



UNIVERSIDAD
POLITECNICA
DE VALENCIA



Título del Trabajo Fin de Máster:

***CARACTERIZACIÓN DE VENTOSAS
MEDIANTE TÉCNICAS CFD.***

Intensificación:

HIDRÁULICA URBANA

Autor:

FRANCISCO JOSÉ GARCÍA MARES

Director Académico:

PEDRO L. IGLESIAS REY

Fecha: *Septiembre 2012*

Titulo del trabajo Fin de Master:

Caracterización de ventosas mediante técnicas CFD.

Autor: *GARCÍA MARES, FRANCISCO JOSÉ*

| | | | |
|--------------|--|----------------------|-----------------|
| Tipo | A <input type="checkbox"/> B <input checked="" type="checkbox"/> | Lugar de realización | Valencia |
| Director | DR. IGLESIAS REY Pedro | Fecha de lectura | Septiembre 2012 |
| Codirector | | | |
| Codirector 2 | | | |
| Tutor | | | |

Resumen:

El aire atrapado en las conducciones de agua a presión es el causante de muchos problemas, algunos de los cuales pueden tener consecuencias catastróficas para la integridad de la instalación en sí.

Como solución más empleada en la actualidad para extraer ese aire que se ha introducido en las tuberías son utilizadas las ventosas, las cuales dependiendo del tipo de problema se instalarán de un tipo u otro.

Pero para la correcta utilización de las ventosas debe ser imprescindible el conocimiento de las características de las mismas. En la actualidad para la caracterización de ventosas se está utilizando el ensayo experimental en laboratorio. Para la realización de este tipo de ensayos se necesita poder acumular suficiente, en ventosas de gran tamaño esta cantidad es tal que hace inviable su ensayo en unas instalaciones ordinarias. Esto en lo que respecta a la expulsión de aire, porque en el ensayo de admisión el problema es mayor dado que lo que se debe generar es vacío y para poder generar esos caudales de aire a presión negativa los equipos que se requieren son prácticamente inviables. En un sondeo del mercado no hemos encontrado bombas que generarán caudal suficiente para una ventosa de 3", mucho menos cuando nos referimos a modelos de ventosas existentes en el mercado de 8" o más....

La solución planteada en este trabajo a esa barrera está en la caracterización de las ventosas mediante técnicas CFD. Para que los resultados obtenidos sean lo más próximos al comportamiento real de la ventosa es importante la correcta calibración del modelo es imprescindible apoyando los resultados obtenidos con ensayos realizados en laboratorio para confirmar la bondad de los mismos.

Con todo ello se ha realizado una metodología clara y robusta con los parámetros más adecuados para la caracterización de las ventosas

Palabra clave:

Ventosas, válvulas de aireación, modelos CFD, dinámica de fluidos computacional



Resum:

L'aire atrapat en les conduccions d'aigua a pressió és el causant de molts problemes, alguns dels quals poden tenir conseqüències catastròfiques per a la integritat de la instal·lació en si. Com a solució més emprada en l'actualitat per a extraure aqueix aire que s'ha introduït en les canonades són utilitzades les ventoses, les quals depenent del tipus de problema s'instal·laran d'un tipus o un altre.

Però per a la correcta utilització de les ventoses ha de ser imprescindible el coneixement de les característiques de les mateixes. En l'actualitat per a la caracterització de ventoses s'està utilitzant l'assaig experimental en laboratori. Per a la realització d'aquest tipus d'assajos es necessita poder acumular suficient, en ventoses de gran grandària aquesta quantitat és tal que fa inviable el seu assaig en unes instal·lacions ordinàries. Açò pel que fa a l'expulsió d'aire, perquè en l'assaig d'admissió el problema és major atès que el que s'ha de generar és **vacio i per a poder generar aqueixos cabals d'aire a pressió negativa els equips que es requereixen són pràcticament inviables. En un sondeig del mercat no hem trobat bombes que generaran cabal suficient per a una ventosa de 3", molt menys quan ens referim a models de ventoses existents en el mercat de 8" o més....

La solució plantejada en aquest treball a aqueixa barrera està en la caracterització de les ventoses mitjançant tècniques CFD. Perquè els resultats obtinguts siguen el més pròxims al comportament real de la ventosa és important el correcte calibratge del model és imprescindible recolzant els resultats obtinguts amb assajos realitzats en laboratori per a confirmar la bondat dels mateixos.

Amb tot açò s'ha realitzat una metodologia clara i robusta amb els paràmetres més adequats per a la caracterització de les ventoses.

Palabra clave:

Ventoses, vàlvules de ventilació, models CFD, dinàmica de fluids comptacional



Abstract:

Air trapped in the pressurized water conduits is causing many problems, some of which may have catastrophic consequences for the integrity of the installation itself.

As a solution currently used to extract the air to be introduced into the suction pipes are used, which depending on the type of problem will be installed in one form or another.

But for the correct use of the suction cups should be essential knowledge of the characteristics thereof. At present for the characterization of suction cups are being used experimentally in laboratory testing. To carry out this type of testing is needed to accumulate enough in windy large this amount is such that nonviable common test facilities. This in regard to the expulsion of air, because the admission test because the problem is bigger than what should be generated is empty and those flows to generate negative pressure air equipment required would be practically impossible. In a market survey we found no bomb that will generate sufficient flow to a vacuum of 3 ", let alone when it comes to models on the market suckers 8" or more

The solution proposed in this paper that barrier is in the characterization of the cups using CFD techniques. For the results obtained are as close to the actual behavior of the cup is important the correct calibration of the model is essential to support the results obtained in laboratory tests to confirm the goodness of them.

With all that has made a clear and robust methodology with the most suitable parameters for the characterization of the suckers

Palabra clave:

Suckers, ventilation valves, CFD modeling, computational fluid dynamics

A Maite, Blanca y Héctor.

Los tres soles que me iluminan cada día.

Agradecimientos

El presente trabajo ha sido logrado en gran medida gracias a la orientación, apoyo y colaboración incondicional de Pedro.

A la gente que ha estado día a día apoyándome y colaborando en todo aquello que he necesitado de ellos, a mis compañeros del Departamento de Ingeniería Hidráulica y en particular a mi compañero Manolo que ha sido esa mano amiga que me ha ayudado a conseguir que los montajes en el laboratorio hayan llegado a buen puerto.

ÍNDICE

| | |
|--|-----------|
| 1. Introducción | 1 |
| 1.1 Motivación..... | 1 |
| 1.2 El aire en las instalaciones..... | 2 |
| 1.2.1 Origen del aire atrapado en las conducciones | 2 |
| 1.2.2 Efectos nocivos del aire atrapado en las instalaciones | 5 |
| 1.3 Las ventosas..... | 8 |
| 1.3.1 Principio de funcionamiento de una ventosa..... | 9 |
| 1.3.2 Tipos de ventosas | 11 |
| 1.3.3 Localización de ventosas | 13 |
| 1.4 Conclusiones..... | 15 |
| 2. Estado del arte en la caracterización de las ventosas | 17 |
| 2.1 Introducción | 17 |
| 2.2 Flujo isoentrópico en toberas | 17 |
| 2.3 Analogía entre el flujo en toberas y flujo en ventosas..... | 22 |
| 2.3.1 Admisión de aire | 22 |
| 2.3.2 Expulsión de aire..... | 23 |
| 2.3.3 Ajuste propuesto por Boldy..... | 25 |
| 2.4 Curva característica de una ventosa | 26 |
| 2.5 Flujo incompresible | 33 |
| 3. Verificación experimental del comportamiento de ventosas | 37 |
| 3.1 Consideraciones relativas con la caracterización de ventosas | 37 |
| 3.2 Verificación experimental de ventosas | 39 |
| 3.3 Normativa aplicable: Norma UNE-EN 1074 | 40 |
| 3.4 Alternativas en el ensayo con aire de ventosas | 43 |
| 3.4.1 Ensayo de expulsión aire mediante soplante..... | 43 |
| 3.4.2 Ensayo de expulsión aire mediante compresor | 45 |
| 3.5 Nuevas metodologías. Ensayos con agua | 50 |
| 3.5.1 Semejanza hidrodinámica en el ensayo de ventosas..... | 50 |
| 3.5.2 Verificación experimental de la semejanza hidrodinámica | 53 |
| 3.6 Conclusiones..... | 57 |
| 4. Introducción a las técnicas CFD..... | 59 |
| 4.1 Las técnicas CFD | 59 |
| 4.2 Aplicaciones de los CFD..... | 60 |
| 4.2.1 Utilización de CFD en la aerodinámica | 61 |
| 4.2.2 Los CFD en el campo aeroespacial | 61 |
| 4.2.3 Los CFD en la industria química..... | 62 |
| 4.2.4 Los CFD en el campo de la biotecnología y biomedicina | 63 |
| 4.2.5 Ventajas con la aplicación de los CFD..... | 63 |

| | | |
|-----------|--|------------|
| 4.3 | Conceptos básicos. Terminología..... | 65 |
| 4.4 | Fases en el desarrollo de un modelo CFD | 66 |
| 4.4.1 | Definición de la geometría | 67 |
| 4.4.2 | Condiciones físicas aplicadas al volumen de control | 68 |
| 4.4.3 | Condiciones de contorno..... | 72 |
| 4.4.4 | Generación de la malla | 73 |
| 4.4.5 | Proceso de cálculo o resolución del modelo | 74 |
| 4.4.6 | Post-procesado o interpretación de la solución..... | 75 |
| 4.5 | Ecuaciones físicas en el análisis de una ventosa | 76 |
| 4.6 | Estudio de la turbulencia..... | 77 |
| 4.6.1 | Acción de la vorticidad | 77 |
| 4.6.2 | Sensibilidad del modelo a los diferentes parámetros de turbulencia | 80 |
| 4.6.3 | Intensidad turbulenta..... | 84 |
| 4.6.4 | Longitud de la escala turbulenta y diámetro hidráulico | 84 |
| 4.6.5 | Proporción de la viscosidad turbulenta..... | 85 |
| 5. | Caracterización de ventosas mediante CFD..... | 87 |
| 5.1 | Análisis del flujo de la ventosa mediante CFD | 87 |
| 5.2 | Flujo de trabajo en el CFD | 90 |
| 5.2.1 | Geometría inicial..... | 90 |
| 5.2.2 | Importación de la geometría | 92 |
| 5.2.3 | Condiciones físicas aplicadas al volumen de control | 93 |
| 5.2.4 | Condiciones de contorno..... | 95 |
| 5.2.5 | Generación de la malla | 96 |
| 5.2.6 | Introducción de parámetros iniciales | 99 |
| 5.2.7 | Proceso de cálculo | 99 |
| 5.2.8 | Análisis de la solución | 101 |
| 5.3 | Validación del modelo CFD..... | 103 |
| 5.3.1 | Validación inicial del modelo mediante agua..... | 103 |
| 5.3.2 | Validación del modelo mediante aire..... | 104 |
| 6. | Conclusiones y desarrollos futuros | 107 |
| 6.1 | Concienciar sobre la caracterización de ventosas | 107 |
| 6.2 | Propuesta de alternativas en el ensayo físico de ventosas | 109 |
| 6.3 | Caracterización mediante CFD..... | 112 |
| 6.4 | Desarrollos futuros..... | 113 |
| 7. | Bibliografía | 117 |

Índice de figuras

| | | |
|--------------|--|----|
| Figura 1.1.- | Coefficiente Bunsen para agua | 3 |
| Figura 1.2.- | Puntos de separación y acumulación del aire | 4 |
| Figura 1.3.- | Principio de funcionamiento de una ventosa de gran orificio | 9 |
| Figura 1.4.- | Elementos que intervienen en el funcionamiento de una ventosa | 9 |
| Figura 1.5.- | Esquema de ventosas de pequeño diámetro o purgadores..... | 11 |
| Figura 1.6.- | Localización característica de ventosas y purgadores..... | 14 |
| Figura 1.7.- | Pendientes mínimas recomendadas para mejorar el funcionamiento de ventosas | 14 |
| Figura 2.1.- | Flujo en la tobera | 18 |
| Figura 2.2.- | Ajuste del comportamiento de una ventosa según Boldy (1992) | 26 |
| Figura 2.3.- | Curva característica de una ventosa de pequeño orificio (purgador)..... | 26 |
| Figura 2.4.- | Curva característica de una ventosa de gran orificio | 27 |
| Figura 2.5.- | Ensayos realizados por el Cuncil for Scientific and Industrial Research, indicando el “punto de cierre dinámico” para dos ventosas de gran orificio DN80 | 28 |
| Figura 2.6.- | Comparación entre flujo compresible e incompresible (Dexp = 50 mm y Cexp = 0,6) | 35 |
| Figura 3.1.- | Ventosas con misma brida de conexión y diferente capacidad. | 38 |
| Figura 3.2.- | Curvas características de diferentes ventosas de DN 2” o 50 mm en fase de admisión. | 38 |
| Figura 3.3.- | Comparación entre los ensayos realizados y la información técnica ofrecida por el fabricante. | 39 |
| Figura 3.4.- | Esquema de instalación de ensayo de admisión de aire (UNE 1074-4:2000) | 41 |
| Figura 3.5.- | Ejemplos de instalación de ensayo (UNE 1074-4:2000) | 43 |
| Figura 3.6.- | Ejemplos de dimensiones de soplante (serie ZS de AtlasCopco) | 44 |
| Figura 3.7.- | Ejemplos de dimensiones de soplante (serie HA de AtlasCopco) | 45 |

| | | |
|---------------|--|----|
| Figura 3.8.- | Instalación de ensayo de ventosas utilizando aire comprimido..... | 47 |
| Figura 3.9.- | Esquema de la instalación de ensayo de ventosas utilizando aire comprimido | 47 |
| Figura 3.10.- | Registro de datos del ensayo ventosa DN50 | 49 |
| Figura 3.11.- | Resultado del ensayo ventosa DN50 | 49 |
| Figura 3.12.- | Comparación de resultados con los datos del fabricante | 50 |
| Figura 3.13.- | Instalación de ensayo con agua | 54 |
| Figura 3.14.- | Esquema de la instalación de ensayo con agua..... | 54 |
| Figura 3.15.- | Detalle de instalación de medidores de presión | 56 |
| Figura 3.16.- | Gráfica de pérdidas en la ventosa durante el ensayo con agua..... | 56 |
| Figura 3.17.- | Ensayo de una ventosa DN 50 mm y validación de su semejanza hidrodinámica. | 57 |
| Figura 4.1.- | Imagen de perfil de líneas de corriente en un CFD | 61 |
| Figura 4.2.- | Disipación de temperatura en un trasbordador..... | 62 |
| Figura 4.3.- | Imagen de perfil de líneas de corriente en el interior de un agitador | 63 |
| Figura 4.4.- | Distribución de las gotas en un inhalador | 63 |
| Figura 4.5.- | Diferentes zonas contempladas en el modelo y su transformación en regiones..... | 65 |
| Figura 4.6.- | Disposición de las fronteras e interfaces en el modelo..... | 66 |
| Figura 4.7.- | Diferentes conjuntos de características (continuos) | 66 |
| Figura 4.8.- | Dominio continuo y discreto..... | 67 |
| Figura 4.9.- | Generación de geometría | 68 |
| Figura 4.10.- | Detalle de menú propiedades del fluido | 69 |
| Figura 4.11.- | Detalle de modelos de análisis | 72 |
| Figura 4.12.- | Malla estructurada y no estructurada | 73 |
| Figura 4.13.- | Evoluciones de los residuos calculados en cada una de las iteraciones.... | 75 |
| Figura 5.1.- | Flujo de trabajo en el CFD..... | 88 |

| | | |
|---------------|---|-----|
| Figura 5.2.- | Fases del diseño de la ventosa en Autocad | 89 |
| Figura 5.3.- | Volumen de estudio importado en STAR-CMM+ | 90 |
| Figura 5.4.- | Ejemplo de reparación de superficie mediante surface wrapper | 90 |
| Figura 5.5.- | Detalle de menú selección de menús físicos en el desarrollo con densidad constante..... | 92 |
| Figura 5.6.- | Diferentes condiciones de contorno de la ventosa | 93 |
| Figura 5.7.- | Mallado realizado a un cuarto de ventosa | 95 |
| Figura 5.8.- | Mallado realizado con tamaño de 5mm de celda | 96 |
| Figura 5.9.- | Detalle del mallado realizado de la ventosa | 96 |
| Figura 5.10.- | Detalle de menú condiciones iniciales..... | 97 |
| Figura 5.11.- | Selección de cálculo en paralelo | 98 |
| Figura 5.12.- | Evoluciones de los residuos y zona estabilizada..... | 99 |
| Figura 5.13.- | Recorrido de las partículas de fluido por la ventosa | 100 |
| Figura 5.14.- | Mapa de presiones a lo largo de la ventosa | 100 |
| Figura 5.15.- | Mapa de velocidades a lo largo de la ventosa..... | 101 |
| Figura 5.16.- | Verificación del modelo CFD de una ventosa con el ensayo con agua ... | 102 |
| Figura 5.17.- | Verificación del modelo CFD de una ventosa con el ensayo con aire | 103 |
| Figura 6.1.- | Ventosas consideradas ambas como de 150 mm | 105 |
| Figura 6.2.- | Comparativa fabricante - ensayo físico | 108 |
| Figura 6.3.- | Comparativa semejanza hidrodinámica - ensayo físico..... | 109 |
| Figura 6.4.- | Comparativa CFD - ensayo físico..... | 110 |
| Figura 6.5.- | Análisis de la influencia del tramo de conexión con la conducción | 111 |

Índice de tablas

| | |
|--|----|
| Tabla 1.1.- Relación entre la presión y la cantidad de aire disuelto | 3 |
| Tabla 2.1.- Características diferentes Flujos | 22 |
| Tabla 2.2.- Valores límites en la admisión de aire | 23 |
| Tabla 3.1.- Características de soplante (serie HA de AtlasCopco) | 44 |
| Tabla 4.1.- Resultados comparativos de diferentes modelos k-ε de turbulencia | 83 |

1. Introducción

1.1 Motivación

El aire atrapado en las conducciones de agua a presión es el causante de muchos problemas, algunos de los cuales pueden tener consecuencias catastróficas para la integridad de la instalación en sí.

Como solución más empleada en la actualidad para extraer ese aire que se ha introducido en las tuberías son utilizadas las ventosas, las cuales dependiendo del tipo de problema se instalarán de un tipo u otro.

Pero para la correcta utilización de las ventosas debe ser imprescindible el conocimiento de las características de las mismas. En la actualidad para la caracterización de ventosas se está utilizando el ensayo experimental en laboratorio. Para la realización de este tipo de ensayos se necesita poder acumular suficiente cantidad de aire. En ventosas de gran tamaño esta cantidad es tal que hace inviable su ensayo en unas instalaciones ordinarias. Esto en lo que respecta a la expulsión de aire, porque en el ensayo de admisión el problema es mayor dado que lo que se debe generar es vacío y para poder generar esos caudales de aire a presión negativa los equipos que se requieren son prácticamente inviables. En un sondeo del mercado no hemos encontrado bombas que generarán caudal suficiente para una ventosa de 3", mucho menos cuando nos referimos a modelos de ventosas existentes en el mercado de 8" o más.

La solución planteada en este trabajo a esa barrera está en la caracterización de las ventosas mediante técnicas CFD (Computational Fluid Mechanics). Para que los resultados obtenidos sean lo más próximos al comportamiento real de la ventosa es importante la correcta calibración del modelo. Para ello es imprescindible apoyar los resultados obtenidos en CFD con ensayos realizados en laboratorio para confirmar la bondad de los mismos.

Con todo ello se ha realizado una metodología clara y robusta con los parámetros más adecuados para la caracterización de las ventosas.

1.2 El aire en las instalaciones

El aire atrapado en las instalaciones de agua a presión constituye una fuente de numerosos problemas, que pueden llegar incluso a ser catastróficos para la instalación. A continuación se recogen cuáles son las diferentes causas que pueden dar lugar a la presencia de aire en las instalaciones y cuáles son los efectos que estas bolsas de aire atrapado provocan en las instalaciones.

1.2.1 Origen del aire atrapado en las conducciones

La presencia de aire en los sistemas hidráulicos puede ser tanto intencionada como accidental. El aire puede estar presente dentro de una tubería por motivos muy diversos. Uno de ellos es que no se encuentre adecuadamente proyectada o no haya sido convenientemente llenada y purgada, en cuyo caso pueden llegar a existir grandes masas de aire atrapado en su interior.

El aire puede igualmente penetrar en la conducción en el transcurso de su funcionamiento normal atendiendo a otros muchos motivos, tales como, eventuales vórtices en la aspiración de las bombas, operación de ventosas admitiendo aire, roturas de la tubería o pequeñas fisuras en regiones de presión negativa.

Aun cuando no se diese ninguna de las circunstancias accidentales citadas anteriormente, hay que tener en cuenta que el fluido transportado por el sistema de tuberías no es estrictamente agua, sino una mezcla de agua con aire y otras sustancias en menor medida. Cualquier masa de agua es capaz de llevar disuelta una cantidad de aire, tanto mayor cuanto mayor sea la presión a la que se encuentra la mezcla. En la tabla 1.1 se muestra la variación con la presión de la cantidad máxima de aire que puede disolverse en el agua para una temperatura de 20°C (Guarga et al.,1990).

| Presión absoluta (Kp/cm²) | Aire disuelto (gr aire /m³ 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 |

Tabla 1.1.- Relación entre la presión y la cantidad de aire disuelto.

Así mismo, el coeficiente de Bunsen se define como el volumen de gas, en litros (reducido a condiciones normales de 0 °C y 760 mm de presión) que se disuelve en 1 litro de solvente bajo la presión parcial del gas de 1 atm, y a una temperatura determinada. A presión atmosférica la cantidad máxima de aire disuelto (m³ aire/m³ agua) es el coeficiente de Bunsen (CB) que se expresa en la gráfica:

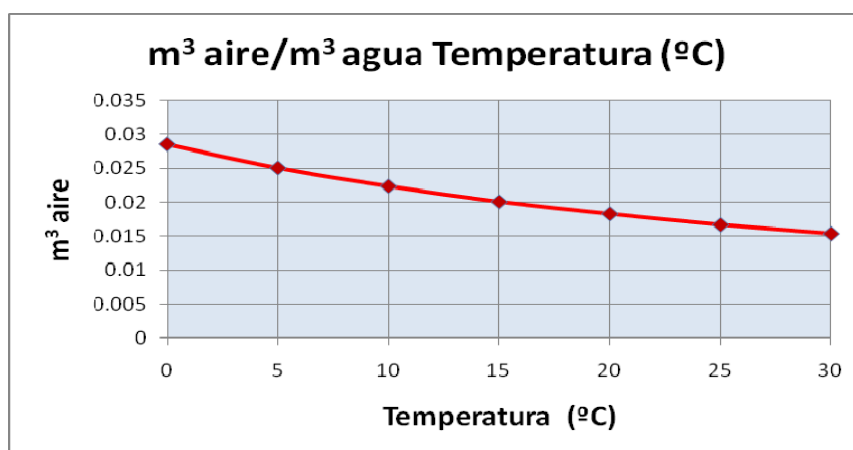


Figura 1.1.- Coeficiente Bunsen para agua.

Con esto, queda claro, que el aire disuelto en el agua puede liberarse cuando disminuye la presión. Por ejemplo, en una conducción con pendiente ascendente, conforme el agua va avanzando, el aire se va liberando, al disminuir la presión de forma proporcional con el incremento de presión.

Al fluir esta mezcla a lo largo de la conducción, puede encontrar zonas donde la presión es menor que aquella a la que se ha producido la disolución del aire (por ejemplo, la presión atmosférica si se trata de un depósito abierto) o, como consecuencia de un fenómeno

transitorio, la presión puede disminuir lo suficiente como para que se produzca la liberación de parte del aire disuelto.

La separación del aire de la mezcla se puede producir, por tanto, en aquellos puntos en los que el fluido transportado se halla (ya sea en régimen permanente o transitorio) a una presión inferior a aquella en la se produjo la disolución del aire. Se trata de puntos de la conducción (Figura 1.2) en los que la presión aguas arriba es mayor que aguas abajo ($dp/ds < 0$). Por el contrario, en aquellos puntos donde la presión aguas arriba es menor que aguas abajo ($dp/ds > 0$) el aire será arrastrado.

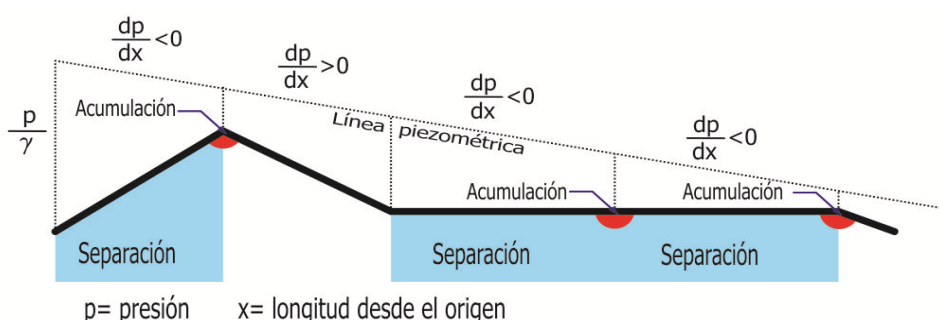


Figura 1.2.- Puntos de separación y acumulación del aire.

Los puntos de posible acumulación de las burbujas de aire (ver figura 1.2) son aquellos que se localizan simultáneamente aguas abajo de tramos donde la fuerza de arrastre, que es proporcional a la pendiente (dz/ds), es menor que en los tramos de separación.

Así pues, la presencia y acumulación del aire en la conducción es un fenómeno inherente al fluido transportado y no necesariamente tiene que ser debido a situaciones accidentales como las comentadas anteriormente.

Otro de los motivos que da lugar a la presencia de aire en las conducciones es la interrupción temporal del suministro. Al interrumpir el suministro, como ninguna instalación es estanca por completo (siempre presenta fugas a través de válvulas, juntas, acometidas, etc.) y además, los usuarios pueden tener abiertos sus puntos de consumo, se inicia un vaciado del sistema que ocasiona presiones manométricas negativas en los máximos relativos de la conducción y, con ello, se produce la presencia de aire atrapado en la instalación.

En resumen, interrupción temporal del suministro en conducciones de perfil irregular es sinónimo de la introducción de aire en el sistema y problemas de aire atrapado. Ello es un

hecho bien conocido por los técnicos que gestionan abastecimientos donde practican la nada recomendable medida de la interrupción temporal del suministro, sobre todo si la topografía de la red en cuestión tiene un perfil ondulado con puntos altos y bajos. La puesta en funcionamiento de la red de distribución debe hacerse con el cuidado máximo (por ejemplo, mediante la lenta apertura de válvulas permitiendo así una expulsión lenta y controlada del aire a través de las ventosas dispuestas en los lugares adecuados) y, aún así con todas las precauciones, las roturas suelen ser frecuentes.

Cuando se trata de instalaciones de redes de riego las interrupciones del suministro son inevitables por ser redes que no están calculadas en su mayoría para un suministro a la demanda como sería el caso de las redes de agua potable. Además influyen factores climatológicos y climáticos (como pueden ser unas fuertes lluvias o la finalización del periodo de riegos estival) que provoca que la instalación este parada durante largos periodos de tiempo, incluso meses. El nuevo arranque de la instalación deberá, como no podría ser de otro modo, contemplar la presencia de aire atrapado en su interior.

