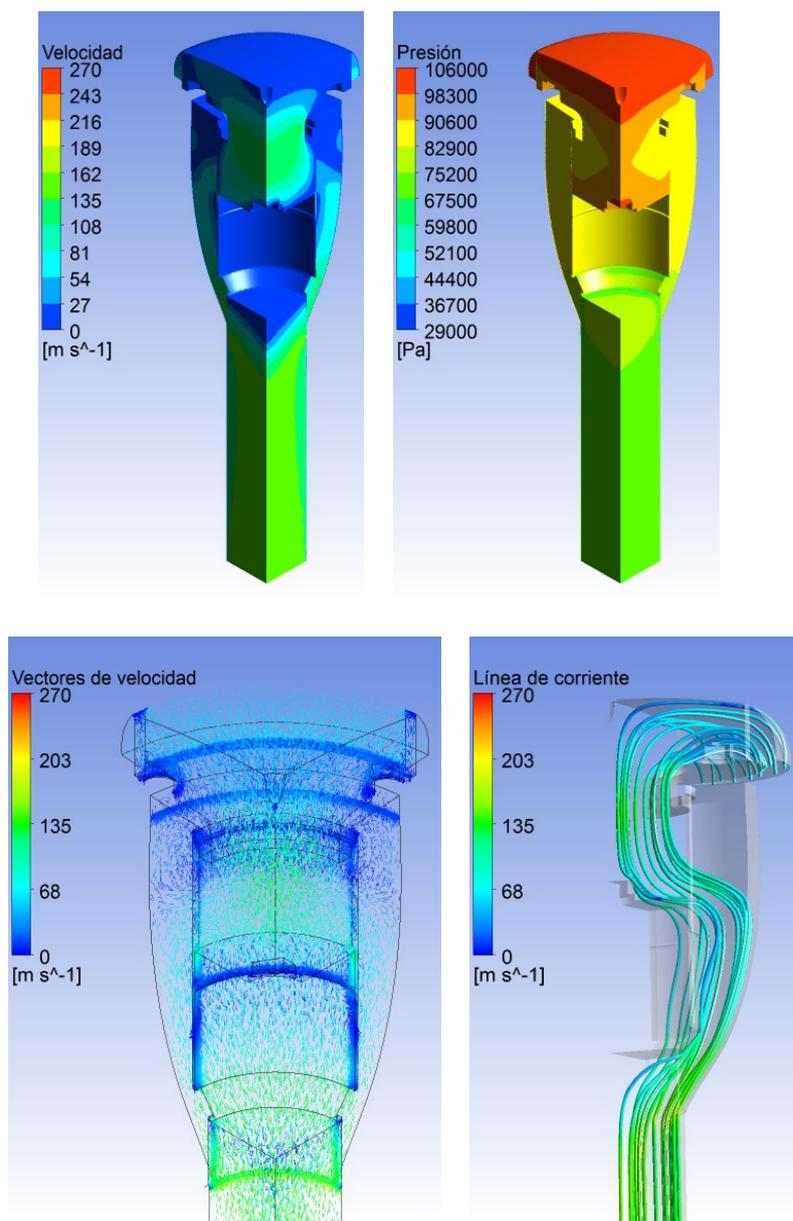


Figura 32. Contornos de velocidad y presión, vectores de velocidad y línea de corriente de la válvula A-Seta.

En cuanto a los resultados de la válvula A-Seta de la figura 32, se evidencia que el flujo es más estable que en los modelos A-Side y A-Down, debido a la distribución del aire en la entrada. No existen cambios bruscos en la sección de entrada y la superficie de contacto se aprovecha de mejor manera. Así la velocidad máxima se produce en el estrechamiento entre la válvula y el flotador, y la velocidad del flujo se incrementa debido a que el gasto másico es mayor. Además la distribución del flujo se da en todos los sentidos y direcciones, no como en las válvulas A-Side y A Down que el flujo avanza en la dirección de la entrada lo que provoca una mala distribución de presiones en la válvula. Los contornos de presión de esta válvula demuestran como el flujo avanza uniformemente desde la entrada hacia la salida igualando presiones. El aumento del gasto másico se debe a que en este modelo no existen pérdidas mayores y esto se demuestra siguiendo las líneas de corriente.

En lo que respecta a la válvula B sus resultados se indican en la figura 33. Este modelo presenta bloque sónico anticipado a partir de diferenciales de presión superiores a 0.4 bares. La forma y posición del flotador es fundamental en el análisis de este modelo, el flotador esférico crea un estrechamiento en el centro del cuerpo de la válvula donde se produce el bloqueo, es decir la velocidad del flujo es superior a 340 m/s.

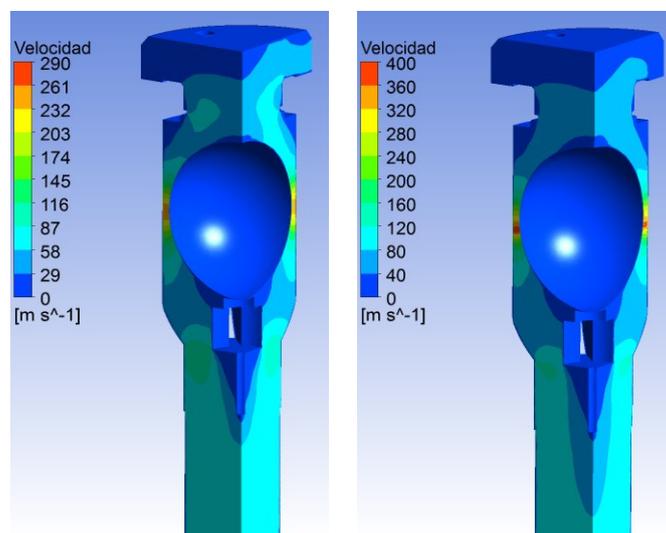


Figura 33. Contornos de velocidad a -0.3 bares (izq.) y -0.4 bares (der.) de la válvula B.

En base a este análisis, se puede concluir que la forma y disposición de los elementos de una ventosa influyen directamente en su comportamiento y rendimiento, tal y como se evidencia en las válvulas modelo A. Estas a pesar de tener el mismo cuerpo pero con entradas diferentes, modifican el flujo de aire y admiten más o menos caudal dependiendo del tipo de cubierta que posean. Al analizar el caudal másico que admiten las válvulas del modelo A, para un diferencial de 0.3 bares, se obtiene de mayor a menor gasto: 1858.44 m³/h la válvula A-Seta, 1698.79 m³/h la válvula A-Side y 1593.82 m³/h la válvula A-Down. Se evidencia que existe una diferencia significativa, del orden del 8.59% entre A-Seta y A-Side, y asciende al 14.24% entre entra A-Seta y A-Down. Esta disminución de caudal está relacionada directamente con el tipo de cubierta, al ser esta la única parte de la geometría y del proceso de análisis que se modificó.

5.5. Validación de la metodología de caracterización

Como se ha mencionado anteriormente, todo análisis computacional debe ser comprobado experimentalmente. En este caso, se utilizaron como datos de validación los ensayos realizados por Iglesias-Rey, et al. [3]. Dentro del grupo de válvulas analizadas en dicha investigación se ensayaron los modelos simulados en el presente trabajo. Por lo tanto, en este apartado se analizan las curvas características obtenidas mediante la aplicación de la metodología de caracterización descrita anteriormente y se las compara con los resultados experimentales.

En primera instancia se aplicó la metodología sobre las válvulas del modelo A que tienen geometría interna similar. Posteriormente sobre el modelo B cuya geometría es distinta. Esto se realizó con el fin de validar la metodología en distintas configuraciones internas ya que el comportamiento de una ventosa depende además de su geometría de la forma en que interactúan los dispositivos que se encuentran en su interior, los cuales varían de una casa comercial a otra.

Previo al análisis de las curvas características se comprobó que los caudales obtenidos no superen el margen de discrepancia establecido en la normativa vigente. El error relativo calculado entre análisis CFD y laboratorio se indica en la Tabla 11. Se evidencia que el error de cálculo es inferior al 10% en todos los modelos analizados. Las válvulas modelo A tienen errores de cálculo que varían entre 0.06% y 7.57%, mientras que el modelo B tiene una fluctuación del error entre 0.13% y 9.20%.

Para las válvulas modelo A, las zonas que presentan mayor dificultad de análisis son los extremos de la curva característica. Es decir, cuando trabaja con diferenciales de presión de 0.05 bares y 0.5 bares. En estos puntos el error relativo varía entre los rangos 2.73%-7.57% y 2.57%-6.28% respectivamente. Esto se debe a la inercia propia del proceso de admisión de aire; es decir, cuando la ventosa inicia o detiene el proceso de admisión se produce un flujo inestable que no se puede reproducir efectivamente con el modelo de turbulencia utilizado en el análisis. Sin embargo, los errores están dentro de los rangos permisibles. Además, es importante mencionar que en este modelo el bloqueo sónico se produce aproximadamente a - 0.5 bares, por lo tanto esta zona de la curva representa un punto de análisis conflictivo.

Tabla 11. Resultados del análisis CFD

Válvula	Presión (bares)	Caudal Estándar (m3/h)		Error Relativo (%)
		Experimental	CFD	
A-Side	-0.05	-797.55	-819.33	2.73
	-0.1	-1088.46	-1124.32	3.29
	-0.2	-1463.04	-1470.08	0.48
	-0.3	-1693.21	-1698.79	0.33
	-0.4	-1811.44	-1864.62	2.94
	-0.5	-1888.39	-1981.95	4.95
A-Down	-0.05	-779.88	-738.78	5.27
	-0.1	-1048.12	-1022.66	2.43
	-0.2	-1402.65	-1374.38	2.02
	-0.3	-1629.71	-1593.82	2.20
	-0.4	-1745.00	-1743.97	0.06
	-0.5	-1813.70	-1860.25	2.57
A-Seta	-0.05	-950.00	-878.10	7.57
	-0.1	-1240.00	-1209.16	2.49
	-0.2	-1620.00	-1612.19	0.48
	-0.3	-1820.00	-1858.44	2.11
	-0.4	-1990.00	-2037.20	2.37
	-0.5	-2030.00	-2157.47	6.28
B	-0.05	-544.00	-551.25	1.33
	-0.1	-691.73	-725.00	4.81
	-0.2	-861.80	-900.18	4.45
	-0.3	-985.04	-983.75	0.13
	-0.4	-1033.31	-983.75	4.80
	-0.5	-1083.43	-983.75	9.20

En la figura 34 se evidencia que las válvulas A-Side y A-Down son las que presentan mejor ajuste. Se puede decir lo mismo del modelo A-Seta. Sin embargo, es la que presenta mayor error relativo a partir de los -0.4 bares, tendiendo al cierre retardado de la ventosa.