Tal y como se observa, son numerosas las causas que pueden originar la presencia de aire atrapado en el interior de las instalaciones a presión. Estas causas pueden ser predecibles (llenado y vaciado de tuberías, presencia de ventosas durante periodos de depresión en parte de la instalación, interrupciones temporales del suministro, vórtices en la aspiración de las bombas, etc.) o accidentales (liberación de aire al reducir la presión en la red, intrusión por fisuras, roturas, etc.).

1.2.2 Efectos nocivos del aire atrapado en las instalaciones

La densidad del aire ρ_{aire} en condiciones normales es 1.23 kg/m^3 , es decir, unas 800 veces inferior a la del agua. Tal densidad varía de manera muy significativa con la presión de manera que, suponiendo un comportamiento como gas perfecto, sigue la ley

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{p^*}{RT} \quad [1.1]$$

donde p^* y T son respectivamente la presión y temperatura absolutas a las que se encuentra sometido el aire y R es la constante característica del mismo.

Por otro lado, si se considera la elasticidad del aire caracterizada por el módulo de compresibilidad K_{aire} , se tiene que éste coincide con la presión absoluta ($K_{aire}=p^*$) cuando el proceso es isoterma (temperatura constante). Esto significa que, en condiciones normales, el aire resulta ser unas 20.000 veces más compresible que el agua. Pero, incluso cuando la presión es elevada, el aire sigue siendo mucho más compresible que el agua. Por ejemplo, con una presión de 100 bares el aire sigue siendo unas 200 veces más compresible que el agua.

Son estas dos propiedades del aire, por una parte la densidad tan pequeña (es decir, inercia pequeña), y por otra la elevada compresibilidad, el origen básico de todos los problemas que genera la presencia de aire atrapado en las instalaciones de agua a presión. El aire libre en las tuberías puede ser el responsable de problemas muy diversos. Entre ellos algunos de los más representativos pueden ser:

- **Generación de unas pérdidas de carga adicional** en el sistema como consecuencia del incremento local de la velocidad del flujo (se produce una reducción de la sección transversal útil), con la consiguiente reducción de la capacidad de transporte de la conducción.
- **Regímenes transitorios indeseados.** La compresibilidad del agua es muy baja y, por lo tanto, la acumulación de energía debido a la compresión también es muy baja. Por el contrario, la compresibilidad del aire es mucho más elevada que la del agua, además de la acumulación de energía debida a la compresión. Un volumen de 1 m^3 de agua a una presión de 15 bar queda reducido en 0.65 litros (el volumen final es 0.99935 m^3), mientras que en las mismas condiciones, $1/\text{m}^3$ de aire queda reducido en 940 litros (el volumen final es 0.06 m^3). Esto significa que, debido a su gran compresibilidad, una bolsa de aire encerrada en una conducción puede producir elevadas sobrepresiones puntuales durante el arranque y paro de la instalación.
- **Disminución del rendimiento de las bombas.** La existencia de aire en la aspiración de agua del sistema de bombeo reduce significativamente la eficacia de los grupos de bombeo al estar bombeando fluido bifásico en lugar de solo agua.

- **Dificultades en el funcionamiento de los filtros.** Las oscilaciones de la presión del aire imposibilitan el buen funcionamiento de los filtros, impidiendo un filtrado homogéneo del fluido. Además la acumulación de burbujas de aire en los elementos de filtrado reducen la eficacia de los mismos.
- **Vibraciones de la tubería.** Ciertas condiciones del flujo hacen que las bolsas de aire se desplacen por la tubería. Estos movimientos del aire empujan grandes cantidades de agua, generando cambios bruscos de la velocidad del fluido. Las sobrepresiones locales que se producen pueden dar como resultado fuertes vibraciones en la conducción llegando incluso a daños estructurales en la instalación.
- **Corrosión de las conducciones.** Los cambios de temperatura y presión producen la liberación del aire y sus componentes dentro de la conducción. Estos componentes, especialmente el oxígeno, aparecen como pequeñas burbujas que forman grandes superficies de contacto con la conducción y las cuales tienen alto contenido de iones libres, acelerando los procesos de corrosión en tuberías metálicas.
- **Desgaste prematuro de los elementos móviles de los accesorios.** Algunos tipos de elementos de medición cuentan con partes móviles que llegan a girar a altas velocidades. En estos elementos el agua actúa como refrigerante y lubricante. Cuando el aire penetra en dichos instrumentos, estos efectos se reducen drásticamente. Si se suman ambos efectos, incremento de la velocidad de giro y falta de refrigeración y lubricación se produce el desgaste prematuro de esos elementos y con ello de los instrumentos que los contienen.
- **Errores en la medida de caudal.** Existen básicamente dos métodos para realizar la medición de caudal: medida del volumen o de la velocidad del fluido. Si el método utilizado es el de medida de volumen, el contador no puede distinguir entre el volumen de aire o de agua, por lo que la medida registrada será la de ambos fluidos, siempre mayor al volumen de agua. Si el método utilizado es el de medida de la velocidad, normalmente se medirá con elementos que giran por efecto de la velocidad del fluido. Como en iguales condiciones, la velocidad del aire es mayor a la del agua, se genera un gran error en la medición. En general, los equipos de medida

funcionan bien con flujos monofásicos, debiéndose elegir dependiendo del fluido a transportar. Cuando el flujo va a ser bifásico hay que utilizar otros métodos de medición preparados para ello.

- **Reducción de la sección transversal de la tubería**, lo que implica una reducción de la capacidad de transporte de la conducción con el consiguiente descenso del rendimiento de la instalación.

Evidentemente, uno de los principales problemas que puede provocar la acumulación de aire en los puntos elevados de la conducción es la generación de importantes sobrepresiones durante los procesos de arranque de las instalaciones. Es difícil estimar de forma exacta la magnitud de las sobrepresiones que pueden generar las bolsas de aire en las conducciones. La solución depende no solo de la cantidad de aire atrapado, sino de su localización y de su forma. En cualquier caso, estas sobrepresiones pueden ser en ocasiones varias veces superiores a la presión normal del sistema, con el peligro que entraña para la seguridad y fiabilidad del sistema.

1.3 Las ventosas

Según el informe CIRIA (Reader et al 1997) ventosa se define como “... una válvula ubicada en punto estratégico de un sistema con la finalidad de expulsar aire cuando la instalación se está llenando de agua o bien admitir aire cuando se vacía...”. En la práctica las funciones de los diferentes tipos de ventosas son tres:

- La descarga de grandes cantidades de aire durante el proceso llenado de la conducción, consiguiendo con ello que el aire que está dentro de la conducción salga de la misma lo antes posible y no tenga que recorrerla por completo.
- La entrada de grandes cantidades de aire durante el proceso de vaciado de la conducción, sea este programado o no, y con ello evitar la generación de depresiones que sería de resultados catastróficos para la instalación.

- Eliminación de las pequeñas cantidades de aire que se van introducción en la instalación durante el funcionamiento de las mismas o se haya quedado atrapado del arranque y con posterioridad se desplace por la conducción.

Con todo ello se puede entender como ventosa al elemento de la instalación encargado de la admisión y expulsión controlada del aire existente en la instalación.

1.3.1 Principio de funcionamiento de una ventosa

El objeto fundamental de una ventosa es la eliminación del aire presente en las instalaciones. Su funcionamiento es simple: al aparecer una depresión en el sistema se abren de forma automática permitiendo la entrada de aire en la conducción desde el exterior. Posteriormente cuando la presión en el interior de la tubería es superior a la atmosférica comienza a expulsar el aire de la conducción hacia el exterior, cerrando de forma automática cuando el agua llega hasta la misma.

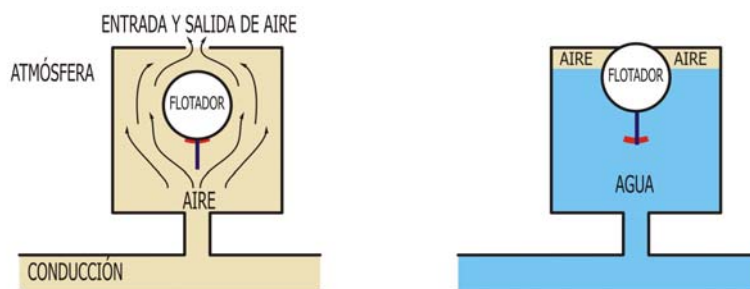


Figura 1.3.- Principio de funcionamiento de una ventosa de gran orificio.

Para entender el funcionamiento de una ventosa es necesario conocer los principios que rigen su funcionamiento. Para ello se utiliza el esquema de la ventosa de la figura 1.4 en el que se puede apreciar que consta de un orificio superior de entrada y salida del aire, de sección A_0 , y de un flotador de volumen ∇_f .



Figura 1.4.- Elementos que intervienen en el funcionamiento de una ventosa.

Matemáticamente el principio de funcionamiento de una ventosa se analiza mediante un balance de todas las fuerzas que actúan sobre el flotador. Las fuerzas actuantes son:

- **El peso del flotador**, que se calcula mediante el producto del peso específico del flotador (γ_f) por el volumen total del mismo (\forall_f). Matemáticamente se representara como:

$$\gamma_f \forall_f \quad [1.2]$$

- **El empuje del agua**. Es este caso será el producto del volumen del flotador sumergido (\forall_s) en el agua por el peso específico del agua (γ). El caso más extremo se producirá cuando la totalidad de la ventosa se encuentre llena de agua. En este caso el empuje del agua será igual a:

$$\gamma \forall_s \quad [1.3]$$

- **El desequilibrio de presiones entre el interior y el exterior de la ventosa**. Dicho desequilibrio es el producto de la presión en el interior de la tubería (p_t) y la sección del orificio de la ventosa (A_0):

$$p_t A_0 \quad [1.4]$$

- A las fuerzas anteriores pueden añadirse otras de difícil cuantificación como la fuerza de adherencia que puede presentar el flotador tras estar cierto tiempo cerrado, o la fuerza de sustentación que puede aparecer por efecto dinámico de la corriente de aire durante la expulsión.

Aplicando lo anteriormente expuesto se puede definir como criterio de descenso del flotador y por tanto de apertura de la ventosa el que se expresa matemáticamente con la siguiente expresión:

$$\gamma_f \forall_f > \gamma \forall_s + p_t A_0 \quad [1.5]$$

En el caso más extremo la ventosa deberá ser capaz de abrir cuando la cámara se encuentre completamente llena de aire (desaparece el empuje del agua). Matemáticamente eso se expresa mediante la expresión:

$$\gamma_f \nabla_f > p_t A_0 \quad [1.6]$$

La condición anterior permite realizar el dimensionado de las características de las ventosas en función del peso específico del flotador, del volumen del mismo y de la presión en el interior de la conducción.

1.3.2 Tipos de ventosas

Existen muchísimos dispositivos y mecanismos englobados bajo la definición general de ventosa o válvula de admisión de aire. No obstante de forma general se distinguen dos grandes tipos, las denominadas ventosas de gran orificio y las de pequeño orificio o purgadores.

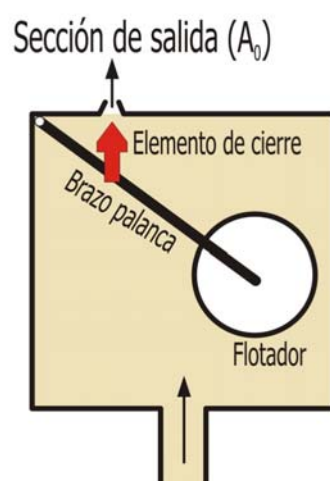


Figura 1.5.- Esquema de ventosas de pequeño diámetro o purgadores.

Las ventosas de pequeño orificio o purgadores se caracterizan por unos orificios de salida muy pequeños (entre 1.5 y 12.5 mm). Este diámetro debe entenderse como claramente diferente del diámetro de conexión del purgador con la conducción. Aunque su principio de funcionamiento es similar al de las ventosas de gran orificio su función es radicalmente diferente. Una vez instaladas se encargan de expulsar al exterior el aire que durante el funcionamiento habitual del sistema es arrastrado y acumulado en los puntos altos. De modo general cabe indicar que el diámetro de salida del purgador debe ser progresivamente

más pequeño al ir aumentando la presión de trabajo del mismo. En casos en los que se desee aumentar la fuerza del flotador (figura 1.5) puede utilizarse mecanismos de palanca para multiplicar su fuerza.

Las ventosas de gran orificio se caracterizan por tener orificios tanto de entrada como de salida de tamaño grande, lo que permite una admisión y expulsión de gran caudal de aire. De hecho el orificio de salida de las mismas en muchos casos coincide con el diámetro de conexión de la ventosa a la tubería en la que está instalada. Se utilizan fundamentalmente en los denominados procesos de ventilación del sistema durante el llenado y vaciado de las tuberías. Por norma general se dimensionan buscando una capacidad de admisión lo mayor posible, buscando con ello el evitar en la medida de lo posible que las conducciones tengan presiones negativas o procurando que sean lo más suaves posibles durante los procesos de vaciado de las mismas o durante fenómenos transitorios. Su capacidad de expulsión ha de ser también elevada, si bien la expulsión de aire de la tubería debe ser controlada y no lo más rápida posible. En el caso de que la expulsión de aire no sea controlada pueden suceder dos fenómenos no deseados en la instalación:

- La generación de grandes sobrepresiones al cerrar bruscamente la ventosa. Cuando la expulsión de aire se hace demasiado deprisa el aire y la columna de agua que esta empujándola se desplazan a gran velocidad por la tubería. Cuando finalmente la columna de agua llega al flotador de la ventosa el cierre se produce prácticamente instantáneo, generándose una importante sobrepresión sobre el elemento, sobrepresión que puede afectar a la integridad de la ventosa.
- Si la velocidad del aire es excesiva puede producir el cierre anticipado de la ventosa. Si el diseño de la ventosa no ha sido el correcto o la velocidad del aire es excesivo puede causar que dicha velocidad arrastre al flotador lo que provoca un cierre anticipado de la ventosa sin que esta haya desalojado todo el aire contenido en la conducción.

Las ventosas unidireccionales son aquellas que sólo permiten el paso del aire en una sola dirección. Su construcción es similar a las de gran orificio, ya descritas, siendo una variante de estas. Existen básicamente dos tipos: ventosas de vacío y aductores.

Las ventosas de vacío se utilizan en puntos de la instalación donde es necesaria una presión negativa, pero a la vez es necesario eliminar el aire de la tubería, como en la aspiración de una bomba o el punto alto de un sifón. La diferencia constructiva con las ventosas de gran orificio es que se debe de poder obturar la entrada desde la tubería cuando la ventosa se vacía, impidiendo la entrada de aire en la instalación.

El funcionamiento de los aductores es justo el contrario que el de las ventosas de vacío. Están diseñados para la admisión de gran cantidad de aire pero impedir su expulsión, evitando así los transitorios que se pueden provocar con la salida rápida del aire y el cierre brusco de la ventosa.

1.3.3 Localización de las ventosas

La localización de las ventosas se realiza en función del perfil longitudinal que presenta la instalación. El perfil de la instalación deberá tener en cuenta los problemas de la admisión y expulsión de la misma. De forma ideal, el perfil de la instalación debería tener un aspecto quebrado que marque puntos altos y bajos bien definidos a lo largo de su trazado. Se procurará que las pendientes ascendentes no sean menores del 0,2% y las descendentes sean inferiores al 0,4% (como se observa en la figura 1.6). De este modo se instalarán ventosas en todos los puntos altos de la conducción y válvulas de desagües en todos los puntos bajos para facilitar el vaciado de la misma.

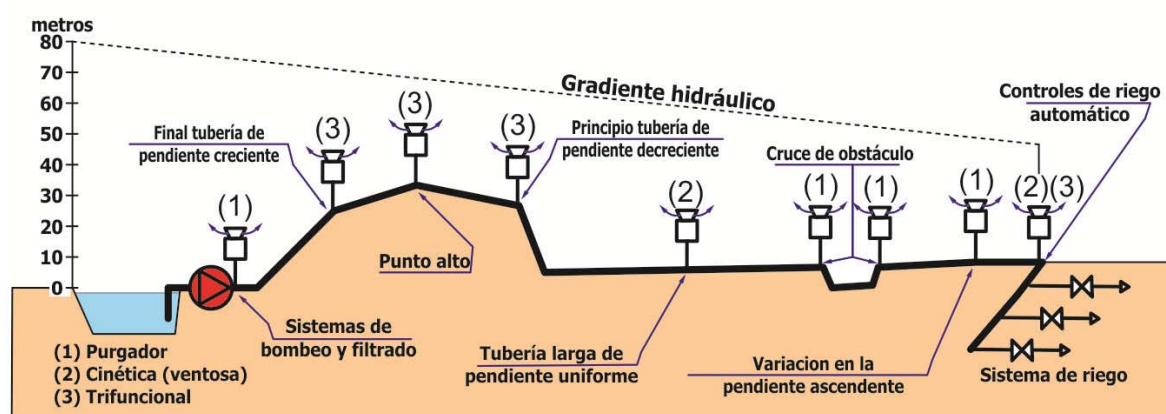


Figura 1.6.- Localización característica de ventosas y purgadores.

En todo caso lo que sí que hay que conseguir es que el trazado de la tubería no sea completamente horizontal, pues posteriores asientos del terreno generaran puntos altos y bajos en lugares que serán casi imposibles de detectar y que acumularan bolsas de aire

difíciles de extraer de la conducción. Además de en los puntos anteriores habrá que situar ventosas a distancias más o menos equidistantes, separadas entre sí entre 500 y 1000 m. Cuanto mayor sea la pendiente a más distancia podremos poner las ventosas.

Además de su instalación a lo largo de la conducción es una buena práctica instalar ventosas en aquellos puntos significativos de la instalación donde se prevea una acumulación de aire o donde su presencia sea altamente desaconsejable. Entre otros puntos pueden citarse:

- Los cambios de pendiente.
- Las proximidades de aparatos de medida.
- A la salida de los grupos de bombeo.
- A la salida de las válvulas de seccionamiento.
- Inmediatamente después de las válvulas reductoras de presión.
- En estrechamientos o cambios bruscos de diámetro de conducciones.
- En las proximidades de sistemas de filtrado.

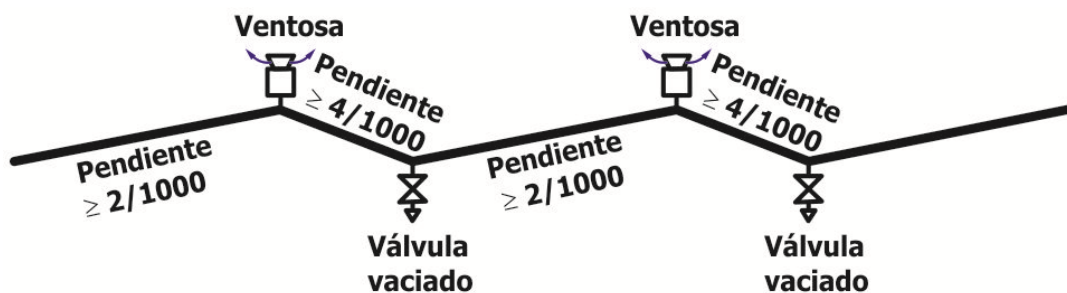


Figura 1.7.- Pendientes mínimas recomendadas para mejorar el funcionamiento de ventosas.

1.4 Conclusiones

Después de comprender el fenómeno del aire atrapado, de conocer los elementos que se tienen a disposición para poder extraerlo de la instalación y de saber donde se recomienda su colocación, se debe conocer como se comportará la ventosa que se va a instalar. Igual que no todos los coches de la misma cilindrada tienen el mismo comportamiento, ni todas las bombas de la misma potencia tienen los mismos rendimientos, en el caso de las ventosas ocurre lo mismo. Por lo que es fundamental una buena caracterización de la ventosa a instalar para un correcto funcionamiento del sistema de expulsión del aire de la tubería.

En definitiva, dado el papel fundamental de las ventosas en las instalaciones de transporte de agua, su caracterización resultará imprescindible para dimensionarlas y proyectarlas adecuadamente. Es por ello que este será el eje central sobre el que se centrará el presente trabajo.

2. Estado del arte en la caracterización de ventosas

2.1 Introducción.

En el proceso de modelización de instalaciones con aire atrapado, es práctica habitual en los trabajos científicos sobre el tema considerar un comportamiento isoterma del aire en el interior de la tubería y un comportamiento adiabático del mismo al atravesar la ventosa. Este tipo de simplificación es frecuente en la modelización del comportamiento de las ventosas, donde suele establecerse una analogía entre el flujo de aire a través de la ventosa y el flujo isoentrópico en toberas de tipo convergente-divergente, tal como muestran los trabajos de Wylie y Streeter(1982), Chaudhry (1987), Dvir (1995) y Fuertes (2001).

El flujo adiabático sin fricción o isentrópico es una idealización que no puede ser alcanzada en el flujo de gases reales. Sin embargo, existen situaciones en las cuales el flujo se aproxima a este límite. El flujo en transiciones, boquillas y medidores Venturi no presenta efectos considerables de fricción debido a las pequeñas distancias recorridas. Por otro lado, la transferencia de calor es mínima ya que los cambios que sufren las partículas son suficientemente pequeños como para no generar gradientes de velocidad y temperatura importantes.

A lo largo del presente capítulo se analizarán las diferentes formas de caracterizar el comportamiento de una ventosa para su inclusión en modelos de cálculo que permitan cuantificar los efectos del aire atrapado en conducciones. Así se parte de un análisis inicial del flujo isoentrópico en toberas para mostrar como la generalización de este estudio permite la representación del comportamiento de una ventosa. Posteriormente se abordan los diferentes modelos de representación y caracterización específicos de una ventosa, haciendo especial hincapié en dos aspectos que van a resultar claves en el desarrollo de este trabajo: las diferencias entre el comportamiento del aire como compresible o incompresible

y la aplicación de las técnicas de semejanza hidrodinámica al comportamiento de la ventosa. Estos dos aspectos serán claves para comprender las principales aportaciones realizadas en el presente trabajo.

2.2 Flujo isoentrópico en toberas.

El flujo de cualquier gas o vapor por una tobera siempre es prácticamente adiabático, porque el tiempo requerido para que cada elemento del fluido pase por la tobera es demasiado corto para permitir que tenga lugar una gran transferencia de calor de forma que ésta no pueda despreciarse. Si el flujo fuera también sin fricción la expansión que sufre el fluido se produciría isoentrópicamente.

El flujo (aire en este caso) se considera como gas ideal, de manera que verifica la ecuación de los gases perfectos

$$p^* = \rho RT \quad [2.1]$$

siendo p^* la presión absoluta, ρ la densidad del aire, R la constante del gas (para el aire $287\text{N}\cdot\text{m}/\text{Kg}\cdot^\circ\text{K}$) y T la temperatura absoluta.

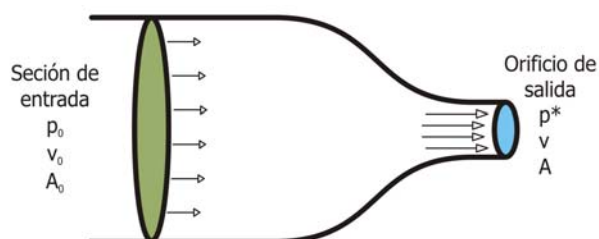


Figura 2.1.- Flujo en la tobera.

Se denomina p_0^* , V_0 , T_0 , 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 , ρ a las condiciones en la boquilla (sección A). Siendo p_1^* a la presión absoluta a la salida de la boquilla (ver figura 2.1)

Dado que se está considerando una expansión isoentrópica, se puede relacionar las variables justo antes de la boquilla (p_0^* , T_0 y ρ_0) y en la propia boquilla (p^* , T y ρ) a través de las siguientes expresiones:

$$\frac{p_0^*}{\rho_0^k} = \frac{P^*}{\rho^k} \quad [2.2]$$

$$\frac{T_0}{(p_0^*)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T}{(p^*)^{\frac{k-1}{k}}} \quad [2.3]$$

$$\frac{T_0}{(p_0^*)^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{T}{(p^*)^{\frac{k-1}{k}}} \quad [2.4]$$

Siendo k el exponente adiabático de la evolución (si el fluido es aire, $k=1.4$).

Se denomina c a la velocidad del sonido en el aire, que puede calcularse con la siguiente expresión.

$$c = \sqrt{kRT} \quad [2.5]$$

El flujo puede clasificarse según sea la relación entre la velocidad del fluido V y la velocidad del sonido c . De manera que cuando V sea mayor que c el fluido será subsónico y cuando V sea mayor que c el conseguirá un flujo sónico.

Fijando la p_1^* a la salida y variando la presión p_0^* en el interior, pueden darse diversas situaciones dependiendo de los distintos valores que vayan adoptando las variables. Así, para un valor $p_0^* = p_1^*$, no hay diferencia de presiones, por lo que no hay flujo en ninguno de los sentidos.

Cuando p_0^* es superior a p_1^* se establece un flujo subsónico en la boquilla, de manera que en la misma la presión sigue siendo $p^* = p_1^*$. En este caso de flujo subsónico, la velocidad en la boquilla vendrá dada por la siguiente expresión:

$$V = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT \left[\left(\frac{p^*}{p_0^*} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]} \quad [2.6]$$

Si se sigue aumentando la presión en el interior p_0^* , llegará un momento en el que la velocidad V en la boquilla será la del sonido. Para $V=c$, la relación que deben cumplir las presiones en "0" y en la boquilla se obtiene igualando las expresiones (2.5) y (2.6):

$$\sqrt{kRT} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT \left[\left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]} \quad [2.7]$$

De donde se obtiene la relación:

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0.528 \quad \leftrightarrow \quad \frac{p_0^*}{p^*} = 1.893 \quad [2.8]$$

Para valores de p_0^* superiores la citada relación debe mantenerse constante para que en la boquilla del flujo siga siendo sónico ($V=c$) puesto que en la tobera convergente no puede existir flujo supersónico. Al mantenerse la relación e ir aumentando p_0^* , la presión en la boquilla p^* irá aumentando también, de manera que será mayor que la presión a la salida de p_1^* , por lo que el flujo sufrirá una expansión desde la boquilla (presión p) hasta el exterior (presión p_1^*). A este fenómeno se le denomina "bloque sónico" y se verifica $p^* = 0.528 \cdot p_0^* > p_1^*$. El caudal másico que sale por la boquilla viene dado por:

$$\frac{dm}{m} = \rho_0 V_0 A_0 = \rho V A \quad [2.9]$$

Combinando esta ecuación con la (2.2) se llega a la expresión de la velocidad a la entrada de V_0

$$V_0 = \left(\frac{p^*}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \frac{A}{A_0} \quad [2.10]$$

Si se supone una 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.

Cuando se alcanzan 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:

$$V = \sqrt{kR} = \sqrt{\left(\frac{p^*}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} T_0} = \sqrt{kR} \sqrt{0.833 \cdot T_0} = cte \quad [2.11]$$

Dado que para flujo sónico la presión en la boquilla es $p^*=0.528 \cdot p_0^*$, de la ecuación 2.9 se deduce:

$$V_0 = 0.634 \frac{A}{A_0} V \quad [2.12]$$

Al ser la velocidad en la boquilla $V=cte$ (ecuación 2.11), también lo será la velocidad a la entrada V_0 (ecuación 2.12). 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 .

Si ahora se fijan las condiciones en la sección de entrada (p_0^* , T_0 y ρ_0) y se va variando la presión a la salida p_1^* , la situación será la que se describe a continuación.

Para una expresión exterior $p_1^*=p_0^*$ no hay flujo. Conforme va disminuyendo la presión p_1^* (con lo que aumenta la diferencia entre el valor de p_0^* y el de 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 $p_0^*=1.893 \cdot p_1^*$ se tendrán 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 que respecta a los caudales, la situación es la que se describe a continuación. En la zona de flujo subsónico, tanto el caudal volumétrico como el másico aumentan al disminuir presión 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 efecto, de la ecuación (2.10) se deduce que la V es constante, por lo que el caudal volumétrico $Q= V \cdot A$ también. El caudal másico también se mantendrá constante ya que de la ecuación (2.11) se deduce que la velocidad V_0 es constante y la densidad en la sección de entrada ρ_0 es constante por hipótesis.

Según se acaba de exponer, el flujo en toberas (y por analogía, en ventosas) puede resumirse en la tabla 2.1.

| | | |
|--|---|--|
| Presión a la salida $p_1^* = cte$ | Flujo subsónico $(p_0^* < 1.893 \cdot p_1^*)$ | Q aumenta cuando p_0^* aumenta dm/dt aumenta cuando p_0^* aumenta |
| | Flujo sónico $(p_0^* \geq 1.893 \cdot p_1^*)$ | Q se mantiene constante dm/dt aumenta cuando p_0^* aumenta |
| Presión a la entrada $p_0^* = cte$ | Flujo subsónico $(p_1^* > 0.528 \cdot p_0^*)$ | Q aumenta cuando p_1^* disminuye dm/dt aumenta cuando p_0^* disminuye |
| | Flujo sónico $(p_1^* \leq 0.528 \cdot p_0^*)$ | Q se mantiene constante dm/dt se mantiene constante |

Tabla 2.1.- Características diferentes Flujos.

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

Las expresiones analizadas en el apartado anterior permiten conocer el flujo de aire admitido o expulsado por una tobera convergente en función de los valores de presión aguas arriba y aguas abajo de la misma. Es frecuente considerar la caracterización de las ventosas mediante una analogía con el flujo convergente descrito (Wylie y Streeter, 1982; Fuertes 2001; Fuertes 2009). Esta analogía permite definir las ecuaciones características de las ventosas tanto en la fase de admisión como en la fase de expulsión del aire.

2.3.1 Admisión de aire

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

$$p_0^* = p_{atm}^* \quad \rho_0 = \rho_{atm} \quad T_0 = T_{atm} \quad p_t^* = p_t^* \tag{2.13}$$

Las variables designadas con el subíndice “atm” se refieren a condiciones atmosféricas y las designadas con el subíndice “t” al interior de la tubería.

La presión en la tubería es la que puede variar en cada caso, por lo que al ser la presión aguas abajo $p_1^* = p_t^*$ se está en la segunda de las situaciones descritas anteriormente para la tobera (cuando la presión aguas arriba se mantiene constante, $p_0^* = p_{atm}^* = cte$).

Mientras la presión en el interior de la tubería está por encima del valor $p_t^* > 0.528 \cdot p_{atm}^*$, 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 $p_t^* \leq 0.528 \cdot p_{atm}^*$ (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 ya no admite más aire).

Tomando como valor para la presión atmosférica $p_{atm}^* = 1.013$ bar y denominando $\Delta p = p_{atm}^* - p_t^*$ a la diferencia de presiones entre el exterior y el interior (depresión en este caso), se tienen los siguientes indicados en la tabla 2.2.

| | | |
|------------------------|--|---|
| Flujo subsónico | $p_t^* > 0.535$ bar | ($\Delta p < 0.487$ bar) |
| Flujo sónico | $p_t^* \leq 0.535$ bar | ($\Delta p \geq 0.487$ bar) |

Tabla 2.2.- Valores límites en la admisión de aire.

Llamando A_{adm} a la sección de admisión de la ventosa C_{adm} al coeficiente de admisión característico de la misma (siempre $C_{adm} < 1$), se tendrán las siguientes ecuaciones para calcular el caudal másico que admite la ventosa:

Cuando $p_{atm}^* > p_t^* > 0.528 p_{atm}^*$

$$\frac{dm}{m} = C_{adm} A_{adm} \sqrt{7 p_{atm}^* \rho_{atm} \left[\left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1.4286} - \left(\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} \right)^{1.714} \right]} \quad [2.14]$$

Cuando $p_t^* \leq 0.528 p_{atm}^*$

$$\frac{dm}{m} = C_{adm} A_{adm} \frac{0.686}{\sqrt{RT_{atm}}} p_{atm}^* = cte \quad [2.15]$$

2.3.2 Expulsión de aire

Ahora, al tratarse de la fase de expulsión, la analogía entre el flujo y la salida de aire a través de la ventosa conduce a la siguiente comparación:

$$p_0^* = p_t^* \quad \rho_0 = \rho_t \quad T_0 = T_t \quad p_1^* = p_{atm}^* \quad [2.16]$$

Igual que antes, las variables designadas con el subíndice “t” se refieren al interior de la tubería y el subíndice “atm” a las condiciones atmosféricas existentes en el exterior.

De las dos situaciones analizadas para el flujo en las toberas se encuentra aquí con la presión aguas abajo $p_1^* = p_{atm}^* = cte$ (puesto que se trata de la presión atmosférica), pudiendo en este caso variar la presión aguas arriba $p_0^* = p_t^*$, que es la presión en el interior de la tubería.

Mientras la presión en la tubería sea $p_t^* < 1.893 \cdot p_{atm}^*$ el flujo es subsónico, aumentando el caudal másico y el volumétrico al incrementarse la presión p_t^* . Sin embargo, cuando la presión en el interior de la tubería aumenta de tal forma que $p_t^* \geq 1.893 \cdot p_{atm}^*$ el flujo pasa a ser sónico, y en este caso el caudal volumétrico permanecerá constante (siempre que la temperatura en el interior de la tubería se mantenga constante, lo cual se suele adoptar como hipótesis), aunque no sucede lo mismo con el caudal másico, el cual se incrementa puesto que al aumentar la presión en la tubería p_t^* aumenta también la densidad ρ_t .

Considerando una presión atmosférica $p_{atm}^* = 1.013 \text{ bar}$ y siendo $\Delta p = p_t^* - p_{atm}^*$ la presión diferencial entre el interior de la tubería y la atmósfera, la frontera entre los flujos subsónicos y los sónicos vienen definida por la tabla 2.3.

| | | |
|------------------------|--|---|
| Flujo subsónico | $p_t^* < 1.918 \text{ bar}$ | $(\Delta p < 0.905 \text{ bar})$ |
| Flujo sónico | $p_t^* \leq 1.918 \text{ bar}$ | $(\Delta p \geq 0.905 \text{ bar})$ |

Tabla 2.3.- Valores límites en la expulsión de aire.

Llamando ahora A_{exp} a la sección de expulsión de la ventosa y C_{exp} al coeficiente de expulsión característico de la misma (también siempre inferior a la unidad, $C_{exp} < 1$), las expresiones para determinar el caudal másico que expulsa la ventosa son:

Cuando $p_{atm}^* < p_t^* < 1.893 \cdot p_{atm}^*$:

$$\frac{dm}{dt} = C_{exp} A_{exp} p_t^* \sqrt{\frac{7}{RT_t} \left[\left(\frac{p_{atm}^*}{p_t^*} \right)^{1.4286} - \left(\frac{p_{atm}^*}{p_t^*} \right)^{1.714} \right]} \quad [2.17]$$

Cuando $p_t^* \leq 0.528 \cdot p_{atm}^*$:

$$\frac{dm}{m} = C_{exp} A_{exp} \frac{0.686}{\sqrt{RT_t}} p_t^* \quad [2.18]$$

2.3.3 Ajuste propuesto por Boldy.

Boldy (1992) propuso un ajuste de las ecuaciones (2.19 a 2.22) mediante una curva continua que comprendía el comportamiento global de una ventosa en todo su rango de presiones.

Siendo m el caudal másico, admitido ($m>0$) o expulsado ($m<0$), y p' la presión adimensionalizada ($p'=p_t^*/p_{atm}^*$), las ecuaciones propuestas por Boldy para modelar el comportamiento de las ventosas cualquiera que sea su zona de funcionamiento son las que se detallan a continuación:

Admisión de aire ($p' \leq 1$)

$$si \ p' \leq 0.53 \quad \rightarrow \quad m = CON \quad [2.19]$$

$$si \ p' \geq 0.53 \quad \rightarrow \quad m = CON \cdot 3.8568 \sqrt{(p')^{1.4286} - (p')^{1.714}} \quad [2.20]$$

Admisión de aire ($p' \leq 1$)

$$si \ p' \leq 1.89 \quad \rightarrow \quad m = -COU \cdot 3.8568 \sqrt{(p')^{-1.4286} - (p')^{-1.714}} \quad [2.21]$$

$$si \ p' \geq 0.53 \quad \rightarrow \quad m = -COU \cdot p' \quad [2.22]$$

siendo CON y COU las dos constantes características de cada ventosa. La representación completa de estas curvas se refleja en la figura 2.4.

En resumen, para calcular el caudal que admite o expulsa una ventosa se dispone de una función del tipo:

$$m = \varphi(p_t^*, CON, COU) \quad [2.23]$$

La ecuación anterior incluye únicamente dos parámetros (CON y COU) necesarios para modelar el comportamiento de la ventosa.

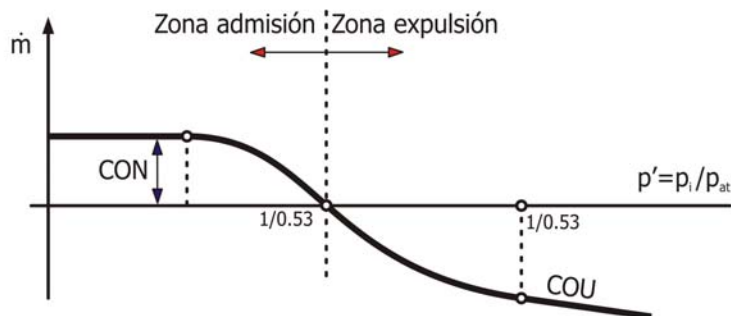


Figura 2.2.- Ajuste del comportamiento de una ventosa según Boldy (1992).

2.4 Curva característica de una ventosa.

Los fabricantes de ventosas presentan generalmente la relación entre el caudal de aire admitido o expulsado y la diferencia de presiones entre el interior la conducción y la atmosfera de forma gráfica. Es lo que se conoce como curva característica de la ventosa.

Esta curva se debe obtener de un ensayo de la misma en todas las posibles regiones de funcionamiento. A partir de dichas curvas es posible obtener unas sencillas expresiones matemáticas que, para cada ventosa, relacionen el caudal de aire con la diferencia de presiones. En la figura 2.5 aparece representada la curva característica de una ventosa de pequeño orificio (lógicamente, solo presenta interés la fase de expulsión y para presiones diferenciales grandes) y en la figura 2.6 se representa la curva característica de una ventosa de gran orificio (para esta ventosa son de interés tanto la fase de expulsión con la de admisión, pero para unos diferenciales de presión pequeños).

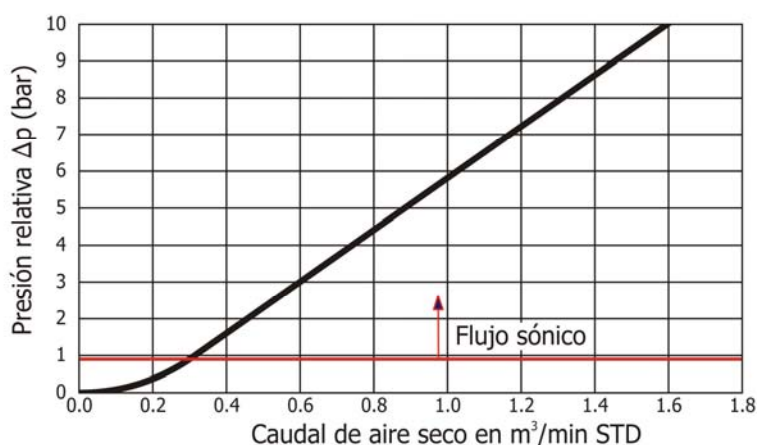


Figura 2.3.- Curva característica de una ventosa de pequeño orificio (purgador).

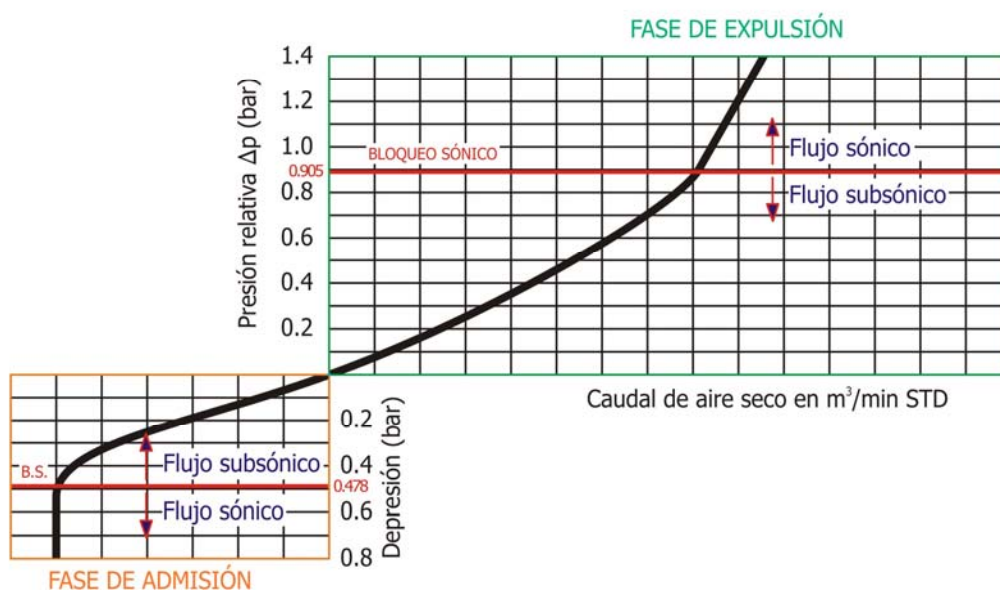


Figura 2.4.- Curva característica de una ventosa de gran orificio.

En ambas gráficas, en el eje de abscisas se representa el caudal volumétrico referido a las condiciones estándar de funcionamiento (o también denominadas normales), o lo que es lo mismo, presión atmosférica y temperatura ambiente. Este caudal en condiciones normales es directamente proporcional al caudal másico. Tan solo multiplicando este caudal por la densidad en condiciones normales ρ_{atm} , que lógicamente es constante, se tiene el caudal másico.

En el eje de ordenadas se representa la diferencia de presiones Δp que da lugar a la entrada o salida de aire por la ventosa. Si la ventosa está funcionando en la fase de admisión la presión diferencial a considerar es $\Delta p = p_{atm}^* - p_t^*$, mientras que si está funcionando en la fase de expulsión se considerará $\Delta p = p_t^* - p_{atm}^*$.

Las condiciones en las que se realizan estos ensayos no suelen estar referenciadas en los catálogos, lo cual hace que sea imposible reproducir los mismos en un laboratorio independiente. De hecho, algunos ensayos realizados por el Council for Scientific and Industrial Research – South Africa en 1989 o por Leslei J. Blum para el U.S. Bureau of Reclamation en 1994, entre otros, presentan ciertas discrepancias (en algunos casos importantes) con los datos que facilitan los fabricantes.

En estudios más recientes (Fuertes 2009) se realizaron ensayos de un gran número de ventosas de gran orificio con diámetro característico de 2 y 3", obteniéndose resultados similares a estudios anteriores, es decir, con importantes discrepancias entre las medidas realizadas y los datos de catálogo.

Además, el fabricante no suele dar casi nunca las condiciones para las cuales el flujo de aire expulsado puede cerrar la ventosa antes de tiempo (ver figura 2.5) lo que se conoce como "cierre dinámico". La propia velocidad de circulación del aire puede crear un efecto "sustentador" sobre el flotador que será proporcional a la velocidad al cuadrado. Ello puede acarrear que esta fuerza ascensional venza el peso del flotador y cierre la ventosa de manera indeseada cuando la velocidad de expulsión es elevada, dejando una peligrosa bolsa de aire en el interior de la conducción que podrá comprimirse y originar elevadas presiones.

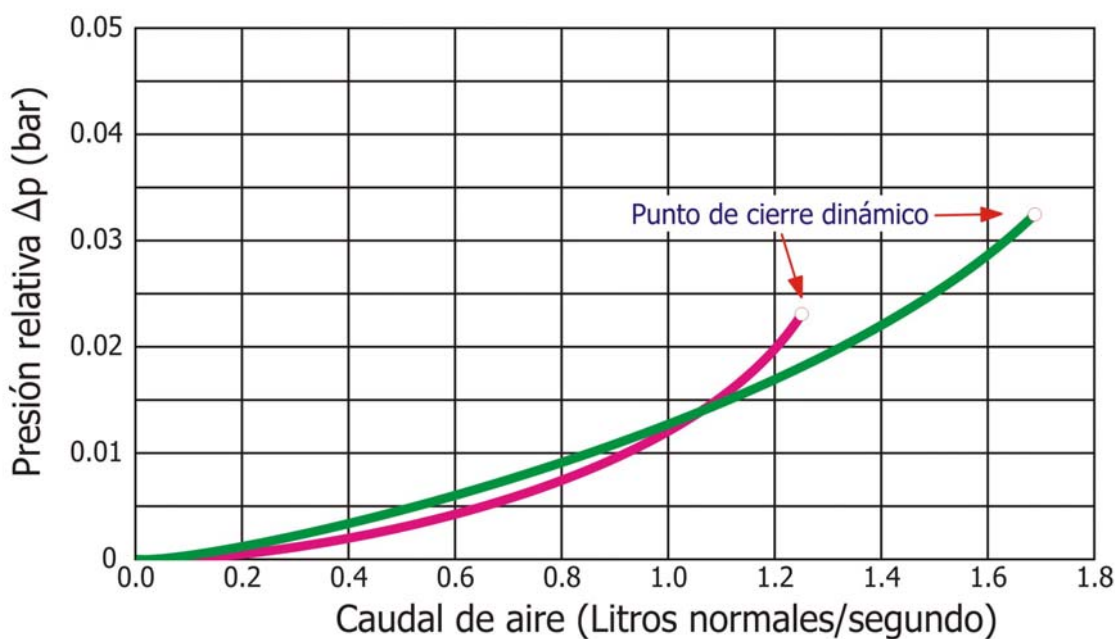


Figura 2.5.- Ensayos realizados por el Council for Scientific and Industrial Research, indicando el "punto de cierre dinámico" para dos ventosas de gran orificio DN80.

Tal hecho se pone de manifiesto en la gráfica de la Figura 2.7 donde se representan los resultados llevados a cabo por el Council for Scientific and Industrial Research . South Africa correspondientes a dos ventosas diferentes de diámetro nominal DN80. Como puede apreciarse, para una de ellas se produce el llamado "cierre dinámico" con una presión diferencial de 0.031 bar y para la otra se produce a tan solo 0.025 bar de presión diferencial. Por otro lado, el comportamiento dinámico de la ventosa no viene referenciado en ningún

catálogo, y éste resulta de suma importancia para conocer la efectividad de la misma. Indudablemente, sería conveniente avanzar en este sentido, a fin de disponer de datos fiables que nos permitieran escoger la ventosa más adecuada con mayor conocimiento de causa.

Los fabricantes suelen dar en sus gráficas el caudal volumétrico de aire (volumen/tiempo) que entra o sale de la ventosa en función de la diferencia de presiones existente Δp . Este caudal suele venir dado en condiciones normales (1 atm y 15°C), y no coincide con el caudal volumétrico real (con su presión y temperatura correspondiente). Conociendo la densidad del aire en estas condiciones ($\rho_{atm} = 1.205 \text{ Kg/m}^3$), se obtiene fácilmente el caudal másico de aire (masa/tiempo) como producto del caudal volumétrico en condiciones normales por la densidad también en condiciones normales. Así pues, salvo constante, el caudal másico coincide con el caudal volumétrico en condiciones normales.

Cuando una ventosa trabaja en la zona de flujo sónico (en expulsión), el caudal volumétrico en las condiciones reales de flujo se mantiene constante, dado que la velocidad no puede incrementarse como consecuencia del bloqueo sónico. Sin embargo el caudal másico sí que aumenta por que aumenta la presión en el interior de la conducción. Como consecuencia de ese incremento de presión en el interior se produce un aumento de la densidad del aire de la conducción. Con ello se incrementa el caudal másico para un mismo caudal volumétrico.

Como consecuencia de ello, una ventosa trabajando en la fase de expulsión es capaz de desalojar más caudal másico cuanto mayor sea la diferencia de presiones (la presión en el interior de la conducción), independientemente de que se haya alcanzado el bloqueo sónico (se alcanza la velocidad del sonido en la boquilla) de la ventosa. Esto es así por el incremento de la presión en el interior de la conducción y como consecuencia un aumento de la densidad del aire que contiene la conducción. En las figuras 2.3 y 2.4 se puede ver el incremento de caudal másico que se observa en la fase de expulsión una vez sobrepasado el bloqueo sónico.

Caso especial es el de los purgadores, cuyo trabajo se realiza prácticamente siempre en la zona sónica, al evacuar el aire cuando la conducción esta en régimen de trabajo y a presiones elevadas. Eso es debido a que el orificio de salida de los purgadores es muy

pequeño y las velocidades de salida del aire muy grandes. Sin embargo las ventosas de gran orificio están diseñadas para trabajar en zona subsónica, con unas diferencias de presiones muy pequeñas y unas velocidades del aire pequeñas aunque desalojan grandes volúmenes de aire debido al gran tamaño del orificio de salida (y amplio paso libre a través de toda la ventosa, que nunca debe ser inferior al de salida para un correcto funcionamiento).

En la fase de admisión, las ventosas de gran orificio también deben trabajar en zona subsónica si están correctamente dimensionadas. Si el dimensionado no ha sido el correcto puede producirse el bloqueo sónico, de manera que al alcanzarse la velocidad del sonido en la boca de la ventosa y el caudal alcanza un máximo valor y este no puede incrementarse por mucho que se incremente la diferencia de presiones entre el exterior y el interior de la conducción. Ello es debido a que en este caso, tanto la densidad del aire como la temperatura del mismo se mantienen estables, como no podía ser de otra manera, por ser la presión del aire que entra en la conducción la atmosférica. Como consecuencia de ello, la depresión en el interior de la conducción no puede ser controlada y si no entra el suficiente aire del exterior se incrementará pudiendo incluso colapsar la conducción.

Las diferentes zonas de funcionamiento de la ventosa (subsónica o sónica) tanto en la fase de admisión como en la fase de expulsión se determinan a partir de la presión existente en el interior de la tubería:

- Fase de expulsión.** Cuando la ventosa está evacuando aire, la presión aguas arriba es la presión absoluta en el interior de la conducción p_t^* y la presión aguas abajo es la atmosférica p_{atm}^* . Por ello, en la fase de expulsión una ventosa trabajará en la zona subsónica cuando se cumpla:

$$\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} < 1.893 \quad \dots \quad p_{atm}^* = 1.033 \text{ mca} \quad \dots \quad p_t^* < 19.55 \text{ mca} \quad (\text{Zona subsónica}) \quad [2.24]$$

Lo que equivale a una presión manométrica de $19.55 - 10.33 = 9.22 \text{ mca}$, o lo que es lo mismo una diferencia de presiones entre la conducción y la atmósfera de 0.9 bar. En las figuras 2.3 y 2.4 se ve claramente este punto que sirve de frontera entre la zona subsónica y sónica de funcionamiento. A partir de ese punto la ventosa trabaja en zona sónica.

- **Fase de admisión.** Cuando la ventosa está introduciendo aire en la conducción, se modifica la denominación de las presiones. La presión aguas arriba de la ventosa será la atmosférica p_{atm}^* y la presión aguas abajo la de la conducción p_t^* . Por ello, en la fase de expulsión una ventosa trabajará en la zona subsónica cuando se cumpla:

$$\frac{p_t^*}{p_{atm}^*} > 0.528 \quad \dots \quad p_{atm}^* = 1.033 \text{ mca} \quad \dots \quad p_t^* > 5.45 \text{ mca} \quad (\text{Zona subsónica}) \quad [2.24]$$

Lo que equivale a una presión manométrica de $5.45 - 10.33 = -4.88$ mca, o lo que es lo mismo una depresión máxima dentro de la tubería de 4.88 mca (0.48 bar). En la figura 2.8 podemos apreciar ese límite. Con una depresión mayor en el interior de la tubería se produce el llamado bloqueo sónico y el volumen de aire que entraría en la tubería se mantendría constante, por mucho que se incrementara esa depresión.

Las curvas características de las ventosas obtenidas experimentalmente en ensayos de laboratorio, modelando su comportamiento y ajustándose bastante exactamente a las expresiones detalladas a continuación:

- Expulsión.

Flujo subsónico (presión manométrica de la tubería < 9.22 mca)

$$Q(std) = c_{exp} \sqrt{\Delta p \cdot p_t^*} \quad \Delta p = p_t^* - p_{atm}^* \quad (\text{Zona subsónica}) \quad [2.25]$$

Flujo sónico (presión manométrica de la tubería ≥ 9.22 mca)

$$Q(std) = K \cdot p_t^* \quad (\text{Zona sónica}) \quad [2.26]$$

- Admisión.

Flujo subsónico (depresión $\Delta p < 4.88$ mca)

$$Q(std) = c_{adm} \sqrt{\Delta p \cdot p_{atm}^*} \quad \Delta p = p_{atm}^* - p_t^* \quad (\text{Zona subsónica}) \quad [2.27]$$

Flujo sónico (depresión $\Delta p \geq 4.88$ mca)

$$Q(std) = K' \quad (\text{Zona sónica}) \quad [2.28]$$

Siendo:

$Q(std)$ = Caudal volumétrico en condiciones normales.

Δp = Diferencia de presiones entre la atmosférica y la del interior de la tubería

p_t^* = Presión absoluta en el interior de la tubería

p_{atm}^* = Presión atmosférica absoluta

c_{exp} = Coeficiente de expulsión de la ventosa (zona subsónica)

K = Coeficiente de expulsión de la ventosa (zona sónica)

c_{adm} = Coeficiente de admisión de la ventosa (zona subsónica)

K' = Valor máximo del caudal de admisión de la ventosa (zona sónica)

Los valores los coeficientes a los que se hace referencia en las ecuaciones, en algunas ocasiones vienen dados por los fabricantes. En su defecto si se hace entrega de las curvas características de las ventosas, se puede calcular fácilmente a partir de las mismas. Lógicamente dependen del tamaño y características constructivas de cada modelo de ventosas, cambiando de un tamaño de ventosa a otro dentro del mismo modelo (no son coeficientes adimensionales).

El dimensionamiento de la ventosa a colocar en cada punto de la instalación no es algo sencillo. A la hora de seleccionar el tamaño más adecuado es necesario tener en cuenta muchas circunstancias. Dicho tamaño está evidentemente relacionado con el tamaño de la tubería, pero no es este el único factor a tener en cuenta, ni el más importante. Es por ello que, cualquier tabla o índice de recomendaciones en el que se proporcione el tamaño de ventosa a instalar, sin más parámetros de referencia, solo por el tamaño de la misma y el de la tubería en la que se va a instalar, no es más que un primer tanteo que puede llegar a ser peligroso.

2.5 FLUJO INCOMPRESIBLE

En el capítulo tres se va a estudiar la posibilidad de realizar los ensayos de las ventosas con agua en lugar de realizarlos con aire. Para ello hay que tener en cuenta que el aire es considerado a todos los efectos un fluido compresible y el agua es un fluido incompresible. En este apartado se va a estudiar la diferencia de resultados entre considerar o no compresible el aire y la posibilidad o no de poder realizar esta extrapolación de resultados entre agua y aire.