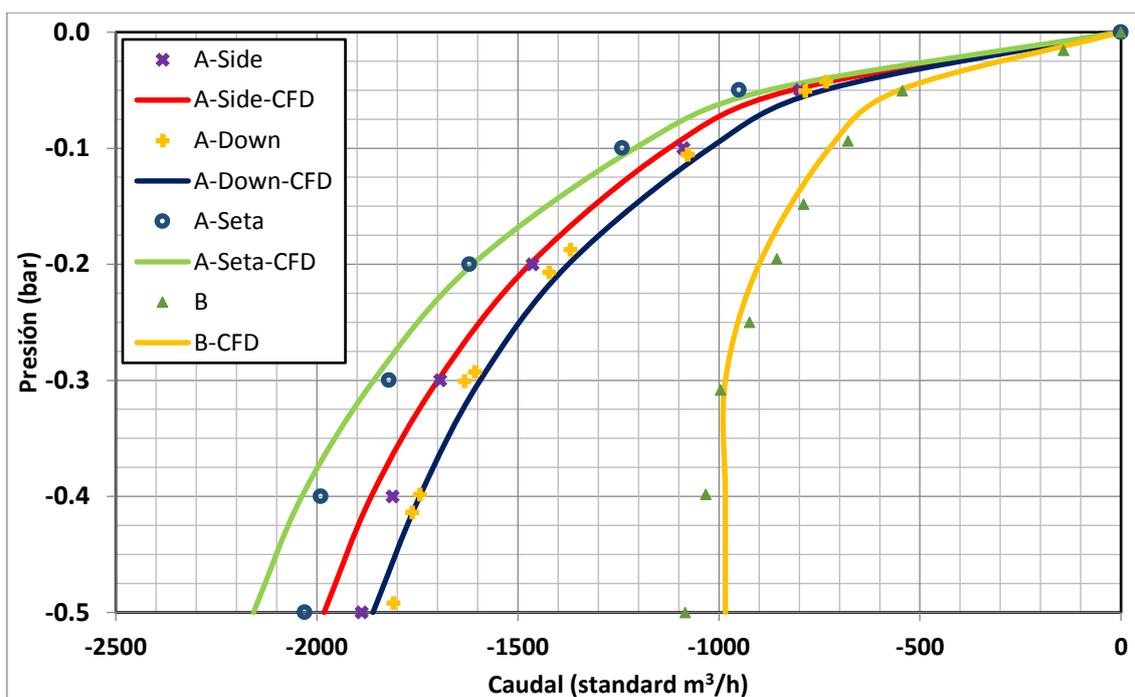


Figura 34. Curvas características obtenidas mediante CFD.

En cuanto al modelo B, se evidencia que el cálculo CFD anticipa el bloqueo sónico a partir del diferencial de 0.3 bares, mientras que en la fase experimental se produce a partir de 0.4 bares. Sin embargo el error máximo entre caudales está dentro del rango admisible (< 10% de discrepancia). Esta situación es de especial atención, en vista de que al aceptar como válidos los resultados del análisis CFD se pone en riesgo el sistema, ya que se está admitiendo una cantidad de aire menor a la requerida. Este es el punto de partida para establecer una metodología de corrección de curvas características a partir del análisis de distintos modelos de flujo compresible, tomando como referencia un punto estable de la curva característica obtenida con CFD. Además se reducirá considerablemente el tiempo de cálculo necesario para obtener la curva característica ya que solamente se simulará un punto de la misma, y a partir de sus resultados se extrapolarán los demás puntos aplicando un modelo teórico.

En términos generales se puede concluir que el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST representa de forma adecuada el comportamiento de la ventosa en la fase de admisión para diferenciales de presión entre 0.1 y 0.3 bares. Es decir cuando el flujo de aire se estabiliza. Sin embargo requiere de un ajuste para los extremos de la curva.

6. METODOLOGÍA COMPLEMENTARIA PARA EL AJUSTE DE CURVAS CARACTERÍSTICAS OBTENIDAS MEDIANTE CFD

Con el fin de reducir el tiempo de análisis CFD y corregir los extremos de las curvas características, se plantea una metodología complementaria que permita obtener curvas características representativas. Partiendo del análisis de varios modelos de flujo y tomando como referencia una zona estable de la curva obtenida con CFD, se pretende disminuir el tiempo de cálculo computacional y a la vez obtener resultados más precisos.

6.1. Modelos de flujo compresible e incompresible aplicados

Recapitulando el apartado 3.3., que habla de las modelos y analogías que caracterizan el flujo del aire dentro de una ventosa (ya sea bajo la consideración de flujo compresible o incompresible), se utilizan seis modelos para la representación de las curvas características. En la Tabla 12 se resumen el tipo de flujo, sus ecuaciones y terminología.

Tabla 12. Modelos de flujo compresible e incompresible

Tipo de Flujo	Ecuación	Terminología
Flujo compresible isoentrópico	Ecuación 17	$G_{c,1}$
Flujo compresible adiabático sin considerar el término cinético	Ecuación 24	$G_{c,2}$
Flujo compresible adiabático considerando el término cinético	Ecuación 25	$G_{c,3}$
Flujo incompresible considerando densidad constante similar a la densidad del aire a la entrada de la válvula	Ecuación 35	$G_{i,1}$
Flujo incompresible considerando densidad constante similar a la densidad del aire a la salida de la válvula	Ecuación 36	$G_{i,2}$
Flujo incompresible considerando densidad constante similar al valor medio entre la entrada y la salida	Ecuación 37	$G_{i,m}$

Del análisis de las ecuaciones que caracterizan el comportamiento del flujo en la ventosa, se puede deducir que en todos estos modelos existe un factor que se conoce *a posteriori*. Se trata del coeficiente de admisión, su determinación es la que introduce incertidumbres y puede llevar a errores importantes en el dimensionado de este tipo de elementos. Por ello, el cálculo de este coeficiente se estudia a continuación.

6.2. Cálculo de coeficientes característicos de admisión

El análisis numérico arroja como resultado el caudal másico y otras variables que caracterizan el flujo de la ventosa, sin embargo, como se mencionó anteriormente se debe ajustar la curva en sus extremos, para ello se aplican distintos modelos de flujo. El procedimiento utilizado consiste en obtener un coeficiente de admisión característico de cada válvula en análisis. Posteriormente se compara los modelos de flujo compresible e incompresible hasta determinar cuál de estos ajusta de mejor manera las curvas características.

Analizando las curvas características obtenidas mediante CFD y verificando su resultado numérico, se evidencia que el flujo de todas las ventosas simuladas se estabiliza cuando el diferencial de presión es próximo a 0.3 bares, por lo tanto, se toma como punto de partida los resultados obtenidos de las simulaciones del punto -0.3 bares, ya que, este es el valor referencial de subpresión que comúnmente utilizan los técnicos para la selección de ventosas.

Teniendo como datos de entrada los resultados del análisis numérico e introducirlos en los modelos de flujo (Ecuaciones 17, 24, 25, 35, 36 y 37), el único factor desconocido es el coeficiente de admisión característico (C_{adm}). Su solución se limita a igualar la ecuación, en vista de que el caudal y el resto de variables son datos conocidos. Posteriormente tomando como punto de partida el C_{adm} calculado, se extrapola el modelo a los demás puntos de la curva. La variación del coeficiente de admisión calculado en los puntos restantes de la curva no presentan diferencia significativa (rango de flujo estable 0.1-0.3 bares). Por lo tanto su cálculo para estos puntos no es necesario y la extrapolación del modelo es aceptable.

Previo a la modelación aplicando los C_{adm} calculados mediante los resultado del CFD, estos se validaron comparándolos con los coeficientes obtenidos de la fase experimental. A partir de los resultados de laboratorio, se aplicaron los modelos de flujo para obtener los coeficientes característicos reales de cada válvula, el procedimiento para su cálculo se basó en igualar las ecuaciones suponiendo un C_{adm} inicial, que luego se corrige minimizando el error cuadrático medio (MSE) de los caudales. En la Tabla 13 se indica el error relativo entre coeficientes.

Tabla 13. Comparación de coeficientes característicos de admisión

Válvula	Parámetro	Gc,1	Gc,2	Gc,3	Gi,1	Gi,2	Gi,m
A-Side	C_{adm} -CFD	0.4589	0.4113	0.4300	0.3791	0.4401	0.4062
	C_{adm} -Exp.	0.4581	0.3910	0.4110	0.3647	0.4406	0.3978
	MSE (ajuste)	0.0015	0.0122	0.0050	0.0016	0.0005	0.0079
	Error Relativo (%)	0.18	5.21	4.61	3.96	0.12	2.11
A-Down	C_{adm} -CFD	0.4295	0.3840	0.3990	0.3548	0.4108	0.3798
	C_{adm} -Exp.	0.4407	0.3740	0.3921	0.3482	0.4217	0.3802
	MSE (ajuste)	0.0041	0.0126	0.0074	0.0016	0.0033	0.0092
	Error Relativo (%)	2.53	2.67	1.75	1.90	2.59	0.11
A-Seta	C_{adm} -CFD	0.5053	0.4532	0.4785	0.4174	0.4849	0.4474
	C_{adm} -Exp.	0.5075	0.4287	0.4576	0.3984	0.4920	0.4384
	MSE (ajuste)	0.0006	0.0113	0.0053	0.0206	0.0007	0.0085
	Error Relativo (%)	0.44	5.72	4.56	4.77	1.44	2.04
B	C_{adm} -CFD	0.3072	0.2805	0.2862	0.2538	0.3001	0.2741
	C_{adm} -Exp.	0.3104	0.2587	0.2654	0.2393	0.3035	0.2661
	MSE (ajuste)	0.0029	0.0098	0.0082	0.0011	0.0029	0.0080
	Error Relativo (%)	1.03	8.42	7.85	6.08	1.10	3.00

El análisis de la Tabla 13 deja de manifiesto dos aspectos importantes. El primero es la que la diferencia de los coeficientes no es significativa para el caso de las válvulas A. En vista de que el error relativo es bajo, con variaciones entre 0.11% y 5.72% sea cual sea el modelo utilizado. Por el contrario, para la válvula B el error se incrementa y varía entre 1.03% y 8.42%. El segundo aspecto de interés, es que existe una diferencia porcentual significativa entre los modelos, siendo $G_{c,1}$ y $G_{i,2}$ los que presenta errores más bajos en tres válvulas, exceptuando la válvula A-Down, donde $G_{i,m}$ es el modelo con menor error. Sin embargo, hasta el momento no se puede predecir cuál de los modelos de flujo es más eficiente, debido a que el error relativo calculado hace referencia a relación entre coeficientes, mas no a la relación de caudal.