Dada la poca diferencia de cotas que existe en una ventosa entre la entrada y la salida de la misma en relación al conjunto de pérdidas que se tendrán en su interior las despreciaremos y la ecuación de la energía se simplifica de la siguiente forma:

$$RT \frac{dp^*}{p^*} + v \cdot dv = 0 \quad [2.29]$$

$$\frac{dp^*}{\rho} + v \cdot dv = 0 \quad [2.30]$$

Con la hipótesis de flujo incompresible, se considera una densidad constante (ρ_{ref}) y la ecuación anterior puede integrarse entre la sección de entrada y el orificio de salida:

$$\frac{p^* - p_0^*}{\rho_{ref}} + \frac{v^2 - v_0^2}{2} = 0 \quad [2.31]$$

Despreciando el término cinético a la entrada:

$$\frac{v_0^2}{2} = 0 \quad \rightarrow \quad \frac{p^* - p_0^*}{\rho_{ref}} + \frac{v^2}{2} = 0 \quad [2.32]$$

$$v = \sqrt{2 \frac{p_0^* - p^*}{\rho_{ref}}} \quad [2.33]$$

Sustituyendo en la ecuación de continuidad:

$$Q = Av = A \sqrt{2 \frac{p_0^* - p^*}{\rho_{ref}}} \quad [2.34]$$

Y el caudal másico:

$$\frac{dm}{dt} = \rho_{ref} A v = \rho_{ref} A \sqrt{2 \frac{p_0^* - p^*}{\rho_{ref}}} \quad [2.35]$$

$$\frac{dm}{dt} = A \sqrt{2(p_0^* - p^*) \rho_{ref}} \quad [2.36]$$

Igual que sucedía antes, esta expresión proporciona valores correspondientes a un “límite superior”, puesto que considera que la evolución isoentrópica del aire es totalmente reversible. En realidad, el caudal másico real es inferior. Llamando C a la relación entre el caudal másico “real” y el caudal másico “teórico”, se tiene:

$$C < 1 \quad \rightarrow \quad \frac{dm}{dt} = CA \sqrt{2(p_0^* - p^*) \rho_{ref}} \quad [2.37]$$

Teniendo en cuenta el coeficiente C_{exp} y particularizando para una ventosa en la fase de expulsión, la expresión que permite calcular el caudal másico expulsado es:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{exp} = C_{exp} A_{exp} \sqrt{2(p_t^* - p_{atm}^*) \rho_{ref}} \quad [2.38]$$

Siendo:

- ρ_t = densidad del aire en el interior de la tubería
- ρ_{atm} = densidad del aire en condiciones atmosféricas
- $\rho_{ref} = \frac{\rho_t + \rho_{atm}}{2}$

Cuando no se desprecia el término cinético en la sección de entrada, la expresión que se obtiene es la siguiente:

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{exp} = \frac{C_{exp} A_{exp}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_{exp}}{A_t} \right)^2}} \sqrt{2(p_t^* - p_{atm}^*) \rho_{ref}} \quad [2.39]$$

En la gráfica de la figura 2.8 se comparan las curvas características de una ventosa obtenidas a partir de la expresión (2.39), correspondiente a un modelo de flujo compresible donde se

ha despreciado la velocidad en la sección de entrada, con la expresión (2.35), correspondiente a un modelo de flujo incompresible donde también se ha despreciado la velocidad en la sección de entrada y donde se ha considerado como densidad de referencia la densidad a la entrada [1], la densidad a la salida [2] y la densidad media entre la entrada y la salida [3].

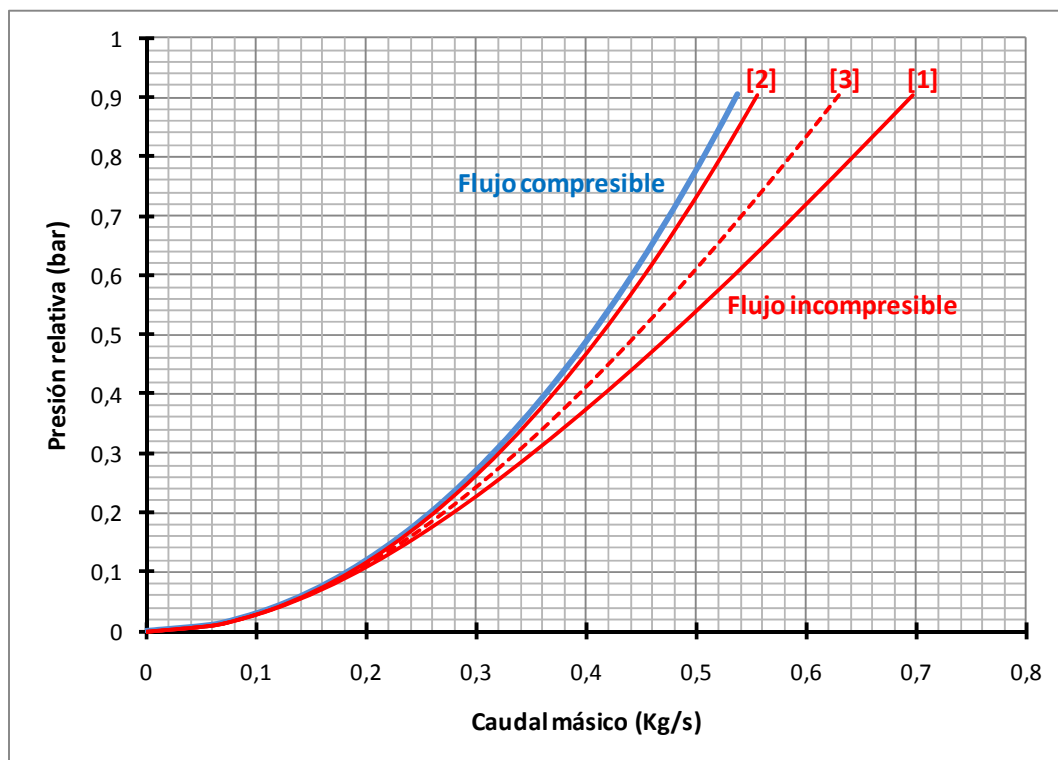


Figura 2.6.- Comparación entre flujo compresible e incompresible ($D_{exp}=50\text{mm}$ y $C_{exp}=0,6$).

Tal y como puede observarse en la gráfica, las diferencias entre ambos modelos son pequeñas. Teniendo en cuenta que las ventosas suelen diseñarse para una presión relativa de 0,3 bar y que realmente trabajan con presiones incluso más bajas, los resultados obtenidos con los modelos de flujo compresible e incompresible pueden considerarse igualmente válidos.

Además, en la gráfica anterior se han representado todas las curvas con el mismo coeficiente C_{exp} . Por definición, este coeficiente es la relación entre el caudal “real” y el caudal “teórico”, por lo que será distinto para cada una de las expresiones utilizadas. En el tema siguiente se analizarán los resultados reales obtenidos mediante ensayo de una ventosa y se obtienen los coeficientes C_{exp} correspondientes a los diferentes modelos para así poder compararlos.

3. Verificación experimental del comportamiento de ventosas

3.1 Consideraciones relativas con la caracterización de ventosas.

La definición del comportamiento de las ventosas en una instalación es un tema que trae asociados interpretaciones generalistas muy erróneas. Estas interpretaciones generan en no pocas ocasiones desconfianza y duda sobre la información suministrada por fabricantes y vendedores de ventosas. Algunas de las interpretaciones erróneas relacionadas con la capacidad de las ventosas que son suministradas por algunos fabricantes son:

- **La interpretación de las curvas características de las ventosas.** Curvas que muchas veces son de origen dudoso, o desarrolladas a partir de las expresiones del flujo isoentrópico en ventosas con un coeficiente de pérdidas ideal considerando que no hubiera ningún tipo de pérdidas dentro de la ventosa. Por ello deberían ensayarse las ventosas.
- **Considerar que la ventosa solo cerrará cuando llegue el agua.** La mayoría de ventosas pueden cerrar antes de que llegue el agua por arrastre cinético de los flotadores al paso de la corriente de aire. Por ello hay que hacer el cálculo de la evacuación de aire teniendo en cuenta ese cierre para tener un cierto margen de seguridad antes de que la velocidad de evacuación llegue a límites que originen el cierre anticipado. Por ello deberían ensayarse las ventosas.
- La consideración de las ventosas en función de su diámetro nominal. De forma más generalizada de la deseada se identifican las ventosas únicamente en función de su diámetro nominal. Dicho diámetro no es más que la medida de la brida de conexión del elemento de aireación con el resto de la instalación, pero en ningún caso se debe identificar ese dato con la capacidad de funcionamiento de la ventosa. Seleccionar los elementos de aireación únicamente en función del diámetro de la brida de

conexión, produce confusiones y puede acarrear por ello errores notables. Como se puede observar en la figura 3.1, en ella que aparecen dos ventosas cuyo diámetro nominal (tamaño de brida) es el mismo y según esta errónea clasificación podrían clasificarse ambas como ventosas de 150mm por ser este el diámetro de brida de ambas, siendo en realidad una de paso 150mm y la otra de paso 80mm. Sus capacidades de admisión y expulsión de aire son claramente diferentes.



Figura 3.1.- Ventosas con misma brida de conexión y diferente capacidad.

Ahondando más aún, se pudo comprobar en estudios realizados sobre un amplio abanico de ventosas existentes en el mercado (Fuertes, 2001) como se muestran las enormes diferencias existentes entre unos modelos y otros de ventosas del mismo diámetro nominal (figura 3.2).

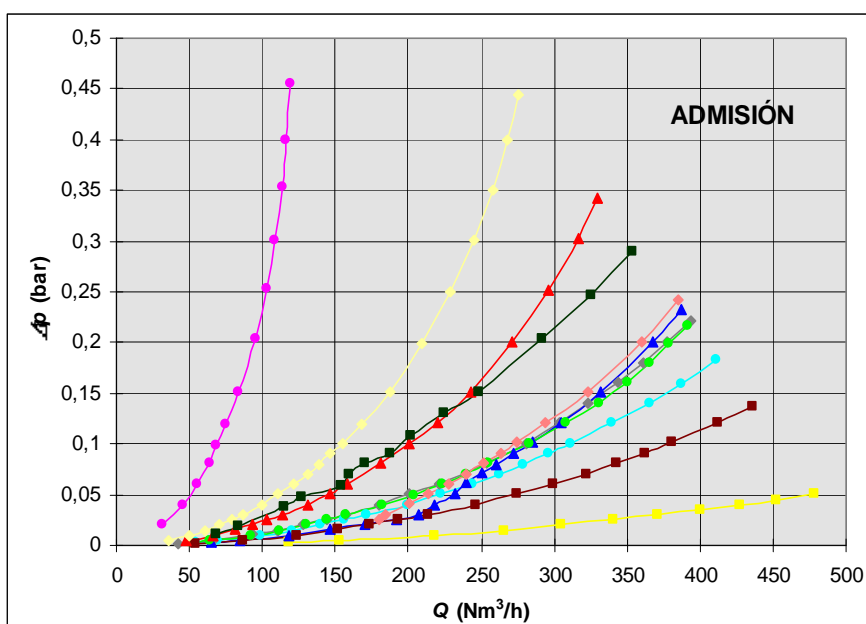


Figura 3.2.- Curvas características de diferentes ventosas de DN 2'' o 50 mm en fase de admisión.

3.2 Verificación experimental de ventosas.

La necesidad de disponer de ensayos fiables es cada día más acuciante. La inmensa mayoría de los fabricantes de este tipo de dispositivos ofrece curvas características de sus ventosas. Pero como se ha explicado con anterioridad, en no pocas ocasiones estos datos no son del todo fiables. Estudios previos (Fuertes, 2001) ponen de manifiesto las diferencias entre los datos que nos facilitan los fabricantes y distribuidores de ventosas y los datos reales obtenidos mediante ensayo en laboratorio. En la figura 3.3 se recogen dos ensayos comparativos que ponen de manifiesto estas diferencias.

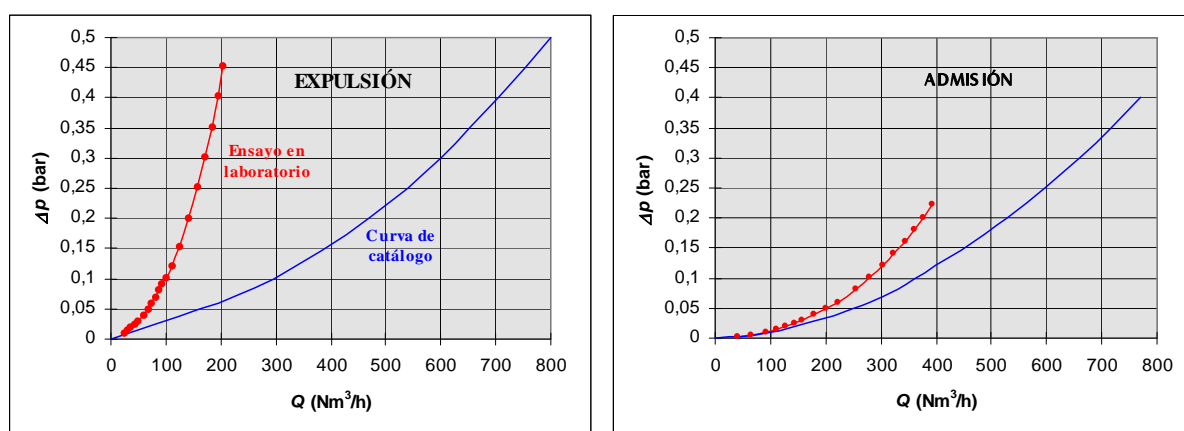


Figura 3.3.- Comparación entre los ensayos realizados y la información técnica ofrecida por el fabricante.

Con ello se demuestra claramente que en casos como este la instalación de estas ventosas no cumpliría ni de cerca los requisitos que deben cumplir durante su funcionamiento.

Para comprobar la fiabilidad de los datos aportados por el fabricante o distribuidor de las ventosas, la primera y más directa posibilidad de verificar y caracterizar el comportamiento de las ventosas de aireación es el ensayo experimental de su comportamiento. Para ello, lo primero a tener en cuenta es la normativa actual al respecto y la viabilidad de los diferentes ensayos.

3.3 Normativa aplicable: Norma UNE-EN 1074.

Buscando la normativa existente en cuanto a ventosas se refiere, hasta abril de 2001 las únicas referencias en cuanto a normativa existente en España eran las de tipo americano. Así coexistían dos normas de referencia:

- **ANSI/AWWA 512 (Air release, air/vacuum, and combination air valves for waterworks service).** Se centra únicamente en los aspectos relacionados con la fabricación y los ensayos de verificación que es necesario realizarle a las ventosas.
- **AWWA M51 (Air release, air/vacuum, and combination air valves).** Hace referencia a los diferentes tipos de ventosas, los criterios a aplicar en la localización de las ventosas a lo largo de las conducciones, el diseño del tamaño del orificio necesario en la ventosa, los efectos de golpe de ariete ocasionado por la presencia de ventosas en la instalación y criterios sobre instalación, operación, mantenimiento y seguridad de las ventosas.

Pero en la actualidad ya se dispone de una norma europea de producto. Se trata de la norma UNE-EN 1074 (Válvulas para el suministro de agua. Requisitos de aptitud y ensayos de verificación). Concretamente la norma UNE-EN 1074-4 (apartado 4: purgadores y ventosas). De dicha norma se pueden extraer una serie de conclusiones:

- 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 del 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 desee 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.
- Las características de expulsión de los purgadores no se obtienen mediante un ensayo con aire, sino mediante la medición del orificio de salida, independientemente del recorrido que el aire realice por el interior del purgador antes de ser expulsado.

- La norma solo recoge como preceptivo el ensayo de ventosas hasta DN100.
- De acuerdo con el apartado 6.2 de la norma no es necesario realizar la totalidad de los ensayos. La realización de los ensayos para un diámetro nominal permite posteriormente extrapolar la validez de los resultados a dos diámetros nominales inmediatamente superiores y a dos diámetros inmediatamente inferiores al diámetro ensayado.

La metodología de ensayo que es necesario aplicar para validar los ensayos de las curvas características de una ventosa se recogen en los anexos A (flujo de salida de aire) y B (flujo de entrada de aire) de la citada norma UNE-EN 1074-4.

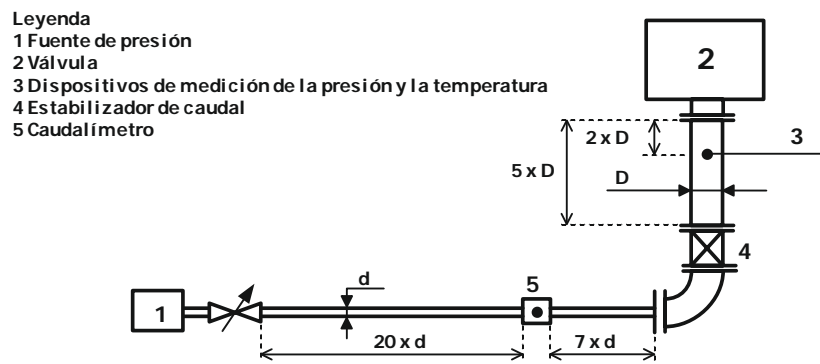


Figura 3.4.- Esquema de instalación de ensayo de admisión de aire (UNE 1074-4:2000).

Dichos anexos recogen tanto aspectos generales como una descripción del proceso de ensayo y rango posible de variación en las magnitudes a medir. De forma genérica el equipo de ensayo para analizar la capacidad de expulsión de la ventosa debe ser como el mostrado en la figura 3.4. Así para la realización del ensayo según la norma se deben tener en cuenta algunas cuestiones de de tipo general:

- El fluido que debemos utilizar para el ensayo debe ser aire. Esta resulta una premisa fundamental, si bien como se desarrollará posteriormente, el ensayo con otro tipo de fluidos permite obtener resultados interesantes sobre el comportamiento de la ventosa y abre un nuevo abanico de posibilidades que con aire resultan mucho más costosas.
- 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. Eso también significa que por ejemplo en una ventosa trifuncional

con capacidad de admisión, expulsión y purga, no debe aislarse ninguna de las funciones para la realización del ensayo.

- La temperatura del aire debe mantenerse en el rango entre 5 y 45 °C.

Durante el desarrollo del ensayo de verificación de la capacidad de expulsión de la ventosa, una vez regulado el caudal de expulsión en un determinado valor deben verificarse los siguientes requisitos en cuanto a las variables:

- El valor del caudal medido debe estar dentro del rango del $\pm 4\%$ durante todo el ensayo.
- El valor de la presión debe estar dentro del rango de $\pm 5\%$ durante todo el ensayo.
- El valor de la temperatura debe estar dentro del rango de ± 2 °C durante todo el ensayo.

Asimismo, a partir de los registros continuos realizados se obtendrán los valores medios de caudal másico, presión y temperatura del ensayo.

Todo lo anteriormente descrito permite hacerse una idea de los requisitos que debe cumplir la instalación en la que se realice el ensayo de caracterización de la fase de expulsión de aire de la ventosa.

Mucho más complejo tecnológicamente resulta la generación de un caudal constante de aire con presión manométrica negativa (depresión) en la entrada de la ventosa. Por ello la norma UNE-EN 1074-4 recoge diferentes configuraciones para poder facilitar la realización de este ensayo (Figura 3.4). Para la utilización de estas diferentes configuraciones se parte de la hipótesis de que la densidad del aire no varía de forma significativa durante el ensayo (flujo incompresible). En definitiva, la consideración de las configuraciones de la figura anexa supone admitir que aun habiendo una diferencia de presiones fijo el caudal másico que circula a través de la ventosa es independiente de las presiones (y por supuesto densidades) medidas en la expulsión y la admisión de la ventosa, considerándose solo la presión diferencial entre ambas medidas.

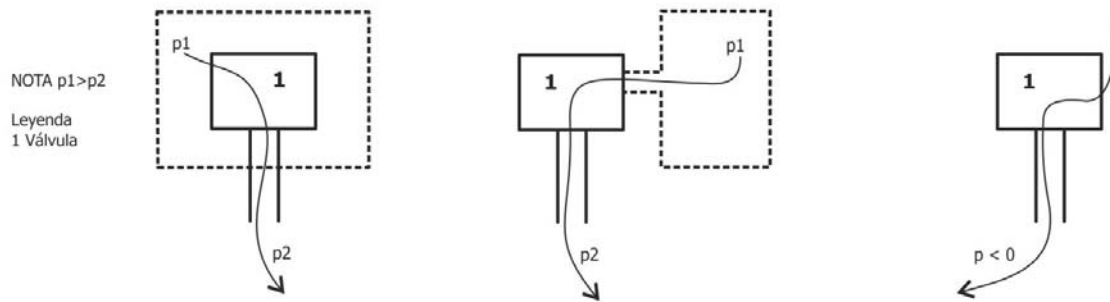


Figura 3.5.- Ejemplos de instalación de ensayo (UNE 1074-4:2000).

El ensayo correcto de la característica de admisión de de una ventosa únicamente puede realizarse con la tercera de las configuraciones de la figura 3.5. El rango de validez y aplicación de las otras dos es cuanto menos cuestionable.

3.4 Alternativas en el ensayo con aire de ventosas.

La aplicación en la práctica de la norma UNE 1074-4:200 es muy compleja de realización. Hay que distinguir las dos fases del ensayo a realizar, expulsión y admisión de aire por la ventosa. En cada una de ellas las soluciones para la realización del ensayo son distintas.

3.4.1 Ensayo de expulsión de aire mediante soplante.

Al tratarse de aire a presión que sale por la ventosa en principio esta fase de la caracterización de la ventosa es la más factible de realizar. Para la realización de este ensayo se requiere de la utilización de equipos que sean capaces de trasegar los caudales que puede llegar a expulsar una ventosa de tamaño grande, o incluso de mediano tamaño, los cuales resultan sumamente costosos.

La instalación más recomendada con capacidad para ese volumen de aire debería estar formada por una serie de soplantes que fuesen capaces de suministrar el caudal necesario para esas presiones, pudiéndose utilizar en sentido contrario para el ensayo de admisión de aire. A continuación se detallan tres ejemplos de la soplante que sería necesario instalar para general el caudal de aire necesario para ensayar tres tamaños representativos de ventosa:

- **Para una ventosa DN 50 (2").** Es el tamaño de ventosa más utilizado en instalaciones de agua a presión. Las características que debe satisfacer la soplante son una caída

de presión mínima de 0.9 bar (bloqueo sónico) y un caudal máximo de expulsión por la ventosa de unos 9 m³/ min (54 m³/h) lo que según la tabla de la figura 3.6 nos da una soplante modelo Zs 45 + VSD-1200 con un motor instalado de 45 Kw. Nos podemos hacer una idea del tamaño de soplante necesario para poder ensayar esta ventosa que es de un tamaño relativamente pequeño.

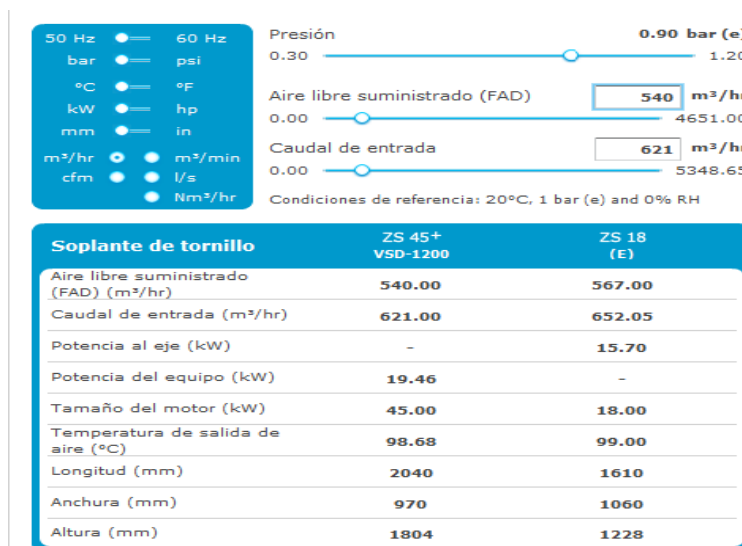


Figura 3.6.- Ejemplos de dimensiones de soplante (serie ZS de AtlasCopco).

- **Para una ventosa DN 100 (4”).** Es el tamaño máximo de ventosa que obliga la norma a ensayar. Las características que debe satisfacer la soplante son una caída de presión de 0.9 bar (bloqueo sónico) y un caudal máximo de expulsión por la ventosa de unos 135m³/ min (8100 m³/h) lo que según la tabla 3.1 nos da una soplante modelo HA-7 cuyo motor mínimo a instalar es de 149 Kw pero seguramente el motor deberá ser mucho más potente. Todo ello nos da una idea del tamaño de instalación que debería ser necesaria para poder ensayar una ventosa de solo 4” de tamaño.

| 50 Hz | Inlet Volume ⁽¹⁾ m ³ /h | Installed motor ⁽²⁾ kW | Weight ⁽³⁾ kg | Dimensions in mm ⁽³⁾ | | |
|-------------------------------|--|--------------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|------|------|
| | | | | A | B | C |
| One-stage, watercooled | | | | | | |
| HA7 | 8200 to 11500 | 149 to 522 | 4800 | 4250 | 1680 | 1910 |
| HA8 | 11500 to 17000 | 186 to 932 | 5700 | 4250 | 1680 | 1910 |
| HA9 | 17000 to 37500 | 448 to 1566 | 9100 | 4070 | 2240 | 2160 |
| HA10 | 37500 to 56400 | 671 to 2610 | 10200 | 4850 | 2800 | 2550 |
| HA11 | 56400 to 85000 | 969 to 3729 | 13100 | 4450 | 4070 | 3560 |

Tabla 3.1.- Características de soplante (serie HA de AtlasCopco).

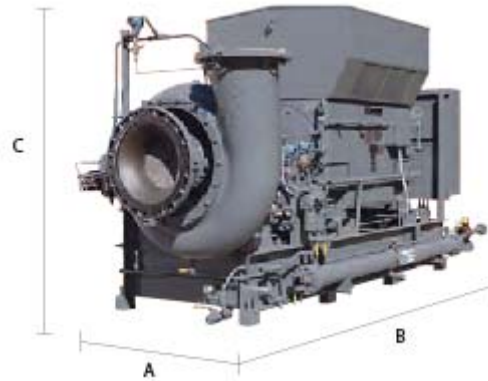


Figura 3.7.- Ejemplos de dimensiones de soplante (serie HA de AtlasCopco).

- **Para una ventosa DN 300 (12").** Suele ser el tamaño de ventosa máximo que los fabricantes tienen en su catálogo. Las características que debe satisfacer la soplante son una caída de presión de 0.9 bar (bloqueo sónico) y un caudal máximo de expulsión por la ventosa de unos 1200 m³/min (72000 m³/h) lo que según la tabla 3.1 nos da una soplante modelo HA-11 cuyo motor mínimo a instalar será muy superior a 1000 Kw. Con esas magnitudes se ve perfectamente porque los fabricantes no ensayan sus ventosas. Unas instalaciones así no son viables en las condiciones habituales en la industria.

3.4.2 Ensayo de expulsión de aire mediante compresor.

Como alternativa al ensayo directo con equipos que impulsan directamente el aire hacia la ventosa, aprovechando la propiedad de compresibilidad del aire, se pueden utilizar compresores neumáticos que generan la cantidad de aire necesario y acumulan este en depósitos a gran presión (10 bar o más) para disponer del volumen necesario de aire almacenado que, posteriormente, a través de un sistema de reducción de presión puede ser expulsado a través de la ventosa a ensayar. Esta es una alternativa menos costosa y más fácil de realizar dado que los equipos de impulsión son compresores estándar y lo costoso de la instalación son los depósitos en los que acumular el aire, siendo de todas formas una instalación mucho más simple y menos costosa que la anterior.

En caso de optar por esta opción es necesario tener en cuenta unas consideraciones especiales en torno a los elementos a utilizar en la instalación:

- El llenado de los depósitos debe realizarse con unos compresores que hagan factible la realización de los ensayos de una forma más o menos continuada. En caso de ser

demasiado pequeños se podría llegar a tardar días en llenar los depósitos. Una opción factible es el alquiler de grandes compresores que conectar en paralelo para acortar esos plazos de llenado.

- El volumen de aire almacenado debe ser el suficiente para poder disponer de unos tiempos de ensayo lo suficientemente amplios para, como en el caso anterior, poder realizar los ensayos de una forma más o menos continuada.
- La capacidad de la instalación de almacenaje debe estar perfectamente cubicada para poder calcular correctamente el caudal que está pasando por la ventosa. Este se calcula a través de la disminución de presión en los depósitos de almacenaje.
- La válvula reductora de presión (elemento utilizado la instalación en la que se hizo el ensayo) debe de ser lo suficientemente precisa y estable. En este sentido hay que tener en cuenta que aguas arriba del sistema de reducción de presión pueden haber presiones de hasta más de 9 bares, mientras que aguas abajo del sistema de regulación de presión será la que se utilice para la realización del ensayo, presión esta que nunca sobrepasará el bloqueo sónico (0.9 bar es la presión máxima de ensayo en la zona subsónica). Si es preciso se podrían instalar válvulas reductoras proporcionales previas a la reguladora para ayudar a conseguir una reducción más suave, pero es algo que en el ensayo realizado no estaba instalado siendo una de las propuestas de mejora comunicadas.

La figura 3.8 recoge imágenes de una instalación ejemplo con capacidad para ensayar ventosas de aireación de diferentes tamaños. En ellas se puede apreciar sus diferentes componentes:

- Batería de depósitos de aire. En este caso la instalación consta de dos depósitos
- Dos circuitos independientes para el ensayo de las ventosas dependiendo del tamaño de la misma. Cada uno consta de:
 - Válvula de corte con la que se comienza y se finaliza el ensayo.
 - Válvula reductora de presión acorde al tamaño máximo y mínimo a ensayar.

- Depósito tranquilizador de flujo que como su nombre indica consigue homogeneizar la presión de salida.
- Diferentes cañas de conexión con una válvula de bola del mismo tamaño de la ventosa a ensayar.
- Ventosa a ensayar conectada en la caña-válvula correspondiente.



Figura 3.8.- Instalación de ensayo de ventosas.

Para poder aclarar un poco más el funcionamiento de la instalación en la figura 3.9 se detalla la disposición de los elementos instalados para la realización de los ensayos. Obsérvese que la conexión entre los diferentes depósitos de la batería se realiza de tal forma que no genera ningún tipo de pérdidas en dicha conexión.

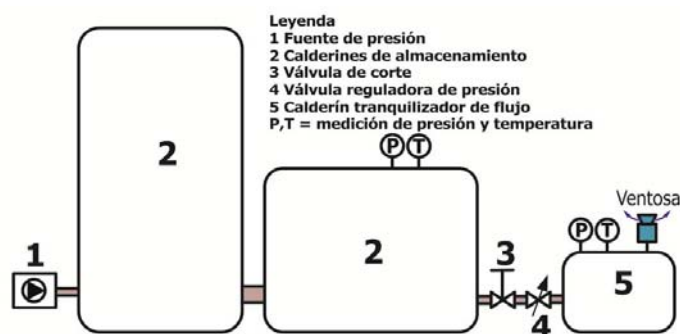


Figura 3.9.- Esquema de la instalación de ensayo de ventosas.

En este ensayo hay que definir un protocolo muy preciso pues de ella depende el éxito del ensayo. Los pasos que se han seguido son los siguientes:

- Cubicaje exacto de la capacidad de almacenamiento del sistema dependiendo de la presión, tanto de los depósitos de aire como en su caso de las tuberías que los alimentan y de todos los demás elementos hasta la válvula reductora de presión. En el caso de esta instalación se comprobó que el volumen en las tuberías era mínimo con lo que se calibró el sistema con un cubicaje total de 100 m^3 de volumen de aire.
- Llenado del sistema hasta la máxima presión que se utilice en los ensayos. Es un proceso que dependerá mucho de la capacidad de los depósitos y del compresor a utilizar en el llenado. En la realización de estos ensayos se llenaban los depósitos hasta una presión de 9 bar, lo cual implicaba unas dos horas de utilización del compresor. A continuación se debía dejar tiempo para el enfriamiento del aire hasta la temperatura de ensayo. En la práctica eso se tradujo en la realización de 2 baterías de ensayos por jornada.
- Calibrado de la presión de salida del aire en el valor que se desea ensayar. Antes de comenzar a medir cada punto de ensayo hay que calibrar la presión de salida del aire que se mide en el depósito tranquilizador de flujo. Se abren las válvulas de cierre, tanto la de la ventosa como la que esta antes de la regulación. A continuación se regula la presión con la reguladora y una vez obtenida la presión deseada se cierra la válvula de cierre (válvula 3 de la figura 3.9).
- Comienzo del ensayo con monitorización de presión y temperatura, tanto en la ventosa como en los depósitos de almacenamiento. Se comienza a registrar, se abre la válvula de cierre y se registra el punto de medida comprobando que todos los parámetros registrados están en los límites de tolerancia que marca la norma. En la práctica resultó que el modificación de la presión de la reguladora se fue realizando sobre la marcha (figura 3.10). Esto generó una agilidad en la realización del ensayo que no afectó a la capacidad del mismo, sino todo lo contrario, hizo aprovechar más la capacidad de aire de los depósitos.

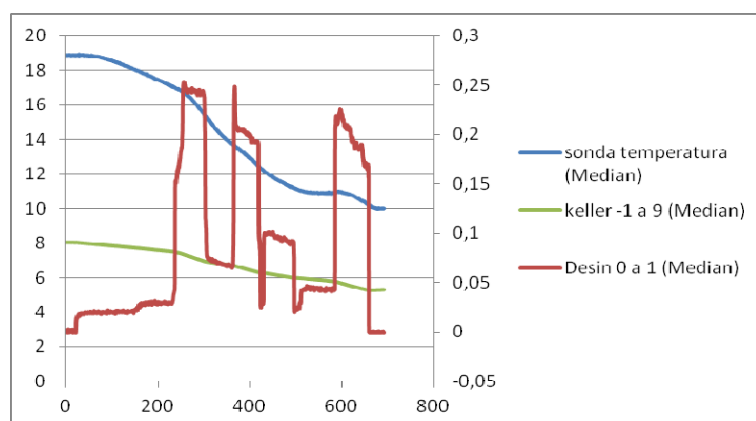


Figura 3.10.- Registro de datos del ensayo ventosa DN50.

- Tratamiento de los datos obtenidos y obtención de la curva característica de la ventosa con delimitación del muy probable cierre dinámico de la ventosa. En la figura 3.11 se pueden ver el resultado de los dos ensayos realizados a una ventosa DN50.

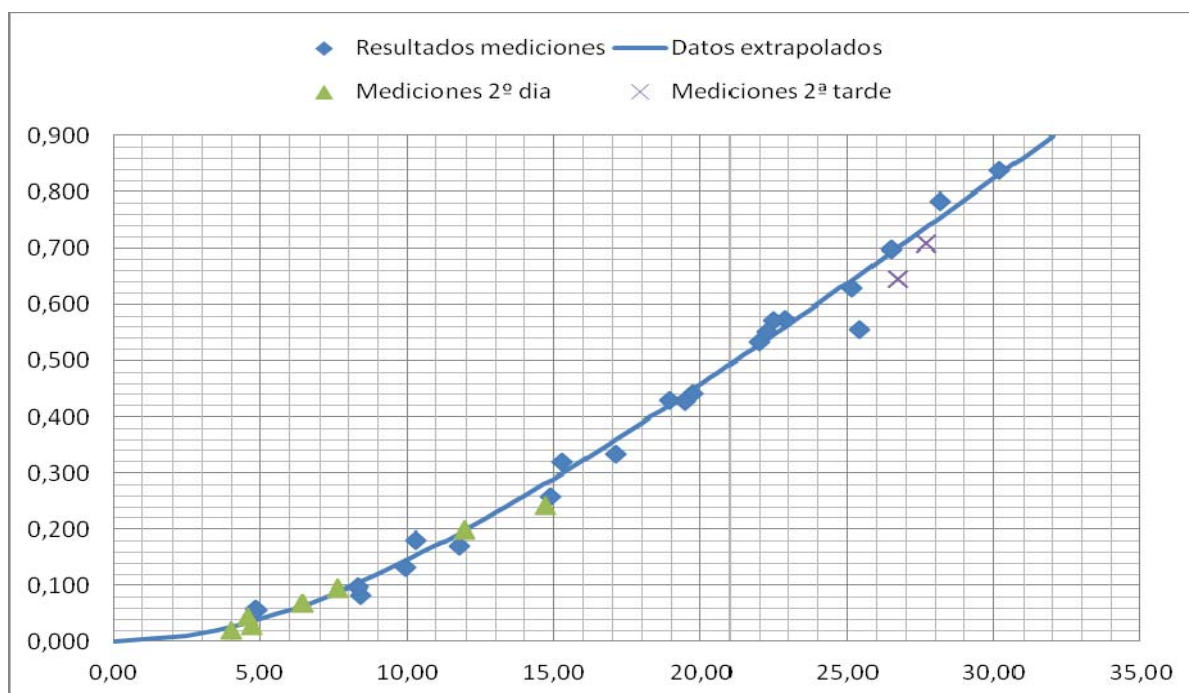


Figura 3.11.- Resultado del ensayo ventosa DN50.

En la figura 3.12 se puede ver la comparativa de la curva característica obtenida en los ensayos con la curva dada por el fabricante.

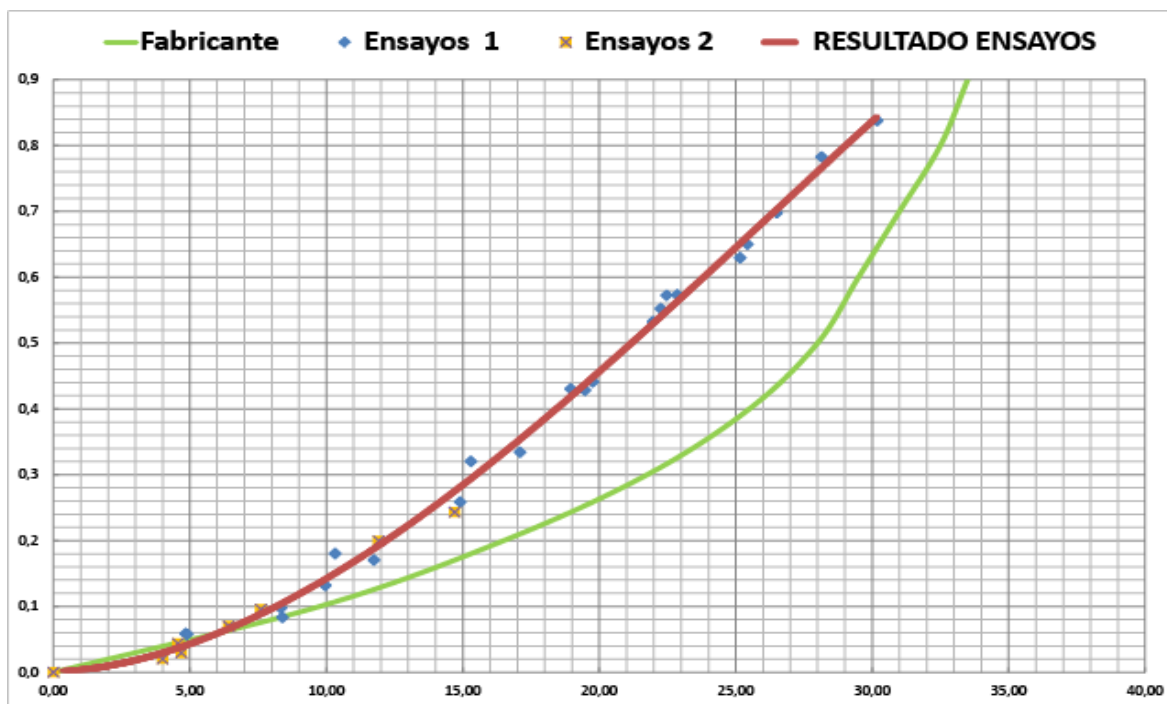


Figura 3.12.- Comparación de resultados con los datos del fabricante.

3.5 Nuevas metodologías. Ensayos con agua.

Una de las propuestas más innovadoras del presente trabajo es la determinación de las características de las ventosas mediante la aplicación de la semejanza hidrodinámica a partir de ensayos realizados con agua.

Para ello se toma como punto de partida los resultados del capítulo anterior en los que se muestra la validez de los análisis considerando el aire como incompresible. Una vez demostrada la validez de la hipótesis de incompresibilidad del aire para el rango de utilización de las ventosas y la facilidad de ensayo de ventosas con agua en comparación con la complejidad del ensayo de estos elementos con aire, el paso siguiente es demostrar la semejanza hidrodinámica entre ambos fluidos.

3.5.1 Semejanza hidrodinámica en el ensayo de ventosas.

Para justificar la semejanza hidrodinámica en los ensayos con ventosas se parte de la hipótesis de incompresibilidad del flujo. Bajo estas hipótesis la diferencia de presiones entre la entrada y la salida del elemento ensayado puede expresarse con la ecuación clásica

$$h_m = k \frac{v^2}{2g} \quad [3.1]$$

donde k es el coeficiente de pérdidas adimensional del elemento, h_m la diferencia de presiones entre la entrada y la salida expresada en metros de columna de fluido y v una velocidad característica del elemento obtenida a partir del caudal Q y de una sección característica de diámetro D mediante la expresión

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad [3.2]$$

Agrupando las expresiones 3.1 y 3.2 se obtiene

$$h_m = \frac{8k}{\pi^2 D^4 g} Q^2 = RQ^2 \quad [3.3]$$

donde R es la resistencia del elemento que puede determinarse de forma directa a partir de la medición de la diferencia de presiones h_m y del caudal Q que circula por el interior del elemento ensayado, en este caso la ventosa. Una vez realizados los ensayos y determinada la resistencia R del elemento se establece como diámetro de referencia D para las velocidades el diámetro nominal de la ventosa $D_{ventosa}$, lo que permite obtener el coeficiente de pérdidas adimensional característico de la ventosa, que denominaremos k_{agua} . Dicho coeficiente se obtiene de la expresión

$$R = \frac{8k}{\pi^2 D^4 g} \rightarrow k_{agua} = \frac{\pi^2 D_{ventosa}^4 g}{8} R \quad [3.4]$$

La aplicación de la semejanza hidrodinámica se basa en admitir que el coeficiente de pérdidas adimensionales de la ventosa con agua k_{agua} es el mismo que con aire k_{aire} . Así pues para obtener la curva característica de la ventosa cuando circule aire por su interior tan solo será necesario aplicar de nuevo la expresión 3.1 con un valor

$$k = k_{agua} = k_{ventosa} = k_0 \quad [3.5]$$

A fin de obtener una expresión de la curva característica de una ventosa de forma similar a las expuestas en el capítulo 2 se expresa la pérdida en el elemento ensayado como diferencia de presiones en lugar de cómo diferencia de alturas de presión.

$$h_m = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad [3.6]$$

donde ΔP es la diferencia de presiones entre la entrada y la salida y ρ es la densidad media considerada del fluido que se obtiene a partir de una presión de referencia P^* mediante la consideración del aire como un gas ideal y de la aplicación de la ecuación característica de los gases perfectos.

$$P^* = \rho R_g T \quad \rightarrow \quad \rho = \frac{P^*}{R_g T} \quad [3.7]$$

En la expresión anterior R_g es la constante característica del aire y T la temperatura de trabajo.

Por otra parte, es frecuente en la caracterización de ventosas representar no el caudal volumétrico sino el caudal másico. Por ello hay que establecer la relación entre ellos mediante la expresión

$$Q = \frac{G}{\rho} \quad \rightarrow \quad G = \rho \cdot Q \quad [3.8]$$

En definitiva, sustituyendo las ecuaciones 3.2 a 3.8 en la ecuación 3.1

$$G = \sqrt{\frac{\pi^2 D_{ventosa}^4 g}{8k_0 R_g T}} \cdot \sqrt{P^*} \cdot \sqrt{\Delta P} \quad [3.9]$$

La expresión anterior es la ecuación característica prevista de una ventosa a partir de su diámetro y del valor del parámetro k_0 obtenido mediante el ensayo de la misma con agua. En dicha expresión es necesario fijar una presión de referencia P^* ya que es necesario considerar la densidad del aire constante a una determinada presión. Esta presión conceptualmente se ha considerado como la presión aguas arriba de la corriente de aire, si bien puede ser diferente en función de si se trata de un proceso de admisión o expulsión. En

el caso de un proceso de admisión de aire esta presión de referencia es la presión atmosférica, mientras que en caso de un proceso de expulsión de aire es la presión en el interior de la tubería.

3.5.2 Verificación experimental de la semejanza hidrodinámica.

Una vez planteada como alternativa de ensayo de las ventosas la utilización de aire es necesario validar experimentalmente la validez de esta técnica. Se trata de comparar los resultados obtenidos con los que se obtienen con agua para de esa forma hallar la equivalencia entre ambos. Una vez obtenida esta equivalencia se podrían extrapolar los resultados obtenidos con agua hacia su validación como resultados en aire. Esta técnica simplificaría en gran manera la obtención de datos en ventosas de tamaño grande, datos que con anterioridad se ha demostrado la dificultad que conlleva obtener con ensayos con agua. La confirmación de todo ello supondría un avance definitivo en el ensayo de ventosas de cualquier tamaño en laboratorio.

Con este fin se ha desarrollado en el laboratorio un primer prototipo para poder realizar el ensayo de ventosas de 2", tanto en admisión como en expulsión. Las figuras 3.10 y 3.11 recogen los detalles de este prototipo. Como base para ello se han utilizado los elementos habituales en cualquier ensayo de caracterización de elementos hidráulicos.

Tal como muestran las figuras 3.10 y 3.11 el prototipo en si se puede asemejar mucho a la alternativa 1 de la figura 3.5. En ella el fluido entra por la parte superior de cámara en la que está la ventosa instalada y sale a través de la ventosa. Puede utilizarse en un sentido o en el contrario, en cuyo caso, el fluido entra en la cámara a través de la ventosa y sale por la apertura superior de la cámara.

Como consecuencia de tratarse de agua deben realizarse unas mínimas modificaciones en la ventosa. Esto inhabilitaría el ensayo según la norma. Asimismo el ensayo con agua tampoco está permitido, pero como toda innovación será luego transpuesto a la norma. A continuación se describen algunas de las adaptaciones que se deben realizar tanto en la ventosa como en la instalación para poder efectuar el ensayo con agua:



Figura 3.13.- Instalación de ensayo con agua.

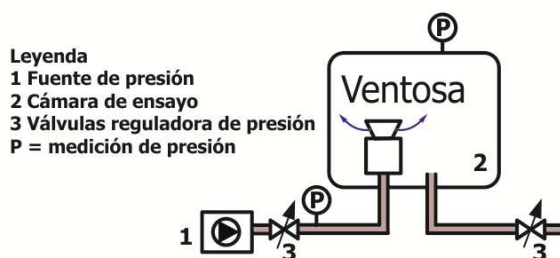


Figura 3.14.- Esquema de la instalación de ensayo con agua.

- Bloqueo del flotador.** Al tratarse de ensayos con agua lo primero que hay que conseguir es que el elemento de cierre (flotador) no sea arrastrado por el agua y se quede bloqueado en la posición de apertura total. En cada caso se debe de estudiar el método más eficaz para conseguirlo. Dependiendo del tipo de ventosa puede ser muy diferente, pero siempre se debe conseguir la inmovilización y además procurar que no se modifiquen las características de la ventosa. Esto podría modificar las pérdidas de carga que se generan y desvirtuar el valor de las medidas. En el caso de la ventosa que se ensayó este bloqueo se consiguió mediante un tornillo enroscado a través de la tapa de salida del flujo que aprisionaba la boya contra su apoyo inferior

sin llegar a deformarla. Este tornillo dada su posición y su tamaño no introdujo prácticamente pérdidas de carga en el ensayo de la ventosa.

- **Diseño de la cámara de ensayo.** La ventosa se encuentra dentro de una cámara de tal forma que el agua envuelve a la ventosa tanto en la operación de admisión como de expulsión. Esta cámara debe ser de tal tamaño que el flujo cuando sale de la ventosa o entre en ella no ocasione turbulencias de flujo que generen pérdidas de carga considerables en esta cámara. Para ello el tamaño de la cámara debe ser lo suficientemente grande para que no afecte al flujo. La salida de agua de la cámara se realiza por la parte superior de la misma para evitar bolsas de aire atrapado en el interior de la cámara. Es conveniente, como es el caso, que la cámara sea transparente o por lo menos tenga ventanas de visualización. Con ello se consigue ver tanto el aire en tránsito como el recorrido de posibles trazadores inyectados en el flujo.
- **Regulación de presión.** Tanto la conexión de entrada a la ventosa, como la salida de agua de la cámara al exterior son controlados con válvulas con lo que se consigue, tanto poder regular el caudal que pasa a través de la ventosa, como que la presión tanto en la cámara como en la ventosa estén en rangos de presión manométrica positiva. Para ello se regula la válvula de la salida de la cámara con lo que se consigue que haya presión manométrica positiva a la salida, pero en presiones manométricas positivas pequeñas.
- **Regulación de caudal.** El caudal se regula en dos fases, por una parte se dispone de un variador de frecuencia en la estación de bombeo lo que consigue adaptar la curva de alimentación a los requisitos del ensayo. El ajuste fino para la obtención de los puntos de ensayo se realiza abriendo y cerrando las válvulas reguladores que se encuentran aguas debajo de la cámara de ensayo.
- **La medición de caudal.** La medición de caudal de volumétrico de agua es muchísimo más sencilla y asequible que la medición de caudal másico de aire. Partiendo de esa premisa, en este caso la medición se realizó por medio de caudalímetros electromagnéticos instalados en batería para poder utilizar en cada caso el del rango de medidas adecuado al caudal circulante y desconectar los demás. La precisión de todos ellos es del 0,5% del caudal medido, si es utilizado en el rango de velocidades adecuado según tablas. Con ello se consigue una precisión de la medida del caudal

varias veces superior a la obtenida en la medición del caudal másico en el ensayo realizado con aire mejorando la exactitud de los datos obtenidos.

- **La medición de presión.** La medición de presión se ha realizado mediante transductores de presión de alta precisión (0.5%) y de rango de medida adaptado a las presiones que vamos a regular en el ensayo (entre 1 y 1,5 BAR). Se han utilizado transductores de gama alta con baja producción de ruido en las mediciones, lo que da como resultado tener más fiabilidad y precisión en las medidas. Al realizarse en agua (fluido prácticamente no compresible) el intervalo de presiones puede ser mayor aunque no ha sido el caso en estas tandas de ensayo.



Figura 3.15.- Detalle de instalación de medidores de presión.

El protocolo del ensayo es el habitual en cualquier ensayo de pérdidas de carga en elementos generando como resultado la curva de pérdidas en la ventosa como se puede observar en la figura 3.13. Esta curva es el punto de partida de los estudios de semejanzas con las curvas obtenidas con aire sobre la misma ventosa.

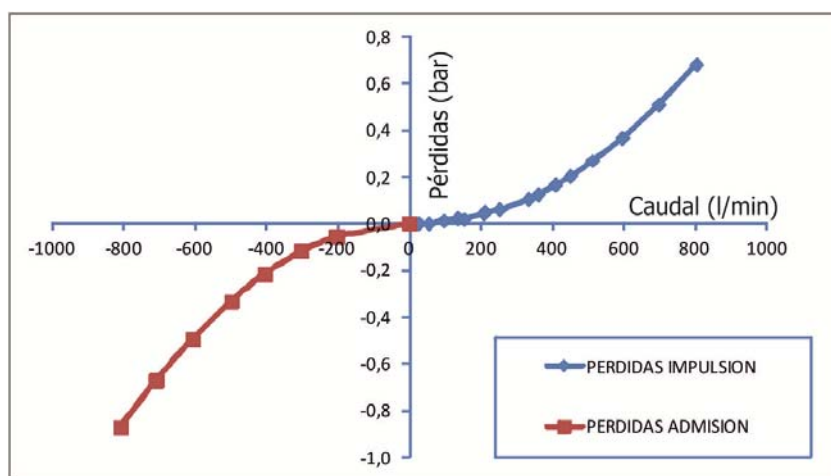


Figura 3.16.- Gráfica de pérdidas en la ventosa durante el ensayo con agua.

Otra utilización de estos ensayos, como se comprobaba en el capítulo 5, es la de utilizarlos para calibrar modelos CFD de la ventosa. Al poder comparar los resultados de estos ensayos con agua con los resultados obtenidos mediante técnicas CFD se consolidan como una alternativa asequible de calibrar modelos CFD.

En la figura 3.14 se muestran los resultados de validación de la aplicación de la semejanza hidrodinámica. Para ello se recogen tanto los datos del ensayo con aire como el obtenido de la aplicación de la semejanza a partir de un ensayo con agua.

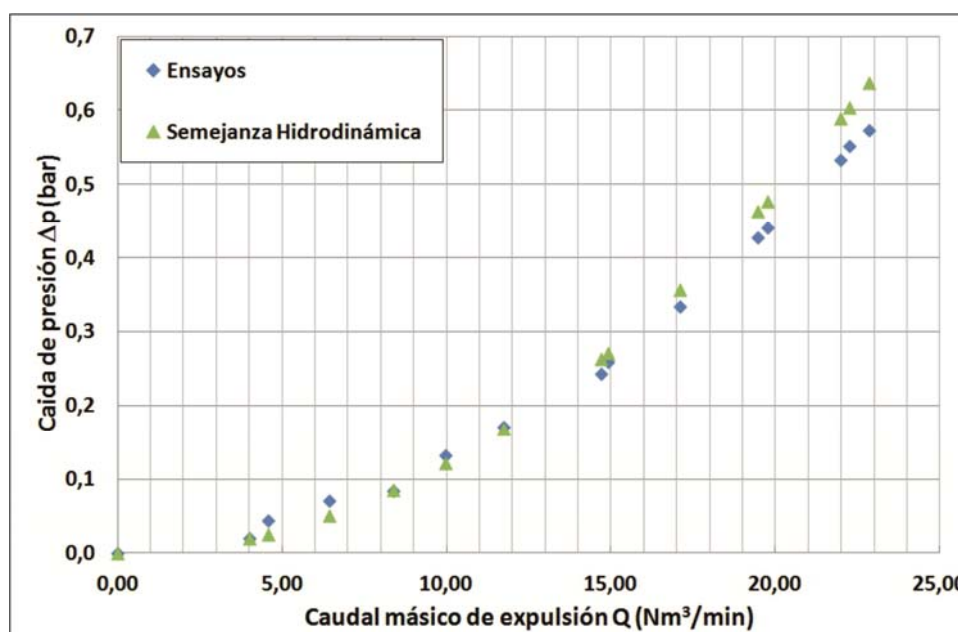


Figura 3.17.- Ensayo de una ventosa DN 50 mm y validación de su semejanza hidrodinámica.

3.6 Conclusiones

En este capítulo se ha estudiado la normativa a aplicar en el ensayo físico de ventosas, así como los posibles métodos para su realización. También se ha tratado una más que factible alternativa que posiblemente facilitaría el ensayo de las ventosas.