6.3. Metodología para el ajuste de curvas

En vista de que los coeficientes calculados mediante CFD son representativos y las diferencias que existen se deben al modelo de flujo que se aplique, se procedió al ajuste de las curvas características de las válvulas de aire aplicando todos los modelos. En la figura 35 se indica el ajuste de la curva característica de la válvula A-Side. Los modelos que mejor se ajustan son el de flujo compresible isoentrópico $G_{c,1}$ y el de flujo incompresible considerando densidad constante similar a la densidad del aire a la salida de la válvula $G_{i,2}$. Los modelos restantes tienen una buena predicción del flujo hasta el diferencial 0.3 bares; sin embargo, para diferenciales mayores la tendencia que tiene que darse hacia el bloqueo sónico es nula o retardada, por lo tanto su eficiencia de predicción disminuye.

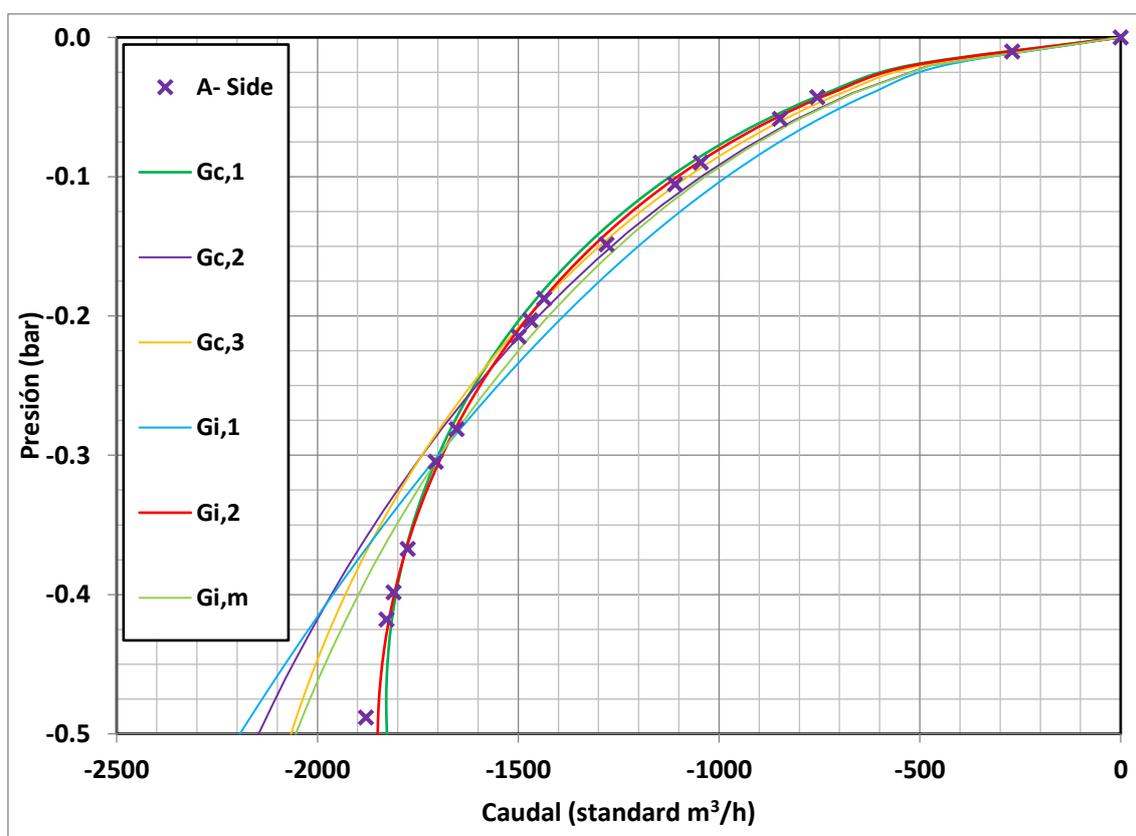


Figura 35. Ajuste de la curva característica de la válvula A-Side.

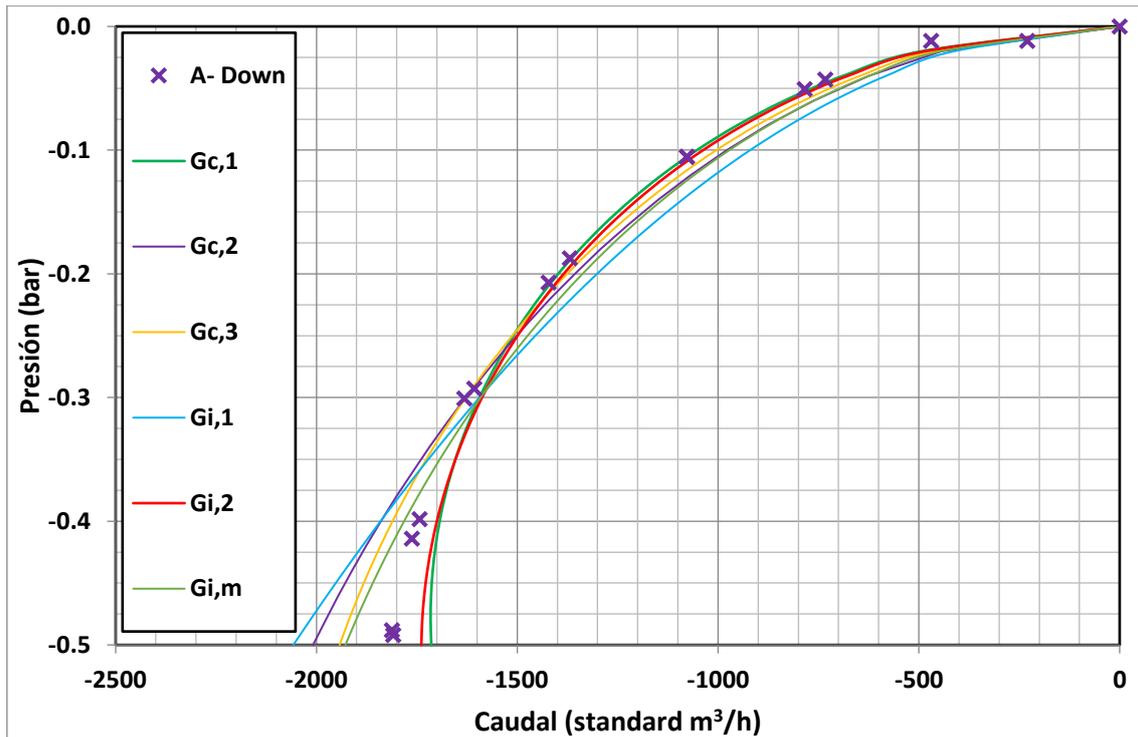


Figura 36. Ajuste de la curva característica de la válvula A-Down.

El ajuste de las curvas de las válvulas A-Down y A-Seta, figuras 36 y 37 respectivamente, presentan un ajuste similar a la válvula A-Side. Es decir, los modelos $G_{c,1}$ y $G_{i,2}$ ajustan adecuadamente la curva. Sin embargo se puede evidenciar que a partir del diferencial 0.3 bares, que es el punto de inflexión para predecir el bloqueo sónico, existe una tendencia a disminuir el caudal simulado por debajo del caudal real.

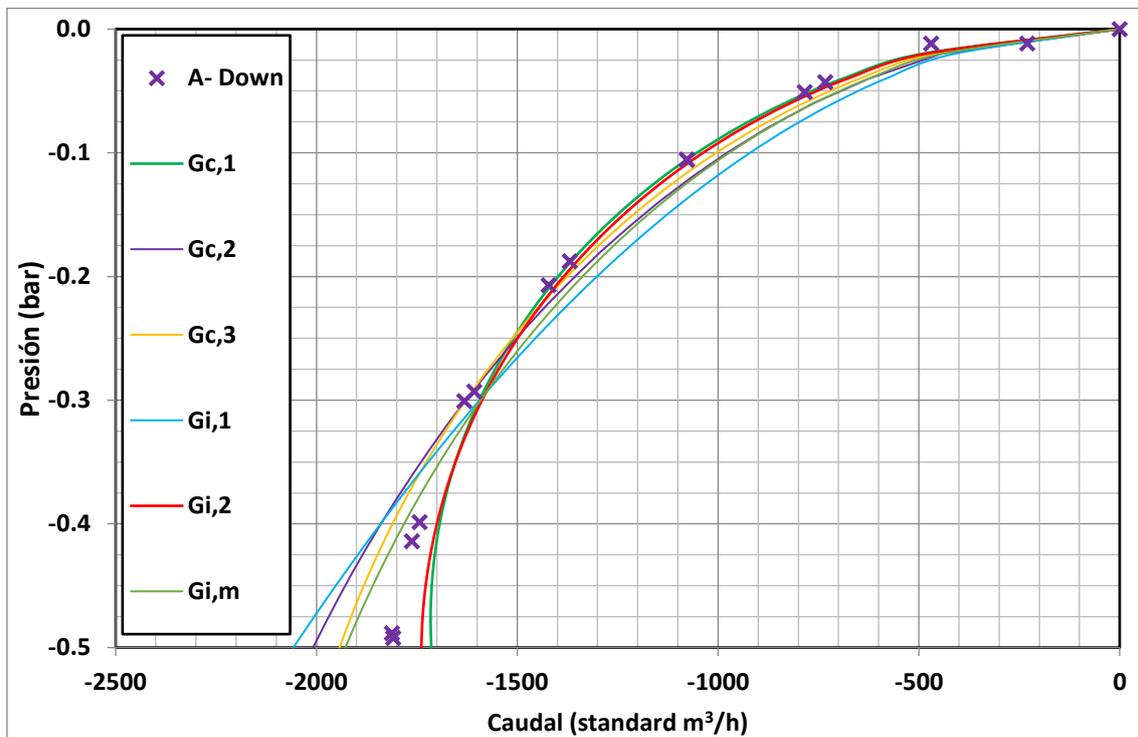


Figura 37. Ajuste de la curva característica de la válvula A-Seta.

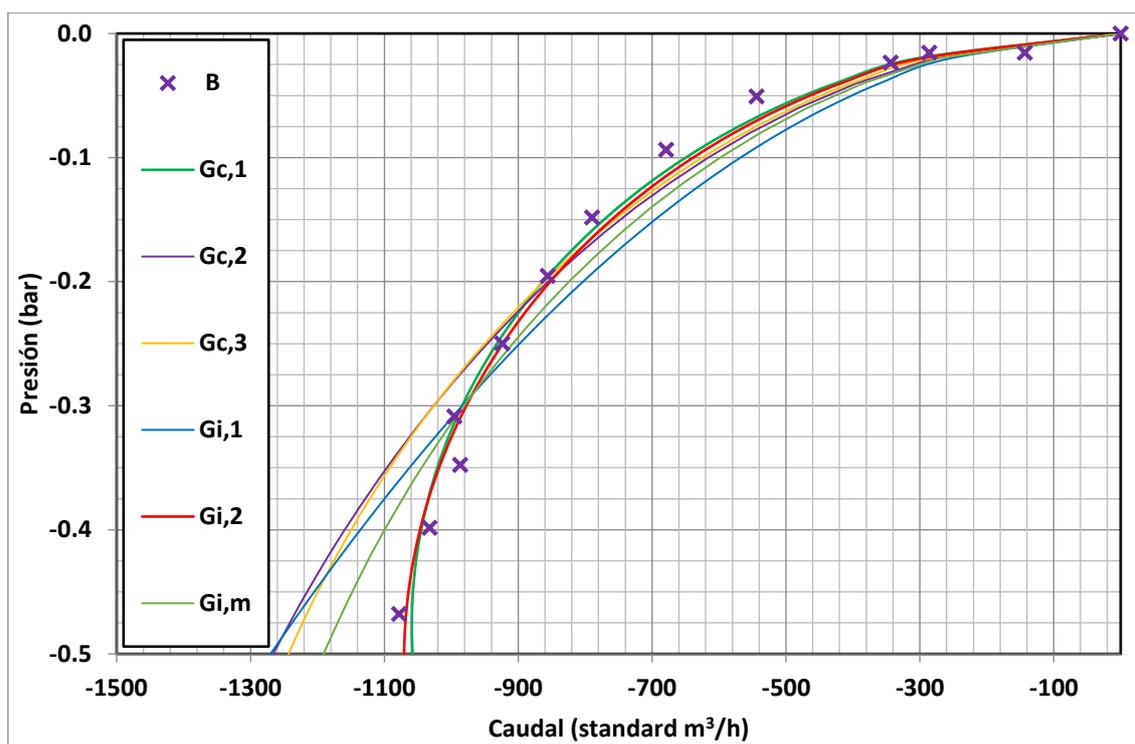


Figura 38. Ajuste de la curva característica de la válvula B.

En la figura 38 se muestra el ajuste de la válvula B. Al igual que en las válvulas A, los modelos $G_{c,1}$ y $G_{i,2}$ presentan mayor capacidad de predicción, incluso representan de forma adecuada la zona en la que se produce el bloqueo sónico, sin embargo, para diferencias entre 0 y 0.3 bares, presentan discrepancias mayores, debido a que disminuyen el caudal simulado por debajo del caudal observado.

La representación gráfica de las curvas características permite interpretar el comportamiento del flujo en la ventosa. Sin embargo, no se puede descartar a ciencia cierta ninguno de los modelos de flujo utilizados. Por lo tanto, a continuación se procede a realizar un análisis estadístico de los resultados obtenidos tras el ajuste para determinar cuál de los modelos de flujo es el más eficiente.

6.4. Análisis estadístico

En vista de que los modelos $G_{c,1}$ y $G_{i,2}$ se ajustan correctamente pero tienen resultados similares, se procedió a realizar un análisis estadístico con el fin de determinar cuál de estos presenta mayor bondad de ajuste, y a la vez descartar los modelos que presentan baja correlación. En primera instancia se analizaron algunos indicadores descriptivos, para luego cuantificar la magnitud del error y determinar la eficiencia de cada modelo.

6.4.1. Indicadores descriptivos

A partir de los valores de la media, mediana, desviación estándar, varianza y relación de varianza, de cada grupo de valores de caudal obtenidos con los modelos de flujo, este análisis permite determinar la significancia de los caudales con un nivel de confianza del 95 %.

En las figuras 39 y 40 se indican los diagramas de caja y bigotes de los resultados obtenidos de los distintos modelos de flujo en cada válvula de aire. Su interpretación es sencilla y brinda información relevante del análisis de los indicadores descriptivos. En vista de que permite comparar los valores medios, la mediana y los valores extremos, de los datos experimentales con los datos obtenidos de la modelación. La caja se extiende desde el cuartil inferior de la muestra hasta el cuartil superior; es decir dentro de este intervalo se encuentra el 50 % de los valores analizados (ordenados del menor al mayor). La línea vertical en el centro indica la mediana, y el punto rojo se localiza en el valor de la media muestral. Los valores extremos se grafican en forma de bigotes, cuando existe un valor inusual. Por ejemplo un valor extremo superior a 1.5 veces el rango intercuartilario se representa con un punto. En cada válvula, el primer diagrama de caja representa los valores experimentales, mientras que los seis restantes corresponden a cada modelo aplicado.

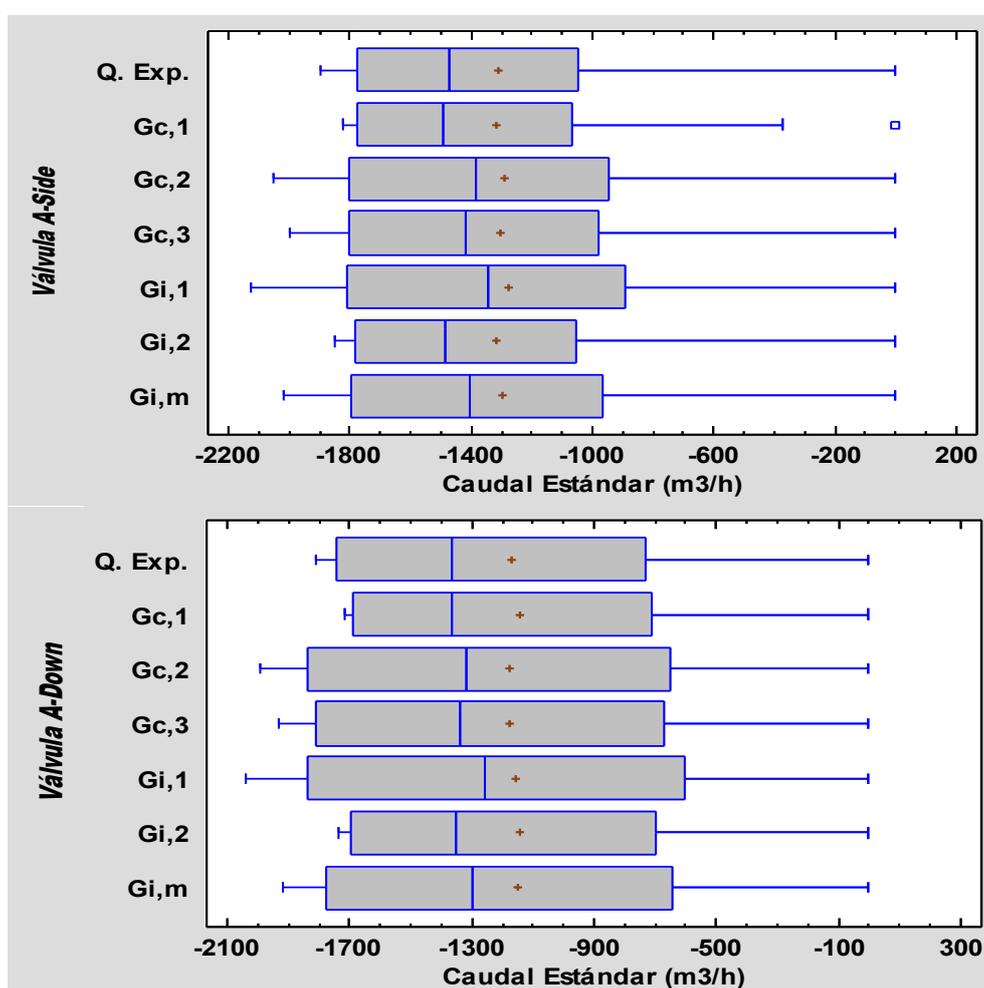


Figura 39. Diagramas de caja y bigotes Válvulas A-Side y A-Down

Realizando un análisis generalizado de las figura 39 y 40, se puede decir que los modelos que tienen mayor significancia, son los que presentan un diagrama de caja muy similar al de los datos experimentales. Considerando el valor mediano de la curva característica se puede definir esta similitud, ya que este valor no debería cambiar.

Al comparar los diagramas de caja de los datos experimentales con sus semejantes de los distintos modelos, se puede deducir que en todas las válvulas, los modelos $G_{c,1}$ y $G_{i,2}$, son los que presentan mejores indicadores descriptivos.