Los resultados obtenidos muestran que la semejanza hidrodinámica parece ser una alternativa válida para la caracterización de ventosas. No obstante, a fin de ajustar más aún los resultados se plantea el análisis de este tipo de elementos mediante técnicas computacionales de mecánica de fluidos. Dichos análisis se abordan en los capítulos siguientes.

4. Introducción a las técnicas CFD

4.1 Las técnicas CFD

En la actualidad en muchos campos es imposible recurrir a soluciones analíticas debido a la tremenda complejidad de los sistemas que estudia la dinámica de fluidos, por lo que se recurre a soluciones numéricas que pueden ser computadas por ordenador. Surge así una rama de la dinámica de fluidos denominada dinámica de fluidos computacional.

La dinámica de fluidos computacional ha sido definida de muy diversas maneras, desde alguna tan general como “... *la disciplina que utiliza los ordenadores para modelizar numéricamente todos los flujos de interés en ingeniería ...*”, a otras más concretas como “... *es la ciencia que permite determinar una solución numérica para las ecuaciones que rigen un campo de fluido y transportar esa solución a lo largo del espacio o el tiempo para obtener una descripción numérica completa del campo del fluido de interés*”.

La teoría de la Mecánica de Fluidos Computacional se ha aplicado en los denominados códigos CFD, siendo éste el término genérico que describe la solución de las ecuaciones fundamentales del campo de fluido (ecuaciones de Navier-Stokes) acoplado con otras ecuaciones por métodos numéricos.

Una vez planteadas y promediadas las ecuaciones, y tras fijar las condiciones de contorno, deben resolverse numéricamente. Actualmente está generalizado el uso de varias corrientes de técnicas de resolución numérica (diferencias finitas y volúmenes finitos) cuyas diferencias estriban fundamentalmente en la forma de aproximar las variables de flujo y en el proceso de discretización empleado. A grandes rasgos, puede afirmarse que el Método de Volúmenes Finitos (en adelante MVF) fue originalmente desarrollado como una formulación especial de las Diferencias Finitas. La formulación del MVF se realiza a partir de las ecuaciones de conservación en su forma integral, mientras que los métodos de diferencias finitas se basan en las ecuaciones diferenciales. La aplicación del MVF a códigos CFD está

ampliamente extendida y aceptada, sobre todo en el ámbito del desarrollo de códigos comerciales.

La aplicación de los CFD requiere la utilización de programas específicos para cuya aplicación es necesario seguir una serie de etapas generales a todos ellos que se desarrollarán más adelante. Estas etapas se pueden concretar en:

- 1.- Establecimiento de las hipótesis y datos de partida.
- 2.- Desarrollo de la geometría de estudio y simplificación de la realidad.
- 3.- Introducción de las propiedades físicas necesarias.
- 4.- Generación de la malla para discretizar las superficies y los volúmenes.
- 5.- Discretización de las ecuaciones que describen los fenómenos físicos y químicos a modelizar (campo del fluido, combustión, radiación...).
- 6.- Obtención, tratamiento y validación de los resultados.

Por tanto, los CFD trabajan dividiendo el dominio de interés en una serie de pequeños volúmenes discretos usando una malla. Las propiedades físicas del fluido, tales como temperatura o velocidad, son calculadas en cada uno de estos volúmenes como solución de las ecuaciones fundamentales.

4.2 Aplicaciones de los CFD

Las ecuaciones que describen el movimiento de un fluido se basan fundamentalmente en las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento.

Estas ecuaciones junto con la ecuación de la conservación de la energía forman un sistema de ecuaciones diferenciales parciales no lineal. Para la mayoría de problemas complejos de la ingeniería no es posible resolver estos sistemas de ecuaciones de forma analítica.

Es en este momento cuando la aplicación de métodos computacionales adquiere importancia, ya que estos posibilitan la obtención de una solución aproximada a estos sistemas de ecuaciones para la mayoría de problemas complejos.

Los CFDs pueden emplearse en una gran variedad de aplicaciones. A continuación se presentan unos cuantos usos posibles que permiten hacerse una idea de su utilidad dentro del campo de la investigación y la ingeniería.

4.2.1 Utilización de CFD en la aerodinámica

El análisis aerodinámico de automóviles se ha venido haciendo en túneles de viento, sin embargo, los elevados costes de las instalaciones y la dificultad en la adquisición de datos hace que en muchos casos su utilización sea prohibitiva. Debido a esto el campo de la aerodinámica se ha unido al uso de programas de simulación basado en métodos de elementos finitos.

La aplicación de los CFD en el campo de la aerodinámica y en concreto en el diseño de automóviles puede abarcar desde el diseño de los sistemas de refrigeración, diseño de mecanizado y guías de hojas, codos de tuberías, ensamblajes y mecanismos, condiciones externas aerodinámicas y por tanto el diseño de su forma exterior, pasando por los filtros de aceite, motores de competición o confort de los pasajeros. En el mundo de la alta competición desde hace un tiempo y cada vez más, queda patente las ventajas de la utilización de programas computacionales que optimicen sus sistemas y aporten la máxima eficacia al conjunto de éstos.

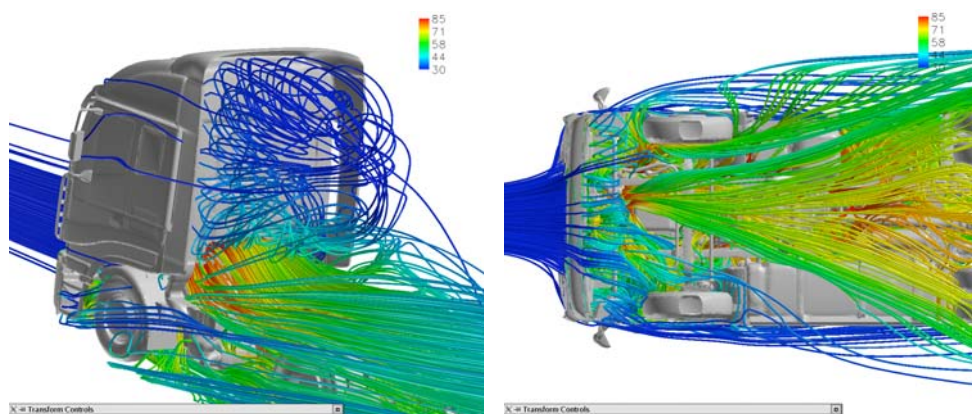


Figura 4.1.- Imagen de perfil de líneas de corriente en un CFD.

4.2.2 Los CFD en el campo aeroespacial

Las herramientas de CFD se utilizan en la actualidad para aumentar los ensayos y pruebas a realizar a prototipos, aplicándoles mejoras en el diseño imposibles de obtener de otra manera. Debido a estas técnicas se pueden modelar las condiciones de vuelo reales o los efectos del número de Reynolds. La obtención de datos de campo cerca del flujo de

vehículos de prueba es extremadamente difícil, si bien estos datos son inherentes a la solución de CFD.

Por citar algunos ejemplos, el flujo de rotor de un helicóptero en vuelo presenta múltiples complicaciones que no pueden tenerse en cuenta con herramientas tradicionales para la predicción del flujo, entre ellos varios fenómenos de flujo incluyendo turbulencia, laminado de vórtices. Su modelización computacional ayuda a comprender y predecir mejor todos estos fenómenos.

Por otro lado, efectos de la radiación en el espacio exterior o incluso en altitudes más altas de la atmósfera de la tierra pueden degradar los semiconductores microelectrónicos y los dispositivos y circuitos fotónicos. La utilización de CFD permite una mejor comprensión de la respuesta de los dispositivos electrónicos a efectos de la radiación y el desarrollo de nuevos endurecimientos contra la radiación.

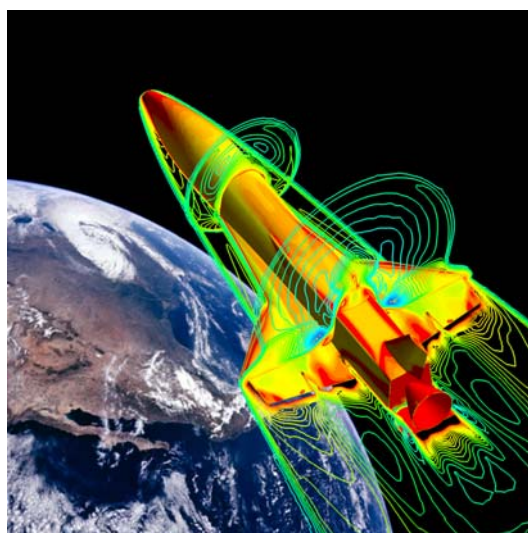


Figura 4.2.- Disipación de temperatura en un trasbordador.

4.2.3 Los CFD en la industria química

La utilidad de estas herramientas en la industria química presenta numerosas aplicaciones como pueden ser control de emisiones y modelización de flujos contaminantes, diseño de mecanismos de filtrado, estudio de transmisión de calor entre elementos, diseño de válvulas y tuberías más eficaces, optimización en los mecanismos de reactores químicos, etc. Un estudio tradicional de todos estos elementos conllevaría un gasto y complejidad en materiales y ensayos de campo mucho mayor.

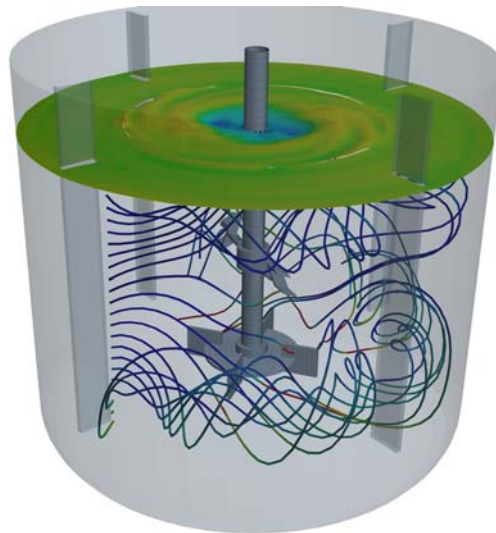


Figura 4.3.- Imagen de perfil de líneas de corriente en el interior de un agitador.

4.2.4 Los CFD en el campo de la biotecnología y biomedicina

El uso de CFD en el campo de la biotecnología y medicina experimenta un rápido crecimiento, y su uso se pone de manifiesto en estudios de sistemas respiratorios y circulatorios a través de vasos capilares, arterias, venas., entre muchos otros como estudios de flujos tóxicos, esterilización de equipamiento, estudios de venas, capilares y válvulas o flujo sanguíneo. Un ejemplo de ello es el estudio de la distribución de las gotas en un inhalador.

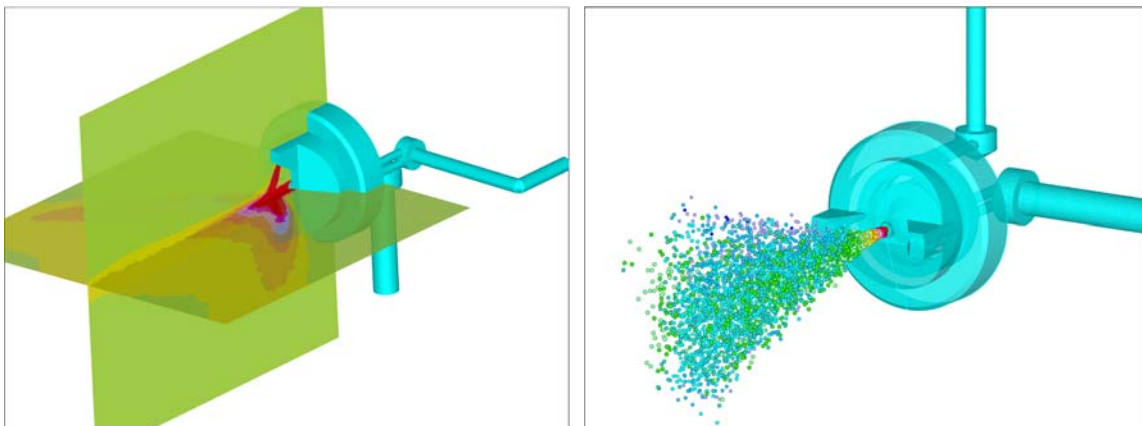


Figura 4.4.- Distribución de las gotas en un inhalador.

4.2.5. Ventajas de los CFD

Queda de manifiesto que se trata de una herramienta en auge y que puede ayudar a la modelización y comprensión de múltiples sistemas en diferentes disciplinas, usos que pueden abarcar desde el estudio ambiental en edificios tanto externo, como es el caso del viento, como interno diseñando sistemas más eficaces de ventilación o climatización,

utilidad en el campo de la seguridad, ya que facilita la investigación de los efectos del fuego y el humo, en túneles por ejemplo, y puede ser una herramienta que ayude a la obtención de sistemas de extinción de incendios o evacuación de humos más eficaces. El uso de la dinámica computacional posee un gran campo abierto en la industria del motor que abarca desde la modelización de la combustión hasta la aerodinámica de los vehículos, la ingeniería eléctrica y electrónica también se apoya en estas técnicas para poder estudiar la refrigeración de circuitos incluyendo los microcircuitos, extremadamente difíciles de monitorizar, y por supuesto en el campo de la ingeniería medioambiental ya que permite conocer la distribución de contaminantes y efluentes, su dispersión, su concentración y por tanto su grado de toxicidad, todo esto para poder buscar soluciones en este campo.

Su aplicación en tan diversos campos viene favorecida por las principales ventajas que presentan los modelos CFD que actualmente poseen una fiabilidad comprobada que permite su utilización:

- Su uso permite un notable ahorro debido a la reducción del número de ensayos necesarios. Permite introducir pequeñas variaciones y cambios en el diseño de los elementos y estudiar sus consecuencias sin necesidad de realizar cada cambio en los modelos de ensayo.
- Permite introducir condiciones de funcionamiento que de forma experimental son difíciles de verificar. Se pueden someter los modelos a condiciones extremas, tanto de temperatura, como de velocidades de aire o de presiones. El inconveniente de esto es que no se podrá comprobar experimentalmente, por lo que el modelo CFD debe estar bien calibrado de antemano.
- Se puede lograr un nivel de detalle que con ensayos experimentales supondrían un coste excesivo, ya que en este tipo de ensayos cuantos más puntos de medida se desean realizar, más aumenta el coste económico y temporal de éste. Por esto estas técnicas permiten obtener un grado de detalle mayor, ya que se puede generar gran cantidad de información y supuestos sin coste adicional.

Sin embargo, el uso de CFD también presentan una serie de inconvenientes que no pueden obviarse, la veracidad de los resultados obtenidos depende en gran medida de la

simplificación del modelo real que se haya realizado y de las condiciones y supuestos que se hayan adoptado, simplificaciones de los sistemas físicos reales y el modelo de turbulencia elegido, que puede distar en algunos casos de la realidad, por esto es necesario realizar verificaciones de los resultados obtenidos con modelos reales ensayados, para poder asumir que el modelo computacional es una aproximación de la realidad. Así mismo el software que se requiere para el uso de estas técnicas necesita de procesadores de gran capacidad y personal que sepa manejarlos según aumenta el grado de dificultad o de detalle del modelo estudiado.

4.3 Conceptos básicos. Terminología

A la hora de definir un modelo CFD hay una serie de conceptos que es necesario introducir:

- **Región.** Es cada uno de los volúmenes de control que tenemos definidos en el modelo CFD y sobre los que se podrá aplicar las características y procesos de mallado y calculo. Estas regiones podrán ser de dos o tres dimensiones dependiendo el tipo de modelo a desarrollar.

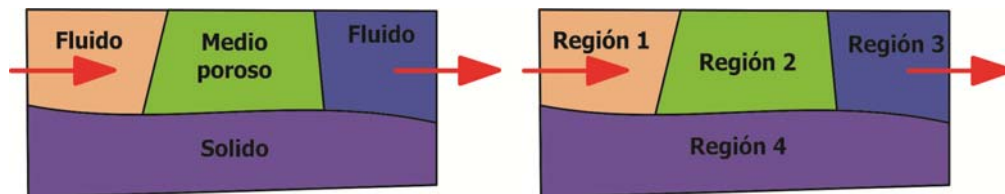


Figura 4.5.- Diferentes zonas contempladas en el modelo y su transformación en regiones.

- **Frontera o condiciones de contorno.** Como su nombre indica es la cara o vértice (dependiendo de si la región es de 2 o 3 D) exteriores de la región y se le darán características especiales dependiendo el tipo de frontera que sea.
- **Interface.** Fronteras internas entre regiones en las que se puede transferir masa y energía o solo energía.

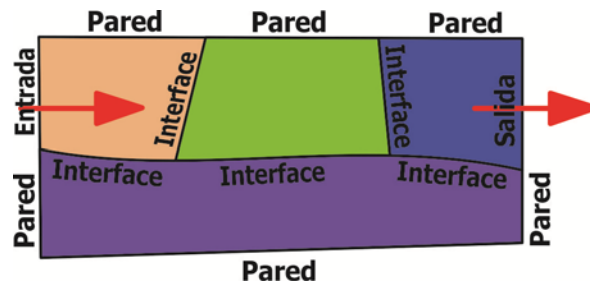


Figura 4.6.- Disposición de las fronteras e interfaces en el modelo.

- **Continuo.** Condiciones aplicadas a cada volumen de control. Se dividen en dos tipos atendiendo a sus características:
 - **Condiciones Físicas.** Conjunto de modelos físicos a aplicar al volumen de control.
 - **Condiciones de mallado.** Conjunto de características de mallado aplicadas al volumen de control.

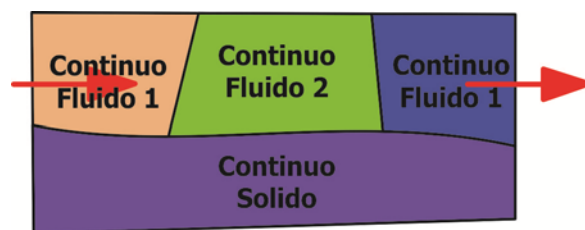


Figura 4.7.- Diferentes conjuntos de características (continuos).

4.4 Fases en el desarrollo de un modelo CFD

La estrategia que utilizan los CFDs es convertir un dominio continuo del problema como el de las figuras 4.5, 4.6 y 4.7 en un dominio discreto usando una malla. En el dominio discreto cada variable se define sólo en los puntos de la malla. Por ejemplo, la presión en el dominio continuo de una sola dimensión que se muestra en la figura 4.8 siguiente se define como:

$$p = p(x), 0 < x < 1 \quad [4.01]$$

En el dominio discreto, cada variable se define únicamente en los puntos de la malla. De este modo, la figura 4.8 muestra como la presión en el dominio discreto únicamente se define en los N puntos de la malla.

$$p_i = p(x_i), i = 1, 2, 3, 4, \dots, N \quad [4.02]$$

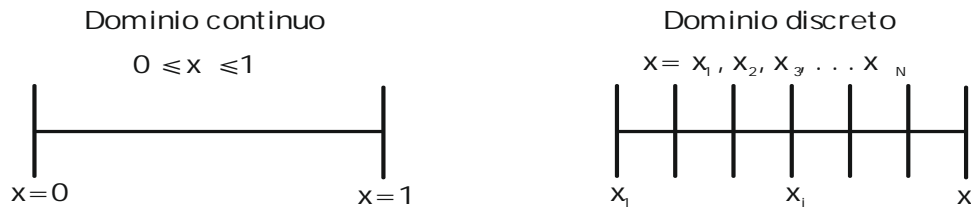


Figura 4.8.- Dominio continuo y discreto.

En una solución CFD, se resuelven las variables deseadas solo en los puntos de la malla. Los valores son determinados por interpolación de los valores en los puntos de la malla.

Las ecuaciones parciales diferenciales y las condiciones de contorno se definen en términos de variables continuas como la presión p , la velocidad V , etc. Se pueden aproximar estas variables a términos en el dominio de variables discretas como p_i , V_i , etc. El dominio discreto se convierte en un sistema de ecuaciones algebraicas de variables discretas. Resolviendo este sistema de ecuaciones mediante un número indefinido de cálculos repetitivos, se llega a encontrar su solución.

Para la resolución de cualquier problema con CFD es necesario seguir una serie de pasos básicos desde el planteamiento del problema a la consecución de una solución. A continuación se especifican y tratan cada uno de estos pasos. En este caso concreto se especifican aquellas características singulares que presente el modelo CFD utilizado; en este caso STAR-CMM+.

4.4.1 Definición de la geometría

Al comienzo del planteamiento del problema es necesario conocer la geometría real del sistema que se quiere estudiar, tener definidas claramente sus partes, sus dimensiones y la importancia de cada una de ellas en el problema que va a ser definido, esto es, si se requiere conocer o modelizar cada subsistema del conjunto para la consecución de los objetivos.

Una vez se conozca la geometría del sistema, se deben adoptar ciertas simplificaciones que faciliten el dibujo y el posterior mallado del sistema. Se debe elegir que partes del sistema son importantes o condicionantes para la solución del problema, ya que un dibujo con un detalle excesivo puede complicar considerablemente e incluso imposibilitar el mallado. Por

esto, antes de iniciar el mallado del sistema se debe estudiar con detenimiento la geometría y en particular las partes que más influyan en el resultado final.

Del mismo modo es necesario antes de comenzar definir en el modelo computacional si se trata de flujo bidimensional o tridimensional. Huelga decir que un análisis tridimensional del problema conlleva una complejidad mayor, así como un tiempo mayor tanto de la definición del problema y sus condiciones (pre-procesado) como del cálculo y análisis de las soluciones obtenidas (post-procesado) por lo que si es posible es conveniente generar un modelo bidimensional. En el caso de que el sistema tenga algún tipo de simetría se analizará inicialmente una de las partes simétricas, no siendo necesario representar el resto.



Figura 4.9.- generación de geometría.

4.4.2 Condiciones físicas aplicadas al volumen de control.

La sección de condiciones aplicables (Continuo en STAR-CCM⁺) del programa se divide en conjuntos de modelos de mallado y conjuntos de modelos físicos.

En cada conjunto físico se seleccionan todos los modelos físicos que van a determinar las propiedades que se van a aplicar al volumen de control o región (de la ventosa en este caso). Se pueden realizar tantos conjuntos como sean necesarios, seleccionándose luego en cada región el conjunto a utilizar. La creación de cada conjunto se realiza mediante una ventana emergente como la que se puede ver en la figura 4.10 que contiene todos los modelos seleccionables en un árbol de objetos.

El programa define el conjunto de modelos como un todo continuo y no espacial de tal manera que ninguna de las partes que lo compone es distinta o distinguible de las partes adyacentes. Esta definición se refleja también en STAR-CCM+, que, lógicamente, interpreta ese conjunto como una colección de modelos que representan las características físicas de la sustancia (líquido o sólido) que se está simulando.

De acuerdo con la característica no espacial, los conjuntos físicos pueden ser definidos de forma independiente de la malla e independientemente de las regiones existentes en la ventosa. Los modelos físicos habilitados en este tipo de análisis son:

- Flujo de análisis tridimensional o bidimensional.
- Definición de los materiales objeto del análisis. Sólido, líquido o gas.
- Establecimiento de la variación temporal del análisis, estacionario en el tiempo o transitorio.
- El tipo de modelo de turbulencia aplicado en el caso de flujo turbulento.
- Las características térmicas del fluido y de los contornos en el caso de requerir incluir la ecuación de la energía y los efectos térmicos en el análisis.
- Qué más parámetros son definidos, etc. Estas y otras características específicas de análisis son las mostradas en la figura 4.10.

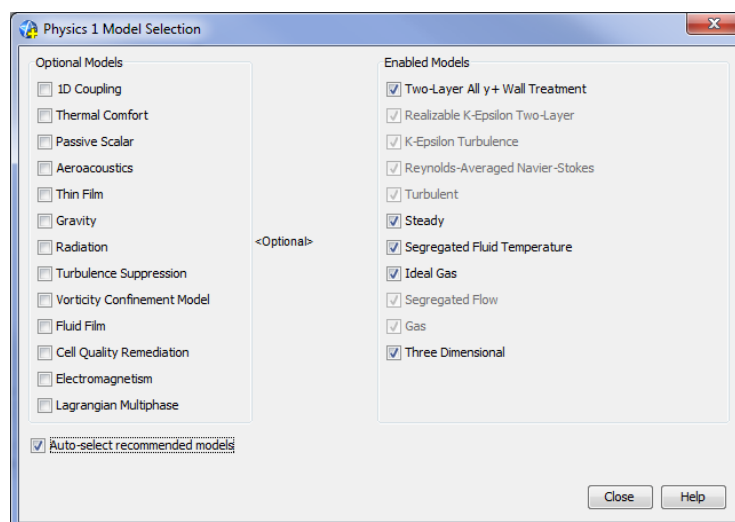


Figura 4.10.- Detalle de menú propiedades del fluido.

Algunos modelos, cuando se activan en un conjunto físico, requieren que otros modelos deban ser habilitados en ese conjunto y los activan a su vez. Por ejemplo, una vez que un conjunto físico contiene un líquido o un gas, es necesario un modelo de flujo. Una vez desarrollado un modelo de flujo se requiere un modelo viscoso (no viscoso, laminar o turbulento). Una vez que la turbulencia está habilitada dentro de un fluido, debe de seleccionarse el correspondiente modelo de turbulencia.

Puede crearse muchos conjuntos físicos en una misma simulación, cada uno con su propio nombre, modelos y propiedades. Cada región debe estar asociada con un conjunto físico, y por el contrario cada conjunto físico puede estar asociado con una o más regiones. En el caso de la ventosa solo se generaba un conjunto físico por haber importado solo la parte fluida de la ventosa. En caso de importar también las partes sólidas de la ventosa (flotador y paredes de la ventosa) se deberán crear tantos conjuntos físicos como materiales estén incluidos, dando a cada uno sus características físicas (material, densidad, etc.).

Además de los modelos que comprenden el conjunto físico, en el conjunto también se incluye:

- Las condiciones iniciales a aplicar en todo el conjunto.
- Los valores de referencia dentro del conjunto.

Las características fundamentales que deben especificarse del fluido son viscosidad, densidad y propiedades de tipo térmico. Para un análisis del flujo en el interior de la ventosa se admite constante la viscosidad del aire, mientras que la densidad se admite que varía admitiéndose un comportamiento del aire como si se tratase de un gas perfecto.

Cuando se aborda el problema de análisis mediante dinámica de fluidos computacional, uno de los aspectos básicos que es necesario establecer es el modelo de turbulencia a emplear.

La turbulencia puede definirse de una forma sencilla como un fenómeno de inestabilidad intrínseca del flujo que origina que el fluido se comporte de una forma en apariencia caótica o errática. Este fenómeno se presenta en la inmensa mayoría de los flujos relacionados con la admisión expulsión de aire en la ventosa. Los vórtices característicos del flujo turbulento adoptan diversos tamaños, y se forman y deshacen de forma continua.

La aplicación de estas leyes permite obtener las denominadas ecuaciones de Navier-Stokes, que de forma simplificada y para flujo compresible, como es el aire en el interior de una ventosa son.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad [4.03]$$

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \rho \cdot (\vec{V} \cdot \nabla) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad [4.04]$$

donde ρ es la densidad del fluido, V es el campo de velocidades, p es el campo de presiones, g son las fuerzas por unidad de volumen a las que se ve sometido el fluido, y τ_{ij} es el tensor de tensiones.

Para poder recoger cada uno de los vórtices generados por la turbulencia requiere de una discretización tan fina que en la práctica resulta inviable. En este sentido resulta más práctico no calcular el movimiento de todos y cada uno de los vórtices, sino el efecto que estos tienen sobre los valores medios de las variables principales (presión, velocidad, densidad).