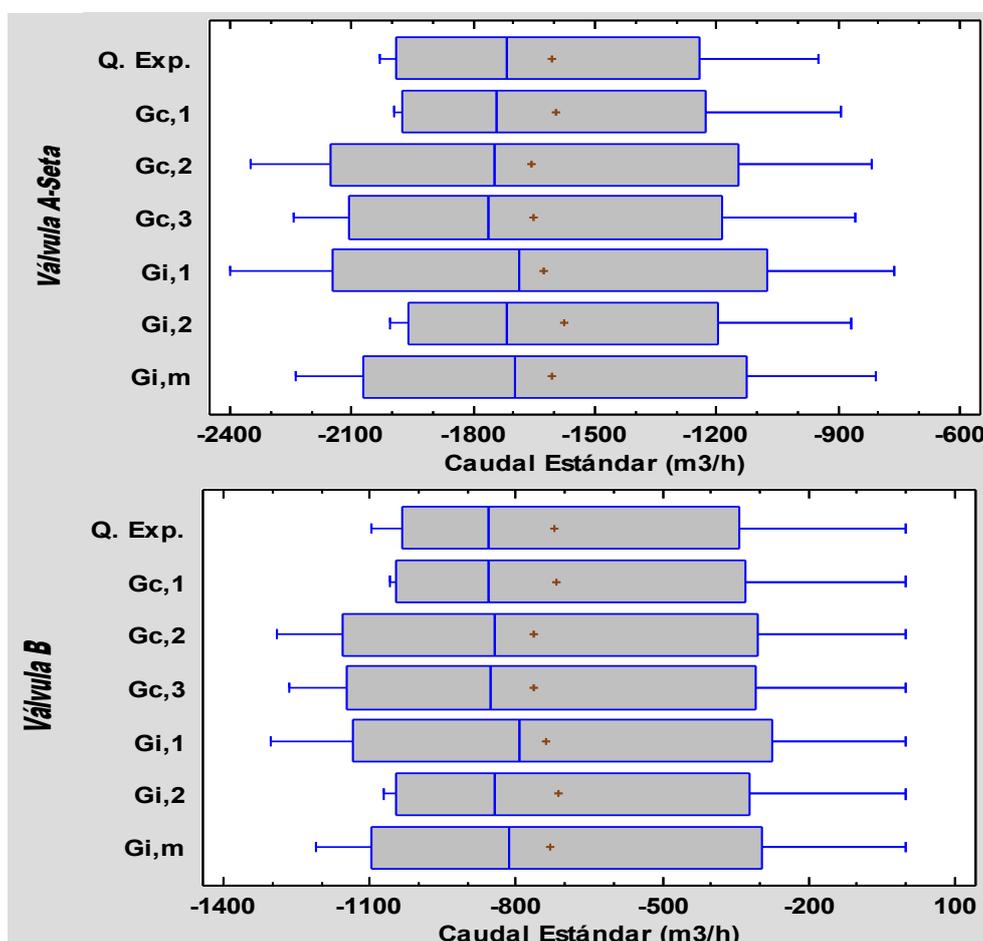


Figura 40. Diagramas de caja y bigotes Válvulas A-Seta y B.

Adicional a este análisis, se determinó un intervalo de confianza del 95%, a partir del cual se calcularon nuevamente los estadísticos descriptivos, principalmente la relación de varianzas, con el fin de aplicar una prueba-F que permita aprobar o rechazar la hipótesis nula de variación de la desviación estándar. Para todos los casos analizados, relacionando el resultado de la prueba-F y la relación de varianzas, se pudo determinar que no hay diferencia estadísticamente significativa entre las desviaciones estándar de los datos analizados con un nivel de confianza del 95%.

Hasta el momento, el análisis estadístico ha permitido definir los modelos con mejores indicadores descriptivos. Sin embargo aún no se ha determinado cuál de estos es el más eficiente para realizar el ajuste de las curvas características. Por lo tanto, en el siguiente apartado se aplican algunos índices que permiten determinar el grado de ajuste, y en base a estos se definirá el modelo más acertado.

6.4.2. Índices de ajuste

En vista de que todos los modelos de flujo se encuentran dentro del intervalo de confianza, es necesario precisar el grado de ajuste de los mismos para determinar cuál tiene mayor capacidad de predicción. Para ello, se considera el índice de Nash Sutcliffe como indicador. Sin embargo, según McCuen [34] es necesario acompañar su cálculo con un análisis del sesgo, se utiliza el índice de desempeño de Camargo & Sentelhas [35] para confirmar los resultados de Nash. El índice de desempeño representa una medida robusta del ajuste, ya que unifica dos indicadores de correlación en su formulación.

El índice de Nash representa el complementario a la unidad de la relación entre el error cuadrático medio y la varianza de los valores observados. Se calcula aplicando la ecuación:

$$NS = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (o_i - m_i)^2}{\sum_{i=1}^N (o_i - \bar{o})^2} \quad (50)$$

donde NS representa la eficiencia del modelo, o_i y m_i son los valores observados y simulados respectivamente, \bar{o} es el valor medio de los valores observados que se están evaluando. El rango de variación es $-\infty \leq NS \leq 1$, donde 1 indica un ajuste perfecto del modelo, mientras que cero indica que el valor medio de las observaciones es igual predictor que el propio modelo. Valores negativos indican que el valor medio de las observaciones es mejor predictor que el propio modelo.

El índice de desempeño expresa la correlación de dos variables utilizando el índice de Willmott W y el coeficiente de determinación. Sus valores van desde cero (sin acuerdo) hasta la unidad (acuerdo perfecto). Los coeficientes de rendimiento se clasifican de acuerdo a la Tabla 14 y se calcula con la siguiente expresión:

$$C = W.R = W. \rho_{x,y} \quad (51)$$

Tabla 14. Clasificación del índice de desempeño C

C	Rendimiento
> 0.85	Excelente
0.76-0.85	Muy bueno
0.66-0.75	Bueno
0.61-0.65	Medio
0.51-0.60	Tolerable
0.41-0.50	Malo
≤ 0.40	Pésimo

Fuente: Camargo y Sentelhas [35].

El índice de ajuste de Willmott representa el ratio entre el error cuadrático medio (MSE) y el error potencial [36]. Su formulación modificada permite aumentar la sensibilidad con valores bajos y evitar sobrevalorar en exceso los valores extremos. Se define mediante la ecuación:

$$W = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (o_i - m_i)^2}{\sum_{i=1}^N (|m_i - \bar{o}| + |o_i - \bar{o}|)^2} \quad (52)$$

El índice W toma valores que oscilan entre 0 (sin correlación alguna) hasta 1 (ajuste perfecto). El error potencial en el denominador representa el mayor valor que las diferencias cuadráticas de cada par de valores puede tomar.

Por su parte el coeficiente de determinación, se calcula elevando al cuadrado el coeficiente de correlación de Pearson, el cual es una medida de la relación lineal entre dos variables aleatorias cuantitativas. A diferencia de la covarianza, este coeficiente es independiente de la escala de medida de las variables.

En vista de que estos indicadores de ajuste son adimensionales, se calcula la raíz cuadrada del error cuadrático medio (RMSE) para disponer de un indicador en las unidades de la variable calculada. Un valor de RMSE igual a cero indica un ajuste perfecto.

Tabla 15. Indicadores de ajuste de modelos de flujo

Válvula	Indicador	Gc,1	Gc,2	Gc,3	Gi,1	Gi,2	Gi,m
A-Side	MSE:	1527.60	12845.55	6834.35	18769.56	830.53	5796.53
	RMSE(a):	39.08	113.34	82.67	137.00	28.82	76.13
	RMSE(b):	9.48	27.49	20.05	33.23	6.99	18.47
	NS:	0.9950	0.9579	0.9776	0.9384	0.9973	0.9810
	W:	0.9987	0.9906	0.9948	0.9865	0.9993	0.9955
	$\rho_{x,y}$:	0.9983	0.9897	0.9946	0.9828	0.9987	0.9936
	C:	0.9970	0.9804	0.9894	0.9695	0.9980	0.9891
A-Down	MSE:	3834.85	9650.59	5381.41	16488.45	3374.29	6184.75
	RMSE(a):	61.93	98.24	73.36	128.41	58.09	78.64
	RMSE(b):	15.99	25.36	18.94	33.15	15.00	20.31
	NS:	0.9887	0.9717	0.9842	0.9516	0.9901	0.9818
	W:	0.9970	0.9935	0.9962	0.9891	0.9974	0.9956
	$\rho_{x,y}$:	0.9962	0.9900	0.9934	0.9843	0.9966	0.9927
	C:	0.9932	0.9835	0.9897	0.9736	0.9940	0.9884
A-Seta	MSE:	884.89	23368.69	11133.73	33878.01	1464.69	12714.94
	RMSE(a):	29.75	152.87	105.52	184.06	38.27	112.76
	RMSE(b):	11.24	57.78	39.88	69.57	14.47	42.62
	NS:	0.9980	0.9481	0.9753	0.9248	0.9967	0.9718
	W1:	0.9995	0.9886	0.9944	0.9837	0.9992	0.9935
	$\rho_{x,y}$:	0.9985	0.9873	0.9942	0.9791	0.9973	0.9907
	C:	0.9980	0.9761	0.9886	0.9632	0.9965	0.9843
B	MSE:	1866.20	10736.58	8729.44	12353.24	1883.47	5609.48
	RMSE(a):	43.20	103.62	93.43	111.15	43.40	74.90
	RMSE(b):	11.15	26.75	24.12	28.70	11.21	19.34
	NS:	0.9855	0.9164	0.9320	0.9038	0.9853	0.9563
	W:	0.9962	0.9820	0.9851	0.9794	0.9963	0.9899
	$\rho_{x,y}$:	0.9913	0.9791	0.9823	0.9724	0.9908	0.9837
	C:	0.9876	0.9615	0.9676	0.9523	0.9871	0.9738

La Tabla 15 contiene los indicadores de ajuste de los modelos de flujo en cada válvula. El primer indicador en análisis es el MSE, al ser una medida que maximiza el error. Un valor alto significa mayor dispersión y su interpretación es dificultosa. Por lo tanto, para analizar el error se utiliza

el indicador RMSE que da unidades de dicha dispersión. En el caso de las válvulas A, el caudal estándar promedio de las tres válvulas es de 1267.50 m³/h (sin considerar el diferencial de presión), si se aplica la normativa vigente la diferencia entre el caudal real y caudal simulado no debe superar el 10% (126.75 m³/h); con esta premisa los modelos G_{c,2} y G_{i,1}, quedan descartados para la caracterización de ventosas, en vista de que tienen valores que exceden este límite. En cuanto a la válvula B, el límite es de 72.25 m³/h, por lo tanto se deben descartar todos los modelos, a excepción de G_{c,1} y G_{i,2}.

Al analizar la eficiencia del ajuste mediante el índice de Nash, se evidencia que los modelos G_{c,1} y G_{i,2} tienen excelente capacidad de predicción, su valor es muy cercano a la unidad en todas las válvulas. A pesar de que la diferencia entre indicadores está dentro del rango del 4 al 8%, el índice de desempeño confirma lo dicho por Nash, según este indicador todos los modelos tienen excelente rendimiento, ya que en todos los modelos C es mayor a 0.85. Por lo tanto, se aplicó un análisis de varianza (ANOVA) de los índices de Nash para determinar diferencias significativas.

Tabla 16. Análisis de varianza de los Índices de Nash

Fuente	Suma de Cuadrados	Grados de libertad	Cuadrado Medio	Razón-F	Valor-P
Entre modelos	0.0121074	5	0.00242148	8.34	0.0003
Intra modelos	0.0052267	18	0.00029037		
Total (Correl.)	0.0173341	23			

La Tabla 16 contiene el ANOVA de los índices de Nash. Se descompone la varianza de los datos en dos componentes: un componente entre modelos y un componente intra modelos. La razón-F, que en este caso es igual a 8.34, es el cociente entre el estimado entre modelos y el estimado dentro de los modelos. Puesto que el valor-P de la prueba-F es menor que 0.05, existe una diferencia estadísticamente significativa entre las medias de los 6 modelos con un nivel del 5% de significancia.

En este análisis también se realizó una prueba de múltiples rangos, cuyo procedimiento es formar un intervalo de confianza para cada par de medias al nivel de confianza seleccionado, en este caso 95%. El resultado determina grupos de valores homogéneos. En este caso, permitió diferenciar estadísticamente los modelos, existiendo homogeneidad entre G_{c,3} y G_{i,m}. Los modelos G_{c,2} y G_{i,1} no son homogéneos con ningún otro modelo, finalmente se determinó que G_{c,1} y G_{i,2} son los dos modelos más homogéneos.

Analizando la figura 41, se confirma que los modelos G_{c,1} y G_{i,2}, son homogéneos con valores del NS promedio superiores a 0.99, pero el modelo G_{i,2} tiene un valor promedio más cercano a la unidad (línea amarilla) y por lo tanto su capacidad de predicción es superior en la mayoría de los casos. Sin embargo, el modelo G_{c,1} tiene valores extremos (línea verde) mayores a los de G_{i,2}, por lo tanto el rango de ajuste de los modelos es mayor.

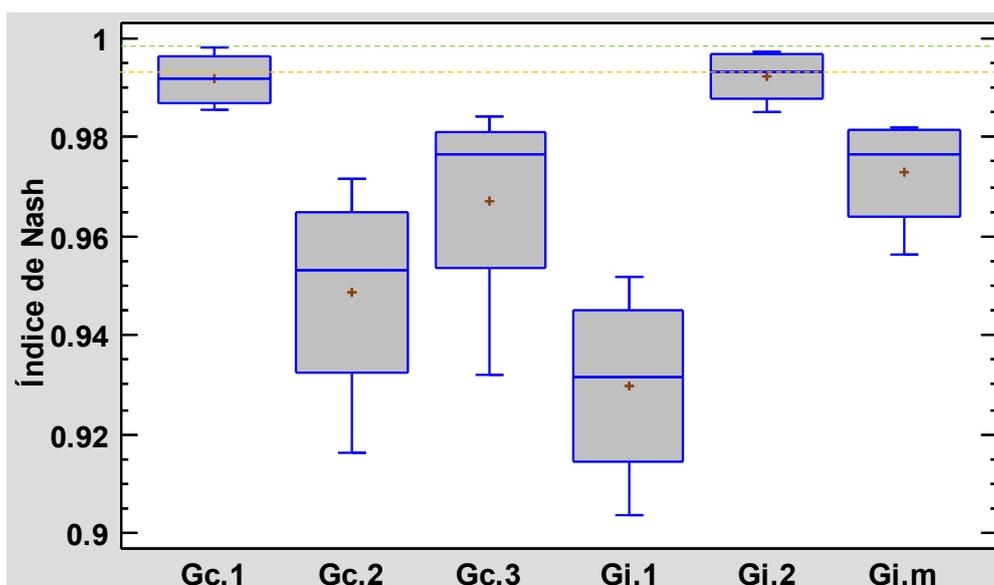


Figura 41. Diagrama de caja del Índice de Nash.

En este caso, se selecciona el modelo $G_{i,2}$, en vista de que esta metodología tiene como fin ajustar al máximo las curvas características analizadas. El resultado del análisis estadístico concuerda los resultados obtenidos por Iglesias-Rey et al. [3] al concluir que el modelo $G_{i,2}$ caracteriza eficientemente la fase de admisión de las válvulas de aire.

6.5. Resultados del ajuste de curvas características

La diferencia entre modelos radica en las hipótesis de formulación de los mismos. Los tres modelos de flujo compresible se basan en un proceso adiabático, suponiendo como fluido un gas ideal, el cual tiene un coeficiente de dilatación adiabática constante que representa la relación entre la entalpía y la energía interna, pero cuando existen variaciones bruscas de temperatura el coeficiente adiabático cambia. Sin embargo, en este caso el tiempo que permanece el fluido en la ventosa es relativamente corto para producir alteración alguna del coeficiente, por lo tanto los modelos $G_{c,2}$ y $G_{c,3}$ alteran la parsimonia al introducir el efecto cinético relacionado con el coeficiente de dilatación. Por esa razón el modelo $G_{c,1}$ ajustar mejor la curva característica.

En cuanto a los modelos de flujo incompresible, la razón por la cual el modelo $G_{i,2}$ ajusta mejor la curva se debe a que este considera la densidad del aire constante a la salida de la ventosa y desprecia el término cinético. Al considerar el punto de análisis a la salida de la válvula se obtiene una respuesta directa de su comportamiento, ya que el flujo la atraviesa completamente; situación que no sucede al considerar un punto intermedio o el valor inicial de densidad, ya que en estos puntos el flujo no se ha desarrollado completamente.

En base al análisis de las curvas características obtenidas y al análisis estadístico de los diferentes modelos de flujo se puede concluir que el uso de un coeficiente característico de admisión calculado mediante técnicas CFD para un diferencial de presión de 0.3 bares aplicado al modelo de flujo incompresible $G_{i,2}$ de densidad constante similar a la densidad del aire a la salida de la válvula, es el que mejor ajusta y corrige la curva característica de la misma. Sin embargo, no se descarta la aplicación del modelo de flujo compresible $G_{c,1}$ ya que sus resultados también son precisos y su hipótesis es coherente con la realidad analizada.

Realizando un análisis conjunto de las curvas características de la figura 42 y el error relativo de cálculo de la Tabla 17, se puede deducir que efectivamente el modelo de flujo incompresible corrige las curvas especialmente en la zona cercana al bloqueo sónico. Sin embargo, en la zona de inicio de admisión el error incrementa debido a que el modelo disminuye el caudal por debajo del caudal experimental, situación que refleja un cierto margen de seguridad, ya que el modelo predice un volumen de aire inferior al real pero dentro del margen de discrepancia.

Tabla 17. Resultados del ajuste de curvas características

Válvula	Presión (bares)	Caudal Estándar Experimental (m3/h)	Caudal Estándar CFD (m3/h)	Caudal Estándar Ajustado (m3/h)	Error Relativo CFD (%)	Error Relativo Ajuste (%)
A-Side	-0.05	-797.55	-819.33	-801.52	2.73	0.50
	-0.1	-1088.46	-1124.32	-1103.71	3.29	1.40
	-0.2	-1463.04	-1470.08	-1472.95	0.48	0.68
	-0.3	-1693.21	-1698.79	-1689.44	0.33	0.22
	-0.4	-1811.44	-1864.62	-1808.88	2.94	0.14
	-0.5	-1888.39	-1981.95	-1850.17	4.95	2.02
A-Down	-0.05	-779.88	-738.78	-753.29	5.27	3.41
	-0.1	-1048.12	-1022.66	-1037.27	2.43	1.03
	-0.2	-1402.65	-1374.38	-1384.32	2.02	1.31
	-0.3	-1629.71	-1593.82	-1587.78	2.20	2.57
	-0.4	-1745.00	-1743.97	-1700.03	0.06	2.58
	-0.5	-1813.70	-1860.25	-1738.83	2.57	4.13
A-Seta	-0.05	-950.00	-878.10	-869.49	7.57	8.47
	-0.1	-1240.00	-1209.16	-1197.30	2.49	3.44
	-0.2	-1620.00	-1612.19	-1597.85	0.48	1.37
	-0.3	-1820.00	-1858.44	-1832.70	2.11	0.70
	-0.4	-1990.00	-2037.20	-1962.27	2.37	1.39
	-0.5	-2030.00	-2157.47	-2007.05	6.28	1.13
B	-0.05	-544.00	-551.25	-505.44	1.33	7.09
	-0.1	-691.73	-725.00	-638.69	4.81	7.67
	-0.2	-861.80	-900.18	-852.36	4.45	1.10
	-0.3	-985.04	-983.75	-977.63	0.13	0.75
	-0.4	-1033.31	-983.75	-1046.75	4.80	1.30
	-0.5	-1083.43	-983.75	-1070.64	9.20	1.18