Los diferentes modelos utilizados tienen diferentes rangos de complejidad, y van desde el que realiza simples ajustes de la viscosidad hasta los que incluyen complejos sistemas de ecuaciones adicionales para modelar el comportamiento viscoso del fluido. En cualquier caso todos los modelos incluyen parámetros o coeficiente que hay que ajustar mediante la comparación con resultados experimentales, llevándonos a la calibración del modelo.

Los modelos que de forma más habitual se emplean son los modelos de longitud de mezcla, los modelos de esfuerzos cortantes de Reynolds y fundamentalmente los modelos k- ϵ . Estos últimos tienen una aplicabilidad muy alta para flujos de aire o agua en multitud de regímenes turbulentos, al mismo tiempo que hay numerosas variantes de los mismos. Para el desarrollo del análisis computacional de la ventosa se han empleado diferentes modelos k- ϵ , cuya eficiencia se analiza en apartados posteriores.

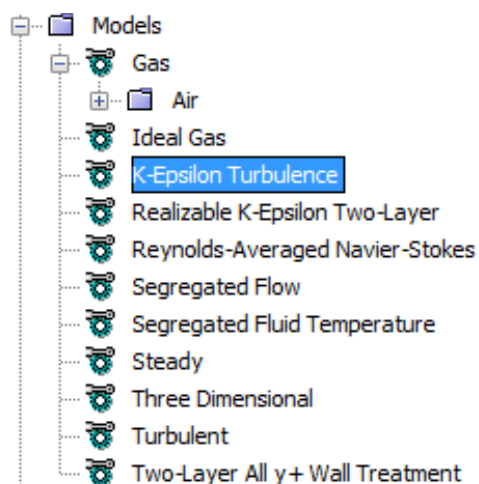


Figura 4.11.- Detalle de modelos de análisis.

4.4.3 Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno controlan el valor de las variables o sus relaciones en las diferentes fronteras del volumen de control analizado. Básicamente consiste en fijar los valores de presión, velocidad y temperatura en cada una de esas fronteras (Boundary) del dominio de control (Región). Son las variables conocidas dentro del problema a resolver y por lo tanto son componentes críticas en la simulación del problema y debes especificarse correctamente. Igualmente deben definirse todos los contornos que influyan de alguna manera en el desarrollo de las ecuaciones, como puede ser si existen ejes de simetría, o paredes y sólidos que modifican el comportamiento del fluido en su proximidad. Las condiciones de contorno básicas pueden ser clasificadas en:

- Entrada de flujo y contorno de salida: presión de entrada, velocidad de entrada, entrada de flujo másico, presión de salida, temperatura de entrada...
- Pared: Pared, simetría, periódica y ejes.
- Celdas interiores: Fluido y sólido.
- Interfaces: radiación, salto poroso, pared e interior.

Del mismo modo que se define el tipo de condición de contorno, deben introducirse valores iniciales a las diferentes variables que se van a calcular, es decir, los valores a partir de los cuales va a comenzar la iteración. Si estos valores son próximos a la solución el proceso de convergencia será más rápido.

4.4.4 Generación de la malla

Este proceso, que pertenece también a la fase de pre-procesado, se centra en la creación de la malla, es decir, las celdas en las cuales se van a subdividir o simplificar el cálculo de cada una de las variables discretizadas.

Uno de los principales conceptos de los CFD es dividir la geometría del fluido en pequeñas unidades básicas de volumen o superficie denominadas celdas, en las que se calcularán las ecuaciones de velocidad, turbulencia, calidad del fluido, concentración de sedimentos, etc. Las celdas se obtienen dividiendo el dominio del fluido en una malla. La composición y la calidad de la malla son de vital importancia en la estabilidad y la convergencia de la solución de las ecuaciones.

Las mallas se pueden clasificar atendiendo a diferentes características: forma, ortogonalidad, estructura, bloques, posición de las variables o movimientos de las celdas. La forma de las mallas en 2D suelen ser triángulos o cuadriláteros. En 3D, las celdas suelen ser tetraedros o hexaedros. La ortogonalidad de las mallas depende del ángulo que forman las líneas en los cruces de las celdas, si se trata de ángulos rectos la malla es ortogonal, si forman ángulos diferentes a noventa grados la malla es no-ortogonal.

Las mallas pueden ser estructuradas o no estructuradas. Normalmente las mallas estructuradas se gastan en métodos de elementos finitos mientras que las no estructuradas se utilizan para métodos de elementos finitos. En un malla estructurada las celdas están formadas por rectángulos o paralelepípedos colocados dentro de la geometría analizada de una manera más o menos ordenada; el mallado no estructurada está formado por tetraedros, lo que permite ajustarse mejor a formas complejas.

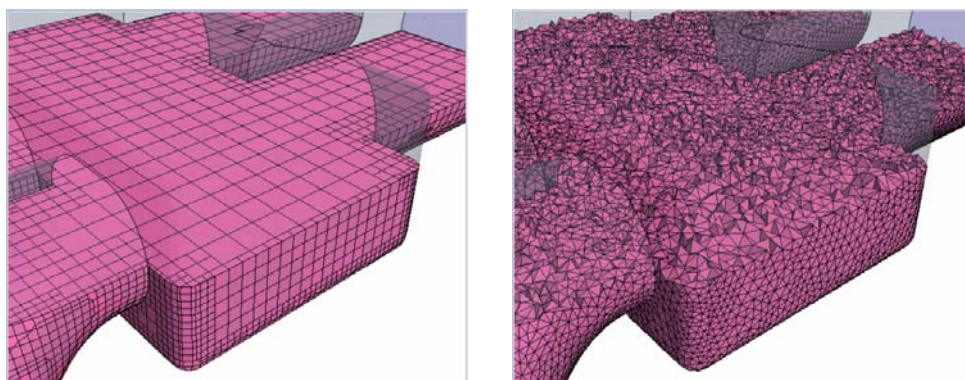


Figura 4.12.- Malla estructurada y no estructurada.

Existen numerosos métodos para la creación de los puntos interiores en las mallas estructuradas. Uno de los métodos más usados es la interpolación transfinita; es un tipo de mallado en el que las coordenadas físicas, tratadas como una función de las coordenadas computacionales, son interpoladas a partir de sus valores en las fronteras del dominio computacional. Dado que los datos son dados como un número no-enumerado de puntos, la interpolación es llamada transfinita. Los métodos de mallas basados en la interpolación son más fáciles y rápidas de implementar que los métodos variacionales continuos y discretos. Sin embargo en la frontera hacia el interior, y aún más para regiones que no sean convexas a menudo dan lugar a mallas dobladas.

Las ventajas del uso de mallas no estructuradas para la modelización de geometrías complejas son evidentes. Los algoritmos para generar mallas en tres dimensiones basadas en tetraedros son numerosos y se encuentran implementados en la mayoría de programas comerciales de CFDs, sin embargo las celdas hexaédricas aportan una convergencia más estable y rápida. En la actualidad los métodos automáticos para obtener este tipo de mallas no han proporcionado buenas soluciones, pero en la mayoría de problemas de la ingeniería hidráulica es posible obtener este tipo de malla de forma manual.

4.4.5 Proceso de cálculo o resolución del modelo.

A la hora de resolver el problema, puede ser de utilidad visualizar los residuos mientras el programa resuelve las ecuaciones de forma iterativa. El residuo es la medida de lo bien que la solución actual cumple las ecuaciones de gobierno discretizadas.

El proceso de cálculo puede finalizar por diferentes razones, o bien porque la solución haya convergido, es decir el valor de los residuos sea inferior al fijado como aceptable, o bien porque se haya realizado un número máximo de iteraciones fijadas por el usuario y que considere necesarias para aceptar el modelo definido como no convergente.

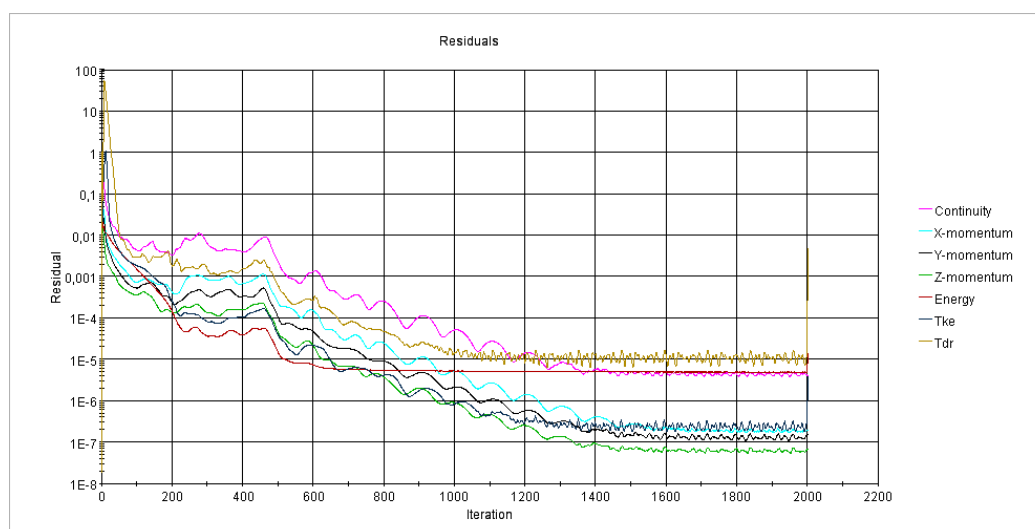


Figura 4.13.- Evoluciones de los residuos calculados en cada una de las iteraciones.

4.4.6 Post-procesado o interpretación de la solución

El post-procesado consiste en la interpretación de la solución obtenida una vez las ecuaciones de gobierno han convergido.

Los programas comerciales cuentan con una gran variedad de herramientas que permiten conocer los valores de las variables buscadas, desde informes a gráficos, animaciones e impresiones de vectores.

Para asegurar una alta calidad en las soluciones proporcionadas por los CFD se debe tener en cuenta cierto grado de incertidumbre de los resultados. Esta incertidumbre se debe tanto a errores en el modelo (incertidumbre en la representación matemática de la realidad física) como a error numérico (incertidumbre en las soluciones numéricas de las ecuaciones matemáticas). Los errores en el modelo son debidos por ejemplo a los inadecuados modelos de turbulencia en el enfoque viscoso o a las condiciones de contorno. Entre las fuentes de errores numéricos podemos señalar: la transformación del sistema de coordenadas, la discretización, el acoplamiento velocidad-presión, la disipación artificial, los procesos iterativos y de mallado no convergentes, aproximaciones geométricas y los redondeos del ordenador.

Una vez el programa de cálculo ha realizado las iteraciones necesarias para la obtención de una solución, es el usuario el que ha decidir si se trata de una solución válida próxima a la

realidad. Como en la mayoría de software utilizado en la ingeniería para facilitar el cálculo de problemas complejos, éste no puede ser tratado como una caja negra en la que se introducen una series de parámetros o datos para obtener unos resultados, sino que hay que estar seguro de que el modelo que se emplea y los parámetros introducidos son correctos.

Es en este punto en el que nos apoyamos en los ensayos realizados con anterioridad que ayudan al usuario a confiar en la bondad de la solución obtenida, para de este modo poder extrapolar las conclusiones extraídas a otro tipo de problemas de similares condiciones.

4.5 Ecuaciones físicas en el análisis de una ventosa.

El Método de Elementos Finitos es uno de los métodos más comunes para resolución de sistemas de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales. Es un método de cálculo de amplia generalidad, lo que quiere decir que puede ser aplicado a transitorios y a estados estacionarios, a problemas lineales y no lineales e incluso a geometría de dimensión arbitraria. En el fondo, éste es un método de transformación de un sistema de ecuaciones en derivadas parciales en un sistema lineal algebraico de ecuaciones.

Respecto a la existencia y unicidad de la solución del problema de Navier-Stokes, ha sido estudiada en una gran cantidad de artículos y publicaciones. Se puede demostrar, que las condiciones de existencia y unicidad de la solución no se cumplen para números elevados del número de Reynolds. Para valores moderados del Re , en experimentos se pueden encontrar soluciones no estacionarias e incluso varias soluciones, cuya aparición depende de las condiciones iniciales que se planteen. Se trataría por tanto de un problema de alta dependencia de las condiciones iniciales.

Por otro lado la problemática que presenta el hecho de que el término convectivo sea mucho mayor que el viscoso es bien conocida en el ámbito de los métodos numéricos.

Este hecho se produce para altos números de Re y provoca que la solución numérica clásica del método de elementos finitos falle y aparezcan oscilaciones en todo el dominio. Estas oscilaciones desaparecen a medida que se disminuye el tamaño de malla, algo que desde el

punto de vista práctico-computacional es costoso debido a su lentitud y gasto enorme de la memoria.

4.6 Estudio de la turbulencia

Si se recuerda que la turbulencia es básicamente tridimensional, se puede señalar que la velocidad instantánea en un punto del espacio debe verse como la resultante de las inducciones del conjunto de remolinos del medio circundante.

Como resultado de la acción del cortante sobre el fluido, una partícula se ve sometida a tres tipos de acciones al pasar de un instante t_1 un instante t_2 : deformación, rotación y, si además la partícula cambia con respecto al espacio, traslación. La deformación y rotación se denominan componente simétrica y asimétrica del movimiento, respectivamente. La deformación total del flujo puede escribirse como

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_{ji}} = S_{ij} + R_{ij} \quad [4.05]$$

en la cual S_{ij} representa el tensor o la componente simétrica del flujo y R_{ij} el tensor o componente rotacional, definidos respectivamente por

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad [4.06]$$

$$R_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad [4.07]$$

El tensor simétrico está asociado directamente a la deformación del elemento del fluido y el asimétrico a la rotación simple ligada al vector remolino.

4.6.1 Acción de la vorticidad

En lo que respecta a las agitaciones turbulentas, y revisando las ecuaciones de Navier-Stokes, se deduce que el movimiento medio aporta energía para mantener el estado turbulento. Este mecanismo, identificado como de producción o transferencia de energía del movimiento fluctuante es sumamente complejo. Las fluctuaciones de velocidad se deben a

la presencia de remolinos en cada instante, y éstos se mueven gracias a su energía cinética la cual varía de acuerdo a su forma; es decir, si sufren un alargamiento o una compresión, ya que se ha demostrado, que la energía cinética de los remolinos es proporcional a su longitud, de tal manera que si un remolino es alargado su longitud aumenta y por tanto también su energía cinética, pero su sección disminuye. Por el contrario, cuando un remolino es comprimido, su sección aumenta pero su energía cinética disminuye. La dirección del alargamiento es dada por la deformación del movimiento medio.

Finalmente, el alargamiento de un remolino en cualquier dirección, después de cierto tiempo, provocará que se alarguen la misma cantidad de remolinos en las tres direcciones, es de esta manera que los remolinos olvidan poco a poco las características de su iniciador y tienden hacia un estado isótropo más o menos universal, sin embargo esta universalidad no es independiente de las condiciones iniciales del problema.

Todos los flujos turbulentos son caracterizados por altos niveles de vorticidad fluctuante. Esta es la característica que distingue la turbulencia de otros movimientos de flujo aleatorio, como las ondas oceánicas u ondas de gravedad atmosféricas.

Los esfuerzos de Reynolds pueden ser asociados con remolinos cuya vorticidad está alineada aproximadamente con la tasa media de la deformación. A continuación se muestra que los términos de turbulencia en las ecuaciones para el flujo medio están asociados con el transporte y alargamiento de la vorticidad. Para obtener la ecuación general de la vorticidad para flujo incomprensible, se aplica el operador rotacional a las ecuaciones de Navier-Stokes, siendo la vorticidad igual a

$$\Omega = \nabla_x U \tag{4.08}$$

$$\nabla_x \frac{dU}{dt} + \nabla_x [(U \cdot \nabla)U] = \nabla_x \left(-\frac{\nabla P}{\rho} \right) + \nabla_x f + \nu \nabla_x \nabla^2 U \tag{4.09}$$

la cual, para este caso en que se supone flujo incomprensible y las fuerzas de cuerpo y los efectos de la rotación de la tierra despreciables, se reduce a la ecuación siguiente,

$$\frac{\partial \Omega_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial \Omega_i}{\partial x_j} = \Omega_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 \Omega_i}{\partial x_j^2} \tag{4.10}$$

Para resolver esta ecuación se puede recurrir a un tratamiento estadístico tal como se procede clásicamente con las ecuaciones de Navier-Stokes, de esta manera la vorticidad instantánea se descompone en una vorticidad media y una fluctuación de vorticidad, de tal forma que

$$\overline{\Omega}_i = \overline{\Omega}_i + \overline{\omega}_i; \quad \overline{\omega}_i = 0 \quad [4.11]$$

Al introducir esta descomposición y aplicar los axiomas de Reynolds, se obtiene una ecuación estadística para la vorticidad:

$$\frac{\partial \overline{\Omega}_i}{\partial t} + \overline{U}_j \frac{\partial \overline{\Omega}_i}{\partial x_j} = \overline{\Omega}_j \overline{S}_{ij} + \nu \frac{\partial^2 \overline{\Omega}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial (\overline{u}_j \overline{\omega}_i)}{\partial x_j} \quad [4.12]$$

La ecuación anterior guarda cierta similitud con la ecuación promediada de Navier-Stokes. En particular, el término de segundo orden que involucra una correlación entre las fluctuaciones de vorticidad y las de velocidad, requiere de un tratamiento especial.

El significado dinámico entre los esfuerzos de Reynolds está asociado principalmente con la interacción de la vorticidad y la velocidad. Si la longitud de escala es aproximadamente constante a través del flujo, la fuerza del alargamiento del vórtice, será despreciable y el gradiente de los esfuerzos de Reynolds puede ser interpretado como transporte de vorticidad. Esto explica porque la teoría del transporte de la vorticidad ha tenido éxito en la descripción de las estelas turbulentas y de los jets; en estos flujos, la longitud de la escala tiende a un valor constante en la dirección transversal del flujo.

En adelante las cantidades turbulentas son evaluadas mediante la relación clásica de las tensiones de Reynolds esquematizadas por analogía a la expresión de esfuerzos moleculares en un flujo laminar

$$-\overline{u}_i \overline{u}_j = \nu_T \left(\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad [4.13]$$

en la que ν_T es el cociente de viscosidad turbulenta equivalente, y se evalúa de la relación

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [4.14]$$

en la que k es la energía cinética de la turbulencia y ε su disipación

4.6.2 Sensibilidad del modelo a los diferentes parámetros de turbulencia

El modelo k - ε empleado en el análisis mediante CFD del flujo de aire en el interior de la ventosa consta de dos ecuaciones cuya resolución permite obtener la velocidad y longitud turbulenta de forma independiente. Los fundamentos de este método tienen su origen en los trabajos desarrollados por Launder y Spalding (1972). Se trata de un método bastante robusto, que no requiere demasiados esfuerzos computacionales y con una precisión razonable para una amplia variedad de flujos en régimen turbulento. Por este motivo, es uno de los modelos de turbulencia más empleados en flujos industriales tanto compresibles como incompresibles.

En el modelo k - ε , la energía cinética turbulenta k , y su ratio de disipación ε se obtienen a partir de las siguientes ecuaciones

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad [4.15]$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad [4.16]$$

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta originada por las variaciones de las componentes de la velocidad media del flujo; G_b representa la generación de energía cinética generada por el empuje de los contornos; Y_M es la contribución de la dilatación pulsátil asociada a la turbulencia compresible; $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ y $C_{3\varepsilon}$ son constantes; σ_k y σ_ε son los números de Prandtl para k y ε respectivamente; y S_k y S_ε representan una variación global en el tiempo respectivamente de los parámetros k y ε que pueden ser definidos de forma independiente del resto de variables.

Por otra parte, la viscosidad turbulenta μ_t se calcula mediante una combinación de k y ε mediante la expresión

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad [4.17]$$

Donde C_μ es una constante.

En el modelo definido, las constantes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k y σ_ε se ajustan a partir de los resultados obtenidos de forma experimental. En este sentido, los valores aportados por Launder y Spalding (1972) se han mostrado muy eficaces para flujos turbulentos con amplios rangos de variación del número de Reynolds tanto con aire como con agua. Dichos valores, que son los que finalmente se han adoptado en el modelo son:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44; \quad C_{2\varepsilon} = 1.92; \quad C_\mu = 0.09; \quad \sigma_k = 1.0; \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad [4.18]$$

Durante el desarrollo del presente trabajo se ha estudiado la influencia que puede tener en los resultados finales el modelo de turbulencia empleado. Para ello se ha considerado el modelo k- ε definido mediante Launder y Spalding y dos variaciones del mismo: el modelo RNG k- ε propuesto por Yakhot y Orszag (1986) y el modelo k- ε completo propuesto por Shih y otros (1995).

El modelo RNG k- ε se obtiene a partir de la aplicación de una técnica estadística rigurosa, de forma que finalmente adopta la misma forma que el modelo k- ε estándar, pero incluyendo las siguientes modificaciones:

- El modelo RNG tiene un término adicional en la ecuación de ε que mejora la precisión del modelo para flujos rápidos con tensiones viscosas de importancia.
- El modelo incluye los efectos de los torbellinos sobre la turbulencia, por lo que resulta mucho más adecuado para flujos con grandes verticidades.
- La teoría RNG recoge una formulación analítica de los números de Prandtl de la turbulencia, mientras que en el modelo k- ε dichos parámetros son constantes.
- Mientras que el modelo k- ε es efectivo para flujos con elevados números de Reynolds, la teoría RNG resulta asimismo válida para flujos turbulentos con bajos números de Reynolds. No obstante, la eficacia del modelo para números de Reynolds bajos depende de un adecuado tratamiento de los efectos de capa límite en las proximidades de los contornos fijos.

Las características expuestas hacen que el modelo RNG k- ε sea más preciso y fiable que el modelo k- ε estándar.

El modelo $k-\epsilon$ completo es un desarrollo relativamente reciente realizado sobre el modelo $k-\epsilon$ estándar, que incluye dos importantes hechos:

- Contiene una nueva formulación de la viscosidad turbulenta.
- Contiene una nueva ecuación de transporte para la disipación energética ϵ , obtenida directamente a partir de la aplicación de la ecuación del transporte a la media cuadrática de la fluctuación de la verticalidad.

El término “completo” significa que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas de las tensiones de Reynolds compatibles con la realidad física de los flujos turbulentos. Ni el modelo $k-\epsilon$ standard ni el modelo RNG $k-\epsilon$ pueden considerarse en este sentido completos.

Asimismo, una de las ventajas adicionales que presenta el modelo $k-\epsilon$ completo es que resulta más preciso a la hora de predecir la propagación de chorros tanto planos como cilíndricos. Asimismo se tienen mejores prestaciones a la hora en flujos que supongan cierta rotacional del fluido y condiciones de contorno en las que se produzcan gradientes de presión adversos o recirculación de fluido.

Tanto el modelo $k-\epsilon$ completo como el modelo RNG $k-\epsilon$ se muestran claramente mejores que el modelo $k-\epsilon$ estándar cuando el flujo incluye importantes curvaturas en las líneas de corriente, o bien aparecen importantes efectos de vorticidad del flujo.

Una de las limitaciones que presenta el modelo $k-\epsilon$ completo es que produce una viscosidades turbulentas ficticias, que no pueden justificarse físicamente en situaciones en las que el espacio de solución contiene zonas en régimen estacionario con importantes esfuerzos rotacionales. Esto es debido a que este modelo incluye los efectos de la rotación principal en la definición de la viscosidad turbulenta.

Los resultados comparativos del estudio de sensibilidad realizado con los diferentes modelos de turbulencia son los que recoge la tabla 4.1. Asimismo se ha estudiado en cada caso el efecto que tiene la consideración de dos factores:

- La disipación energética debida a los esfuerzos viscosos.

- Los efectos que sobre la ecuación característica del ratio de disipación e tiene la consideración de los efectos del empuje del fluido en casos en los que los efectos gravitacionales sean significativos.

| Modelo de turbulencia | Opciones de cálculo | | Resultados análisis CFD | | Discrepancias | |
|------------------------------|----------------------------|-----------------------|--------------------------------|----------------|----------------------------------|----------------------------------|
| | Disipación viscosa | Efectos empuje | G (kg/s) | F (N) | ΔG (%) | ΔF (%) |
| Ensayo | - | - | 0.4640 | - | - | - |
| Modelo k-e estándar | SI | SI | 0.4638 | 9.4179 | 0.04% | 0.00% |
| | NO | SI | 0.4648 | 9.3120 | 0.17% | 1.12% |
| | NO | NO | 0.4647 | 9.0770 | 0.15% | 3.62% |
| | SI | NO | 0.4648 | 9.1756 | 0.17% | 2.57% |
| Modelo RNG k-e | SI | SI | 0.4667 | 10.5240 | 0.58% | 11.74% |
| | NO | SI | 0.4670 | 9.9150 | 0.65% | 5.28% |
| | NO | NO | 0.4672 | 10.1658 | 0.69% | 7.94% |
| | SI | NO | 0.4673 | 10.2999 | 0.71% | 9.37% |
| Modelo k-e completo | SI | SI | 0.4637 | 9.4862 | 0.06% | 0.73% |
| | NO | SI | 0.4635 | 9.6524 | 0.11% | 2.49% |
| | NO | NO | 0.4634 | 9.5779 | 0.13% | 1.70% |
| | SI | NO | 0.4635 | 9.5827 | 0.11% | 1.75% |

Tabla 4.1.- Resultados comparativos de diferentes modelos k-ε de turbulencia.

La validación de los resultados de cada uno de los modelos de turbulencia de la tabla 4.1 se ha realizado sobre dos resultados que pueden obtenerse de los análisis mediante CFD:

- El caudal másico que expulsa la ventosa para unas condiciones dadas de presión a la entrada y salida de la misma. Este caudal permite obtener un punto de la curva característica de la ventosa.
- La fuerza F que el flujo de aire en el interior de la ventosa realiza sobre el flotador de la misma. El conocimiento de esta fuerza es determinante para establecer el momento en el cual se produce el cierre anticipado de la ventosa definido en apartados anteriores.

En la misma tabla se comparan entre sí los resultados de cada modelo de turbulencia. Los valores del caudal másico se comparan con el valor obtenido mediante experimentación para el mismo valor de la presión a la entrada de la ventosa. En el caso de la resultante de las fuerzas sobre el flotador los valores de los diferentes modelos se comparan entre sí, adoptando como referencia el primero de ellos.

4.6.3 Intensidad turbulenta

¿Se define intensidad turbulenta como el parámetro que mide la intensidad del campo turbulento? Se refiere a la velocidad de rotación de los torbellinos y a la energía de un torbellino de tamaño específico. La intensidad se mide por la media cuadrática de una de las componentes de la velocidad. Se expresa generalmente en tanto por ciento.

Una intensidad turbulenta del 1% o menor se considera turbulencia baja, mientras que una intensidad mayor del 10 % se considera alta. Idealmente, este valor debería ser medido por medio de experimentos o ensayos, por ejemplo en la simulación de un ensayo en un túnel de viento, la intensidad turbulenta es normalmente función de las características del túnel. En los actuales túneles de viento de baja turbulencia, la intensidad turbulenta tiene un valor aproximado de 0,05%.