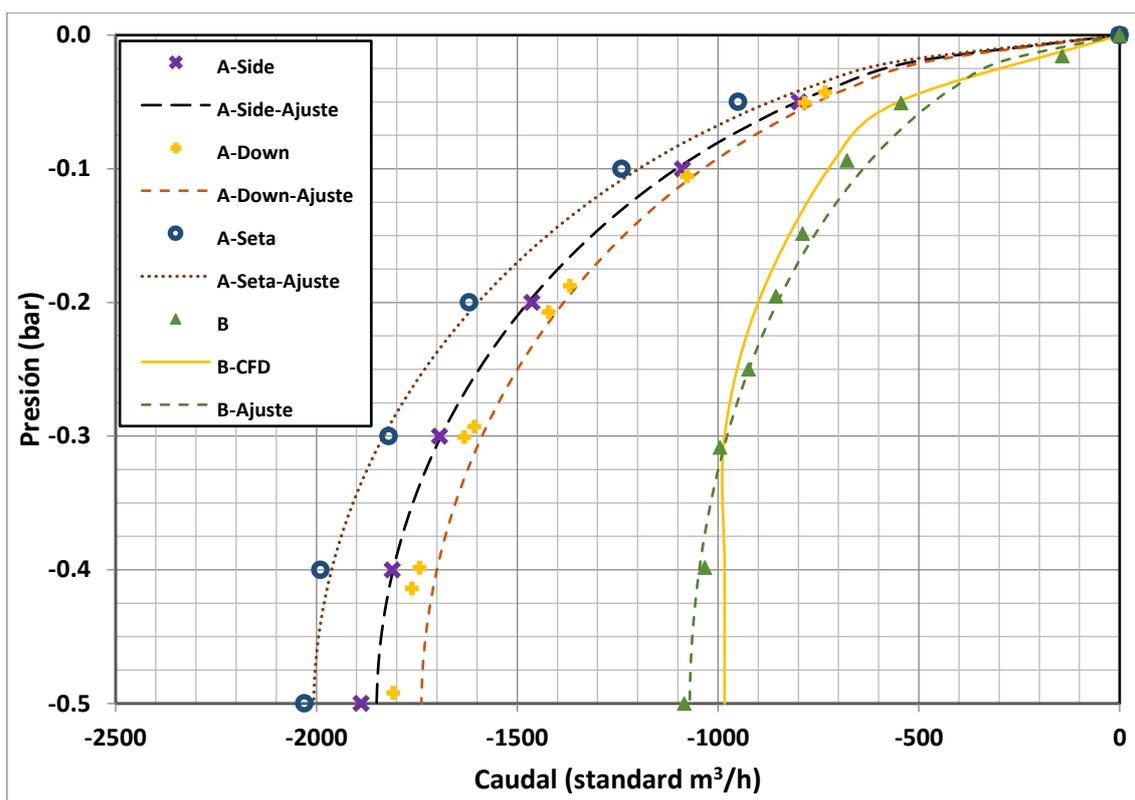


Figura 42. Ajuste de curvas características aplicando el modelo $G_{i,2}$.

En el modelo B se evidencia claramente el efecto corrector del modelo de flujo incompresible. El bloque sónico anticipado calculado por el CFD se corrige y el caudal en exceso para presiones superiores a -0.3 bares disminuye.

En las válvulas modelo A, el ajuste incrementa la precisión de cálculo en la zona cercana al bloqueo sónico y brinda un margen de seguridad para el rango de presión comprendido entre -0.3 y 0 bares. Tan solo genera algunas inestabilidades el modelo A-Down donde se incrementa el error relativo en la zona del bloqueo sónico. Esto se debe a que el ajuste se aplicó considerando los resultados CFD del diferencial 0.3 bares, que tiene mayor desviación que en las otras válvulas. Aun así, el error está dentro del rango permisible.

7. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS

En base a la investigación realizada concerniente a la caracterización de válvulas de aire en admisión utilizando técnicas computacionales, se puede plantear las siguientes conclusiones y desarrollos futuros.

7.1. Conclusiones

Respecto a la metodología de caracterización, siguiendo el diagrama de flujo del análisis computacional se obtiene las siguientes conclusiones para cada una de sus etapas:

- La representación gráfica del modelo físico de la válvula de aire debe contemplar la geometría con detalle, incluyendo todos los elementos fijos y móviles que conforman el cuerpo de la misma, no se debe escatimar esfuerzos y proporcionar al menos el 40% del tiempo del análisis a la medición, dibujo, edición y revisión de la geometría, principalmente en los orificios de entrada y salida, estrechamientos y curvaturas, ya que la precisión de los resultados dependen de la calidad del modelo. La simplificación de la geometría se puede realizar en aristas con ligeras curvaturas convirtiéndolas en aristas planas, para evitar esfuerzos innecesarios en el mallado.
- El mallado exige una geometría depurada. Se debe tener especial cuidado en las zonas de convergencia de las superficies curvas y en zonas donde se unen los diferentes elementos de la ventosa, principalmente en el diafragma, flotador y conexión. Si no se concibe un modelo preciso se generan volúmenes adicionales que no existen en el modelo real, lo que conlleva a errores de cálculo.
- La transformación de la malla tetraédrica no estructurada a poliédrica incrementa los indicadores de calidad de la misma; mejorando la calidad ortogonal del mallado ganando precisión en los resultados y reduciendo el tiempo de cálculo al disminuir el número de celdas.
- El análisis de sensibilidad determinó que la malla con tamaño de celda de 4 mm es la más adecuada para el análisis, con errores relativos inferiores al 2.34% en la válvula. Este tamaño de malla permite obtener resultados muy próximos a los de laboratorio con un coste computacional bajo. Es decir, los resultados y el tiempo de cálculo demuestran alta precisión y alto rendimiento respectivamente.
- El algoritmo de resolución utiliza un método basado en la densidad, el cual tiene una formulación acoplada de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía, permitiendo representar adecuadamente el flujo.
- El modelo de turbulencia que caracteriza con mayor precisión el flujo de aire en la válvula es el modelo $k-\omega$ SST. Tiene mayor robustez que el modelo $k-\epsilon$ realizable para trabajar con presiones negativas. En el caso de la válvula A-Side, el error de cálculo para el diferencial de 0.3 bares es de 0.64% y 0.33% con los modelos $k-\epsilon$ realizable y $k-\omega$ SST respectivamente. Lo que indica que el modelo $k-\omega$ SST es más preciso que el modelo para predecir la admisión de aire.
- Considerar como fluido un gas ideal y trabajar con presiones negativas, demanda trabajar con presiones absolutas para evitar errores de cálculo.

- El establecimiento de las condiciones de contorno se basa en el único factor conocido *a priori*, siendo el diferencial de presión entre la entrada (presión atmosférica) y la salida (subpresión en la conexión con la tubería) la condición que rige el comportamiento del flujo de aire a través de la válvula.
- La formulación del método de solución debe ser implícita y en régimen estacionario. Esta formulación no permite la resolución en régimen transitorio a menos que se considere un método explícito. Sin embargo, al resolver en régimen transitorio se genera redundancia cíclica a pequeña escala y el tiempo de cálculo se incrementa considerablemente. La discretización del flujo debe iniciarse con un esquema de segundo orden hasta alcanzar estabilidad y posteriormente cambiar a un esquema de primer orden para delimitar la zona de gasto másico con precisión.
- Se obtienen resultados aceptables siempre y cuando se respeten los criterios de convergencia absoluta, los valores residuales deben ser del orden de 10^{-6} para continuidad y energía, 10^{-4} para las tres componentes del vector velocidad y para los parámetros $k-w$ del modelo de turbulencia.
- La validación de la metodología determinó que los caudales obtenidos no superan el margen de discrepancia establecido en la normativa vigente. El error relativo calculado entre CFD y laboratorio es inferior al 10% en todos los modelos analizados. Las válvulas modelo A tienen menor error de cálculo variando entre 0.06% y 7.57%, mientras que el modelo B tiene una fluctuación del error entre 0.13% y 9.20%.
- El análisis de las curvas características determinó que el modelo $k-\omega$ SST caracteriza adecuadamente el comportamiento de la válvula para el rango de presiones donde el flujo es estable entre -0.1 y -0.3 bares, mientras que el error máximo relativo se produce en los extremos de la curva -0.05, -0.4 y -0.5 bares, por lo tanto se requiere de un ajuste de estos puntos posterior al análisis CFD.

En cuanto a la metodología de ajuste de curvas características se puede concluir lo siguiente:

- El ajuste se debe realizar en base a los resultados del diferencial de presión de 0.3 bares. Este punto permite extrapolar los coeficientes en toda la curva minimizando el error de cálculo.
- Los coeficientes característicos de admisión calculados mediante técnicas CFD distan muy poco de los coeficientes calculados a partir de los resultados de laboratorio. El error relativo máximo no supera el 2.59 % en todos los modelos de válvula cuando se aplica el modelo de flujo incompresible $G_{i,2}$.
- El análisis estadístico determinó que existen dos modelos de flujo que ajustan correctamente la curva característica, siendo el más preciso el modelo de flujo incompresible $G_{i,2}$ que considera densidad constante similar a la densidad del aire a la salida de la válvula, su índice de eficiencia de Nash varía entre 0.985 y 0.997. No se descarta la aplicación del modelo de flujo compresible $G_{c,1}$ ya que sus resultados también son precisos y su hipótesis es la más coherente con la realidad analizada.
- El ajuste que realiza el modelo de flujo incompresible es incuestionable, precisa la zona de bloqueo sónico en todos los modelos analizados, además, otorga un margen de seguridad para presiones entre -0.3 y 0 bares, al disminuir el caudal calculado por debajo del caudal experimental siempre dentro del rango permisible (con errores relativos inferiores al 10%).

Las técnicas computacionales de análisis de flujo permiten determinar la influencia de los tramos de tranquilización aguas arriba de la válvula, en base a este análisis se concluye lo siguiente:

- La relación de superficie entre los orificios de entrada y salida de los modelos A-Side, A-Down y A-Seta, es la principal causa de su diferencia de caudal. El modelo A-Seta presenta mayor superficie de entrada que los modelos A-Side y A-Down, por lo tanto, el caudal de entrada se incrementa proporcionalmente a este valor.
- La dirección y magnitud de los vectores de velocidad se ven afectados por la forma del tramo de entrada. En el modelo A-Seta la superficie de ingreso recorre todo el perímetro de la base de la tapa y no presenta cambios bruscos en su sección, lo cual permite una distribución uniforme de los vectores y evita pérdidas, situación que no se reproduce en los modelos A-Side y A-Down. En estos modelos el flujo se limita a la dirección en que esté dispuesto el orificio de ingreso.
- La diferencia de caudal entre los modelos A-Side y A-Down radica en las pérdidas que se generan durante el recorrido del fluido en el tramo de entrada; el modelo A-Down obliga al flujo a cambiar de dirección en dos ocasiones y atravesar un estrechamiento, lo cual incrementa la velocidad del fluido y genera más pérdidas que el modelo A-Side, donde el flujo solamente cambia de dirección en un sentido y el estrechamiento que atraviesa es menos brusco.
- En cuanto al modelo B, su geometría es más sencilla y su cuerpo es de menor volumen que el modelo A. Por lo tanto, a pesar de tener diámetros similares, el modelo B arroja menos caudal. Además la ubicación y forma de sus elementos internos es diferente, influyendo directamente en la curva característica y anticipando el bloqueo sónico.
- La forma y disposición de los elementos de una ventosa influyen directamente en su comportamiento y rendimiento, tal y como se evidencia en las válvulas modelo A. A pesar de tener el mismo cuerpo el tener entradas diferentes, modifica el flujo de aire y arrojan más o menos caudal dependiendo del tipo de cubierta que posean, llegando a alcanzar diferencias significativas alrededor del 14% de caudal.

En primera instancia, se esperaba contrastar los resultados obtenidos del análisis CFD con los resultados de los modelos teóricos. Sin embargo, en vista de que las curvas características obtenidas con el análisis CFD presentaban algunas discrepancias en sus extremos, se procedió a corregirlas mediante los modelos teóricos. Esta metodología disminuye significativamente el tiempo de cálculo CFD.

En términos globales se concluye que el uso de técnicas computacionales permite caracterizar el proceso de admisión de aire de una válvula, utilizando la metodología planteada en este estudio. Cabe destacar la importancia del uso de modelos teóricos de flujo y la obtención de coeficientes característicos de admisión, que permiten ajustar y corregir los resultados obtenidos.

7.2. Desarrollos futuros

La presente investigación se desarrolló en base al análisis CFD, por lo tanto, se plantean investigaciones futuras que permitan mejorar los resultados obtenidos con estas técnicas, específicamente los temas a desarrollar son:

- Analizar la influencia de la presión del aire sobre el flotador. Es decir, trabajar con mallas dinámicas que permitan considerar el movimiento del flotador en los distintos puntos de la curva característica.
- Incluir en el modelo de turbulencia el efecto de la rugosidad de las paredes de la válvula.
- Determinar la influencia del tramo de conexión de la ventosa con la tubería.
- Ampliar el diámetro de estudio. Es decir, aplicar la metodología planteada en este trabajo a válvulas de mayor diámetro y validar los resultados.

8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] American Water Works Association (AWWA), "Manual of Water Supply Practices—M51: Air-Release, Air-Vacuum, and Combination Air Valves," vol. 1st ed, Denver, CO, USA, 2001.
- [2] L. Ramezani, B. W. Karney, and A. Malekpour, "The Challenge of Air Valves : A Selective Critical Literature Review," *J. Water Resour. Plan. Manag.*, vol. 141, no. 10, pp. 1–11, 2015.
- [3] P. L. Iglesias-Rey, V. S. Fuertes-Miquel, F. J. García-Mares, and J. J. Martínez-Solano, "Comparative study of intake and exhaust air flows of different commercial air valves," *Procedia Eng.*, vol. 89, pp. 1412–1419, 2014.
- [4] AENOR Asociación Española de Normalización y Certificación, *Norma Española UNE-EN 1074-4*, vol. 4. 2001, pp. 1–18.
- [5] F. J. García-Mares, P. L. Iglesias, V. S. Fuertes, D. Mora-Meliá, and P. A. López-Jiménez, "Comparison of Air Valve Behavior by using CFD Techniques," *Environmental Hydraulics - Theoretical, Experimental and Computational Solutions*, Valencia, España, pp. 319–322, 2009.
- [6] F. J. García-Mares, "Caracterización de ventosas mediante técnicas CFD," Trabajo de Fin de Master, Universidad Politécnica de Valencia, 2012.
- [7] P. L. Iglesias-Rey, V. S. Fuertes-Miquel, F. J. García-Mares, and F. J. Martínez-Solano, "Caracterización de válvulas de admisión y expulsión de aire comerciales," *Tecnol. y Ciencias del Agua*, vol. 7, no. 1, pp. 57–69, 2016.
- [8] J. A. Cabrera-Béjar and V. G. Tzatchkov, "Modelación de redes de distribución de agua con suministro intermitente," *Tecnol. y Ciencias del Agua*, vol. 3 (2), no. 0187–8336, pp. 5–25, 2012.
- [9] R. Guarga, J. Sanchez, R. Carmona, and L. Aguilar, "Transitorios hidráulicos y su control." Facultad de Ingeniería, Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, Montevideo, Uruguay., 2009.
- [10] A. Campbell, "The effect of air valves on surge in pipelines," in *Proceedings of the 4th International Conference on Pressure Surges*, 1983, pp. 89–102.
- [11] B. B. Sharp and D. B. Sharp, *Water hammer: practical solutions*, Ed. Halste. New York, USA, 1996.
- [12] V. S. Fuertes, "Hydraulic Transients with Entrapped Air," PhD Thesis, Polytechnic University of Valencia, 2001.
- [13] I. Gandarillas, "Problemas típicos de las ventosas, soluciones técnicas disponibles y criterios de selección de las válvulas de aire.," Barcelona, España., 2011.
- [14] P. L. Iglesias, V. S. Fuertes, F. J. García, and P. A. López, "Metodologías para la caracterización de válvulas de aireación," in *IX SEREA Seminario Iberoamericano sobre Planificación, Proyecto y Operación de Sistemas de Abastecimiento de Agua*, 2009, p. 19.
- [15] Council for Scientific and Industrial Research-South Africa, *The dynamic closure point of two different DN80 Non Kinetic Air Valve designs*. 1989.
- [16] L. J. Blum, "Laboratory tests of air valve performance," U.S. Bureau of Reclamation, Denver Office, Hydraulic Branch, USA., 1994.
- [17] O.C Zienkiewicz, R. I. Taylor, and P. Nithiarasu, *Finite element method, Vol. 3, Fluid*

- Dynamics*, 6a Edition. Elsevier, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK., 2005.
- [18] F. White, *Fluid Mechanics*, Seventh Ed. 2010.
- [19] M. H. Chaudhry, *Applied hydraulic transients*. NewYork: Van Nostrand Reinhold Company, 1987.
- [20] E. B. Wylie and V. L. Streeter, "Fluid Transients in Systems," *PrenticeHall Up. Saddle River NJ*, pp. 287–362, 1993.
- [21] S. Lingireddy, D. J. Wood, and N. Zloczower, "Pressure surges in pipeline systems resulting from air releases," *J. / Am. Water Work. Assoc.*, vol. 96, no. 7, pp. 88–94, 2004.
- [22] S. L. Bragg, "Effect of compressibility on the Rayleigh–Taylor instability," *J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 2, pp. 35–44, 1960.
- [23] V. S. Fuertes, P. L. Iglesias, F. J. García-Mares, and D. Mora-Meliá, "Air valves behavior: Comparison between compressible and incompressible flow," *International Workshop on Environmental Hydraulics. Theoretical, experimental and computational solutions*. Valencia, España, pp. 293–296, 2009.
- [24] P. L. Iglesias-Rey, F. J. García-Mares, V. S. Fuertes-Miquel, and F. J. Martínez-Solano, "Air Valves Characterization Using Hydrodynamic Similarity," *World Environ. Water Resour. Congr. 2017*, pp. 562–572, 2017.
- [25] B. R. Munson, D. F. Young, and T. H. Okiishi, "Fundamentals of Fluid Mechanics," *Biofluid Mechanics*. Wiley, Sixth Edition., Huebsch, W.W., 1990.
- [26] ANSYS Inc, "Ansys Fluent: Theory Guide 13.0," *ANSYS Inc*, vol. 15317, no. November. pp. 1–746, 2010.
- [27] P. L. Iglesias, "5. Técnicas de mallado," in *Introducción a la mecánica de fluidos computacional*, 2017.
- [28] C. L. Rumsey, "Turbulence Modeling Verification and Validation," *NASA-AIAA Aerospace Sciences Meeting*, vol. 52, no. January. 2014.
- [29] M.-J. Chern and C.-C. Wang, "Control of Volumetric Flow-Rate of Ball Valve Using V-Port," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 126. pp. 471–481, 2004.
- [30] D. C. Wilcox, "Formulation of the k-omega Turbulence Model Revisited," *AIAA*, vol. 46 (11), pp. 2823–2838, 2008.
- [31] F. R. Menter, "Applications, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering," *AIAA*, vol. 32 (8), pp. 1598–1605, 1994.
- [32] N. D. Deshpande, S. S. Vidwans, P. R. Mahale, R. S. Joshi, and K. R. Jagtap, "Theoretical & CFD analysis of de Laval nozzle," *Int. J. Mech. Prod. Eng.*, vol. 2, no. 24, pp. 2320–2092, 2014.
- [33] G. Satyanarayana, C. Varun, and S. Naidu, "CFD analysis of convergent-divergent nozzle," *Acta Tech. Corviniensis*, vol. VI, no. 2067–3809, pp. 139–144, 2013.
- [34] R. H. McCuen, Z. Knight, and A. G. Cutter, "Evaluation of the Nash-Sutcliffe Efficiency Index," *J. Hydrol. Engineering*, vol. 11, pp. 597–602, 2006.
- [35] A. P. Camargo and P. . Sentelhas, "Evaluación del desempeño de diferentes métodos de estimación de la evapotranspiración potencial en el estado de São Paulo," *Rev. Bras. Meteorología*, vol. 5, pp. 89–97, 1997.
- [36] C. J. Willmot, "Evaluation of model performance in physical geography," *Spat. Stat. Model.*, pp. 443–460, 1984.