Para flujos internos, la intensidad turbulenta en el interior depende de las corrientes superiores del flujo. Si el flujo no se encuentra totalmente desarrollado se pueden usar valores de la intensidad menores. Si el flujo se encuentra totalmente desarrollado, el valor de la intensidad turbulenta debe ser mayor de un cinco por ciento. El valor de la intensidad turbulenta en el seno de un flujo totalmente desarrollado se puede estimar con la siguiente fórmula que deriva de correlaciones empíricas para flujo en conductos:

$$I = \frac{u'}{u_{avg}} = 0.16(\text{Re}_{Dh})^{-1/8} \quad [4.19]$$

Por ejemplo para un valor del número de Reynolds de 50.000, se obtendría según esta fórmula un valor de la intensidad turbulenta del 4%.

4.6.4 Longitud de la escala turbulenta y diámetro hidráulico

La longitud de la escala turbulenta se relaciona con el tamaño o longitud de los vórtices. En flujo desarrollado en conductos, se restringe al valor del tamaño del conducto, ya que los torbellinos no pueden ser más largos que el propio conducto. Una relación aproximada entre la longitud de la escala, l , y el valor de la longitud del conducto es tal que l es igual a $0.07L$, siendo L la dimensión característica del conducto. Para el caso de secciones no circulares, se puede definir L como el diámetro hidráulico.

Si la turbulencia es debida a un obstáculo en el flujo, es más apropiado hallar la longitud de la escala turbulenta en función de la longitud característica del obstáculo en lugar de la del conducto.

4.6.5 Proporción de la viscosidad turbulenta

La proporción de viscosidad turbulenta, μ_t/μ , es directamente proporcional al número de Reynolds turbulento ($Re_t \approx k^2/(\epsilon\nu)$) Re_t es mayor, del orden de valores entre 100 y 1000, para capas de valores altos del número de Reynolds y para flujo totalmente desarrollado en conductos. Sin embargo, para flujos externos la relación μ_t/μ es menor, los valores típicos se encuentran entre 1 y 10.

Para conocer los valores de la cantidad de turbulencia y sus parámetros como I , L o μ_t/μ pueden utilizarse relaciones empíricas, tales como:

- **Estimación de la energía cinética turbulenta a partir de la intensidad turbulenta.** La relación entre la energía cinética turbulenta, k , y la intensidad turbulenta, I , es:

$$k = \frac{3}{2}(u_{avg} I)^2 \quad [4.20]$$

en la que u_{avg} es la velocidad del flujo.

- **Estimación de la disipación turbulenta a partir de la longitud de escala turbulenta.** Si se conoce el valor de la escala turbulenta, l , se puede determinar el valor de ϵ a partir de la relación:

$$\epsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad [4.21]$$

- **Estimación de la disipación turbulenta a partir de la proporción de viscosidad turbulenta.** El valor de ϵ se puede obtener a partir de la siguiente relación:

$$\epsilon = \rho C_\mu \frac{k^2}{\mu} \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{-1} \quad [4.22]$$

donde C_μ es un valor empírico específico para el modelo turbulento (valor aproximado de 0.09). Estas relaciones pueden ser utilizadas para estimar los

parámetros del modelo de turbulencia escogido y ser introducidos en la simulación. Del mismo modo, debe definirse el tipo de fluido que se quiera modelizar, así como especificar las características físicas fundamentales que influyen en las ecuaciones a resolver, tales como viscosidad, densidad y propiedades térmicas.

5. Caracterización de ventosas mediante CFD

5.1 Análisis del flujo de la ventosa mediante CFD

Como se ha comentado en el capítulo anterior, la dinámica de fluidos Computacional (CFD) es la técnica que se basa en la utilización de la simulación por ordenador del movimiento de los fluidos y algunos fenómenos asociados a este movimiento, tales como, acciones sobre cuerpos, fenómenos de transferencia de calor, arrastre de partículas, etc.

Después de una evolución notable en los últimos años, los modelos CFD actualmente existentes en el mercado son los suficientemente fiables como para poder ser empleados. Aunque en otros campos de la ciencia y la industria es una herramienta arraigada ya, en el caso de las ventosas, el empleo de estas técnicas es una opción que todavía no está desarrollada y tiene un potencial enorme. Es un proceso que debe estar incorporado en cualquier desarrollo de producto e incluso, como es el caso, en el ensayo de productos existentes en el mercado.

De forma reducida las principales ventajas que puede proporcionar la utilización de los modelos CFD en el análisis de las ventosas se puede resumir en:

- **Se pueden realizar múltiples simulaciones** sin tener que fabricar el prototipo hasta que los estudios estén lo suficientemente testados para posteriormente realizar el prototipo final. Debe incorporarse a la fase de desarrollo en el análisis modelos nuevos o al abordar modificaciones/mejoras en el diseño de estos elementos. Debe de estar en comunicación con la sección de CAD de la empresa, siendo la herramienta fundamental en la validación de estos nuevos modelos.
- **La posibilidad de estudiar fenómenos importantes que pueden afectar a la ventosa** en sus condiciones de funcionamiento. Fenómenos estos, que de forma experimental

son difícil de verificar o en su caso peligrosos o incluso destructivos para el elemento. En el caso de las ventosas uno de los más característicos es la posibilidad del llamado “cierre dinámico” que consiste en el cierre anticipado de la ventosa sin que el agua haya llegado a ella por causa del arrastre que la corriente del aire ejerce sobre el flotador. En el modelo CFD se pueden calcular estas fuerzas de empuje sobre el flotador y con las características del flotador estudiar la geometría de la ventosa en su conjunto para eliminar o retrasar ese cierre.

- **Estudio de la influencia de otros elementos en el funcionamiento de la ventosa.** Dada la gran variedad de ventosas y de elementos que se ponen asociados a ellas en la instalación, se pueden incluir en el modelo desde las válvulas de corte o cañas de conexión a la tubería, hasta las salidas conducidas de las ventosas o la influencia del tamaño y ventilación de la caseta en la que se instalan en ocasiones.
- **El nivel de detalle que se puede alcanzar en el análisis es prácticamente ilimitado.** Pudiendo saber detalles de medidas que en la experimentación física resultan imposibles de medir. En el caso de las técnicas CFD la cantidad de información obtenida puede ser completa en cualquier punto de paso de la corriente del fluido a estudiar. Información que nos sirve para introducir mejoras en el diseño. Podemos saber cualquier parámetro físico durante el funcionamiento de la ventosa en cualquier punto de la misma.

A pesar de las ventajas enumeradas con anterioridad, a la hora de utilizar técnicas CFD en el ensayo de ventosas también se deben tener en cuenta los inconvenientes de su utilización y una serie de dificultades que presentan a la hora de su utilización que no se pueden obviar:

- **Las técnicas CFD suponen un coste inicial importante.** Su implantación requieren un equipo humano y tecnológico muy específico, ya que requieren la utilización de ordenadores muy potentes de gran capacidad de cálculo, software CFD de alto coste de adquisición y sobretodo de personal cualificado con experiencia en el manejo de los mismos. Personal que además deberá tener conocimientos no solo de informática sino también de los fenómenos que va a estudiar. En definitiva la creación de una sección nueva de lo que se llamaría ensayo virtual, la cual está en un punto

intermedio entre el diseño industrial y el laboratorio en el que se desarrollan los ensayos físicos de las ventosas.

- **Las técnicas CFD no siempre permiten obtener resultados 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 tan complejos como la turbulencia. Cuanto más complejo se requiera el resultado, más recursos de memoria y cálculo deberemos aportar. En términos generales 1 Gigabyte de memoria RAM por cada millón de celdas, lo cual nos obliga a un equilibrio entre calidad de resultados y tamaño de la malla. Esto se va solucionando conforme va avanzando la capacidad de los ordenadores y la experiencia adquirida en la utilización de los modelos, lo que hace que la calibración de malla y las condiciones iniciales se vayan afinando, lo que influye notablemente en el desarrollo de los ensayos.

Como hemos explicado con anterioridad, de forma general, las ecuaciones que describen el movimiento de un fluido se obtienen por aplicación de las ecuaciones de conservación de masa (continuidad), cantidad de movimiento y conservación de la energía. La aplicación de estas leyes permite obtener las denominadas ecuaciones de Navier-Stokes (ecuaciones 4.23 y 4.24). Para poder resolver el sistema de ecuaciones anterior es necesario convertir el sistema en expresiones algebraicas mediante el denominado proceso de discretización numérica. Dicha discretización supone la integración del sistema en volúmenes más pequeños. Existen diversas técnicas de discretización, dependiendo de los principios en los que se basen. Las empleadas de forma más habitual son: diferencias finitas, elementos finitos y volúmenes finitos; siendo este último el utilizado habitualmente en los modelos computacionales de CFD como el utilizado en este trabajo.

Para el análisis mediante CFD del flujo en el interior de la ventosa es necesario seguir los mismos pasos básicos que de forma habitual se realizan en cualquier análisis de dinámica de fluidos computacional. A continuación se enumeran cada uno de los pasos seguidos en este caso.

5.2 Flujo de trabajo en el CFD.

A lo largo de este capítulo se va a describir el trabajo realizado en la ventosa. Se llevaron a cabo tres proyectos o desarrollos. Por un lado se realizó un ensayo con agua y dos con aire, uno en el que se consideró el aire como compresible y otro en el que se consideró el aire como fluido incompresible. Las fases realizadas son las mismas a excepción de los modelos físicos aplicados a cada uno de los desarrollos.

Como a continuación vamos a desarrollar, en el diseño del modelo CFD de la ventosa hay un flujo de trabajo definido que nos llevara a generar los resultados deseados.



Figura 5.1.- Flujo de trabajo en el CFD.

5.2.1 Geometría inicial.

En primer lugar es necesario definir en el modelo computacional con el que se va a generar la ventosa. Si el flujo es bidimensional o tridimensional, en este caso se aborda el análisis de forma tridimensional de la ventosa.

En este caso se ha realizado una reproducción de la ventosa y todos sus elementos en Autocad a partir de la ventosa física que se disponía. Lo recomendable sería disponer de los planos originales de la ventosa para poder trabajar con ellos, evitando de ese modo posibles errores en la medición de los elementos que componen la ventosa.

Se han desarrollado en tres dimensiones cada una de las partes de la ventosa, primero con superficies, para posteriormente su modificación a sólidos y el ensamblado de las piezas comprobando el encaje perfecto de cada una con las demás. Se han generado lo que serían una cara en cada uno de los extremos de la ventosa que nos delimitan la entrada y salida de

fluido de la ventosa, para poder definir posteriormente lo que es la parte de fluido de la ventosa.

Una vez montada la ventosa (en el dibujo tridimensional) se procede a la extracción de lo que sería la parte de fluido de la ventosa. Para ello se ha creado por un lado el volumen total de la ventosa (sólido y aire) y por otro las diferentes partes sólidas de la ventosa. Posteriormente se resta del volumen total de la ventosa lo que son las partes sólidas del mismo (cuerpo, flotador, juntas, tornillos, etc.) generándose como resultado lo que sería la parte de volumen que recorrerá a la parte que ocupa el fluido en la ventosa.

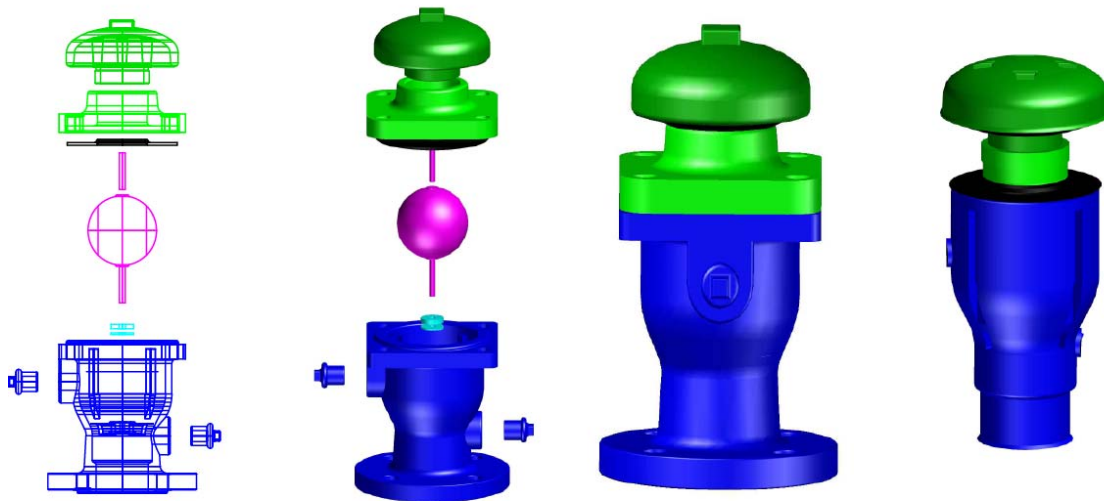


Figura 5.2.- Fases del diseño de la ventosa en Autocad.

Una vez generado el hueco y comprobado que era prácticamente simétrico por ser cilíndrico el recorrido del aire por la ventosa, se considera práctico y razonable el exportar solo un cuarto de la ventosa con lo que posteriormente poder realizar un mallado más preciso y obtener resultados más exactos en el proceso de cálculo.

Este volumen de hueco ha de ser exportado al programa CFD en un tipo de fichero que sea compatible con este programa. En este caso de la conexión entre AUTOCAD 2011 y STAR-CCM⁺ es un fichero del tipo "Stereolithography File (*.stl)".

5.2.2 Importación de la geometría

Una vez exportado con éxito el fichero (*.stl) a STAR-CCM⁺ ya nos metemos de lleno en lo que sería el desarrollo del modelo dentro del programa de CFD. La importación genera tantos cuerpos como sólidos se le haya exportado, recomendándose, aunque existe la posibilidad de importarlo en varios cuerpos (lo que generaría varias regiones) el realizarlo en un solo cuerpo.

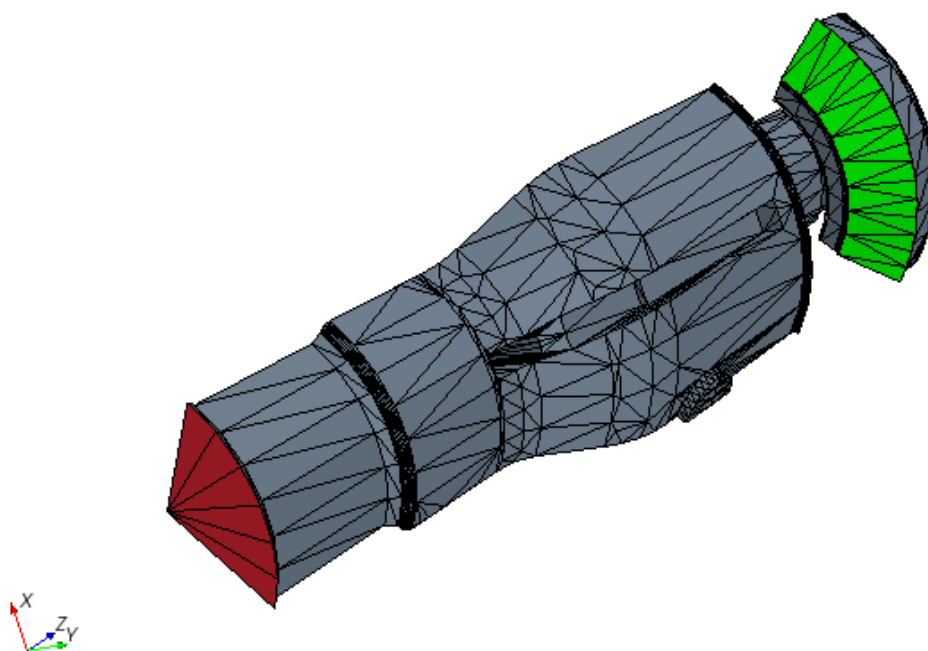


Figura 5.3.- Volumen de estudio importado en STAR-CMM+.

Nada más importarlo habrá que realizar una comprobación de que el volumen importado es el correcto, en caso de no serlo se debe realizar una reparación del volumen importado, esta operación se denomina Surface wrapper. Suele ser necesario cuando se importan múltiples elementos que luego deben coincidir en su conexión para no dejar huecos en la futura malla, causa de error en el mallado. En el caso de la ventosa al exportarse en un solo cuerpo no fue necesaria dicha reparación de superficie.

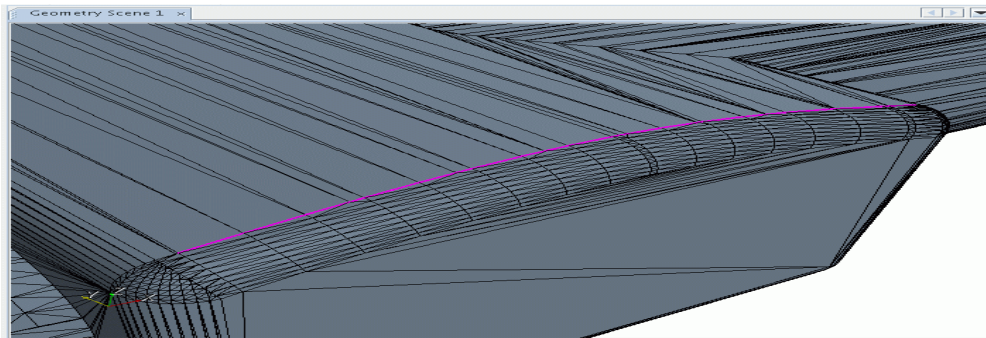


Figura 5.4.- Ejemplo de reparación de superficie mediante surface wrapper.

5.2.3 Condiciones físicas aplicadas al volumen de control.

Como se ha explicado en el capítulo 4 la sección de condiciones aplicables (Continuo en STAR-CCM⁺) del programa se divide en conjuntos de modelos de mallado y conjuntos de modelos físicos.

En cada conjunto físico de la ventosa se han seleccionado los modelos físicos que corresponden al aire que transita por la ventosa.

Se han realizado tres conjuntos independientes para los tres tipos de situación estudiados. Se ha contemplado como fluido aire compresible, aire incompresible y agua.

De acuerdo con la característica no espacial, los conjuntos físicos en STAR-CCM+ se han definido de forma independiente de la malla e independientemente de la región contemplada en el estudio de la ventosa. Los modelos físicos habilitado dentro de un conjunto han determinado se han seleccionado modelos comunes a los tres conjuntos, como han sido:

- Modelo tridimensional.
- Fluido segregado.
- Estacionario.
- Modelo de turbulencia.
- Reynolds promediadas de Navier-Stokes
- K-Epsilon Turbulence
- Realizable K-Epsilon Two-Layer

- Two-Layer All y + Wall treatment

Y como específico de cada desarrollo con las características del Fluido se ha considerado modelos independientes que son:

- En agua:
 - Líquido
 - Densidad constante
 - Gravedad
 - Fluido segregado isotérmico
- Gas Ideal:
 - Gas
 - Gas ideal
 - Temperatura de fluido segregada.
- Aire incompresible
 - Gas
 - Densidad constante

Como ejemplo de selección de modelos se pone el menú de selección utilizado en el desarrollo en el que se consideraba la densidad constante.

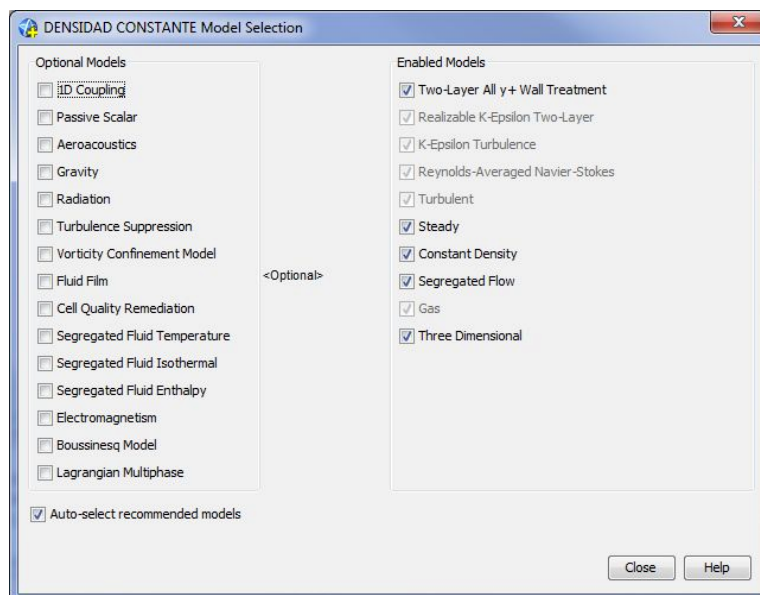


Figura 5.5.- Detalle de menú selección de menús físicos en el desarrollo con densidad constante.

5.2.4 Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno controlan el valor de las variables o sus relaciones en los límites del dominio analizado. Básicamente consiste en fijar los valores de presión, velocidad y temperatura en cada una de las fronteras del dominio de control diferenciándolos de los valores que controlan todo el continuo. En el caso de los modelos realizados sobre la ventosa, como se puede observar en la figura 5.6, hay una única región o volumen de control (boundary) que está delimitada por las siguientes condiciones de contorno:

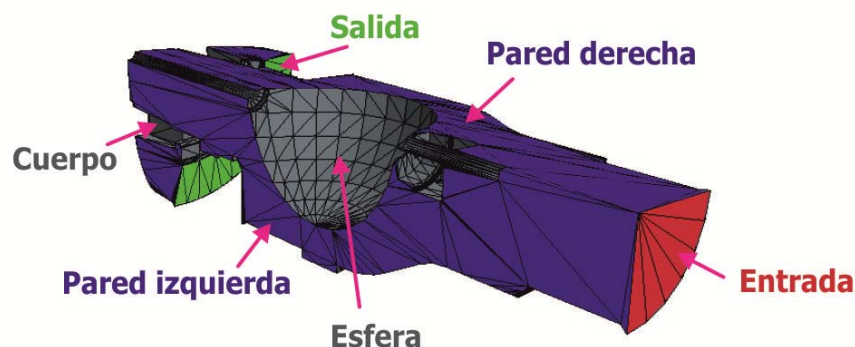


Figura 5.6.- Diferentes condiciones de contorno de la ventosa.

- **Ejes de simetría** (pared derecha, pared izquierda) definidas como *Plano de Simetría* en el programa (Symmetry Plane) lo que hace que STAR-CCM+ las interprete como un eje sobre el que aplicar simetría en el modelo de la ventosa, no añadiéndole ninguna condición mas. Con ello se ha conseguido que con la generación de la malla de un cuarto del total se pueda calcular todo el modelo de la ventosa.
- **Cuerpo y esfera** (límites con el cuerpo de la ventosa y con la esfera-flotador) definidas como *Muro* (Wall) sin definir ninguna condición de contorno. Son las fronteras de la región con las partes sólidas que la rodean. En un desarrollo posterior se contempla la posibilidad de distinguir el flotador y con ello poder calcular el arrastre cinético sobre el mismo. Pero ello en esta fase complicaba mucho los cálculos por suponer modificaciones tanto en el mallado como en los modelos físicos.
- **Entrada** (por donde conecta la ventosa con la instalación) definida como *Velocidad de Entrada* (Velocity Inlet) definiendo la dirección del flujo, la velocidad de entrada y la

temperatura de entrada del aire en la ventosa. Es uno de los parámetros de referencia que aplica el modelo para iniciar el cálculo

- **Salida** (conexión del volumen de control con la atmósfera) definida como *Presión de Salida* (Pressure Outlet) definiendo como esta presión la atmosférica. En esta fase se considera la atmosférica por suponer que la ventosa no está dentro de ninguna caseta ni esta conducida la salida. En ese caso debería contemplarse en el diseño del modelo.

Para la realización del análisis de la expulsión de aire se admite que la presión de entrada será fija y se variará de un análisis a otro. Por el contrario, la presión en la sección de salida será constante en todos los análisis y se considerará que es la presión atmosférica.

5.2.5 Generación de la malla

Esta es una de las fases críticas en el diseño del modelo de ventosa y por lo tanto una de las que más tiempo ha llevado a su resolución.

Esta fase se centra en la definición del mallado y celdas en las que se van a calcular cada una de las variables analizadas. Dicho mallado como hemos visto con anterioridad puede ser estructurado o no estructurado. Los mallados estructurados están formados por rectángulos o paralelepípedos colocados dentro de la geometría analizada de forma más o menos ordenada. Este tipo de mallados por su disposición resultan de un cálculo más rápido, pero dada la geometría interior de la ventosa, con elementos de sujeción del flotador de tamaño pequeño y un recorrido del aire en su interior con bastantes cambios de dirección se ha optado por un mallado no estructurado. Dicho mallado en este caso está formado por poliedros, lo que permite ajustarse mejor a las complejas formas del interior de la ventosa. La tercera opción sería la utilización de un modelo tetraédrico. La utilización de este modelo poliédrico y su flexibilidad de definición del mallado supone posteriormente un coste computacional mayor, utilizándose en última instancia, no siendo este el caso.

En la figura 5.7 puede observarse el resultado del mallado sobre un cuarto de la ventosa. Se ha mallado un cuarto de ventosa amparándose en la simetría que brinda esta modelo de ventosa al ser doblemente simétrica y ahorrándonos con ello tres cuartas partes del mallado.

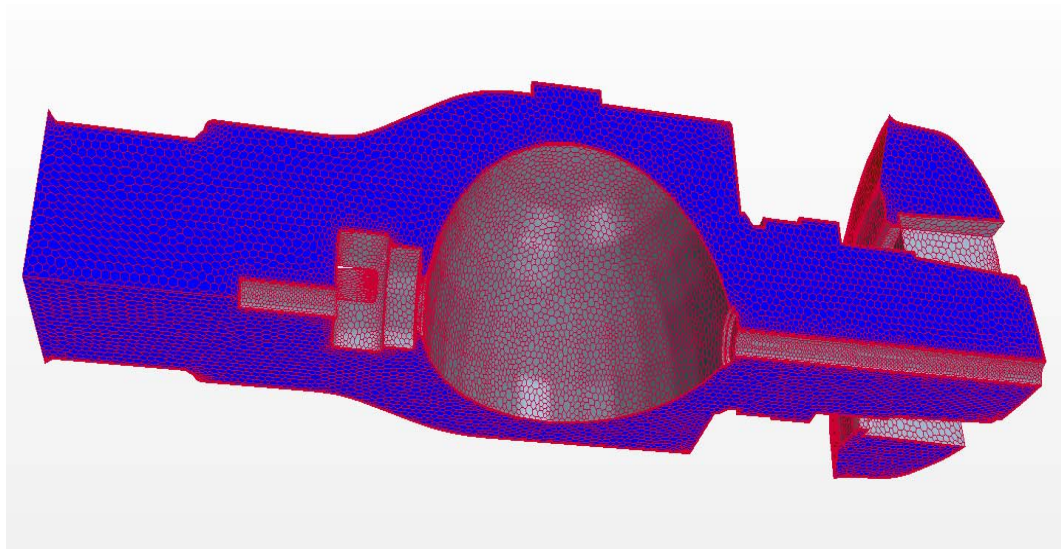


Figura 5.7.- Mallado realizado a un cuarto de la ventosa.

En la definición del modelo de mallado también se definen los llamados valores de referencia, que influyen en la calidad de los resultados y en el tamaño de la malla. Los factores principales que lo definen son:

- **Tamaño base de celda.** Es el tamaño referencia de malla que el programa toma, todos los demás parámetros se adaptan a este tamaño medio. Debe ser lo suficientemente pequeño para un buen cálculo y lo suficientemente grande para no disparar el tamaño de la malla. La recomendación fue empezar por tamaño grande e ir realizando disminuciones del mismo hasta que los resultados se estabilizan. En la figura 5.8 se puede observar el resultado de un mallado con celda de 5mm en el que se comprueba que la región a mallar pierde su forma. Se llegó a una medida de 2 mm de tamaño base comprobando que las características de la región se respetaban. Es una tarea que solo se realizo con el primer modelo y se aplico al resto de casos realizados.

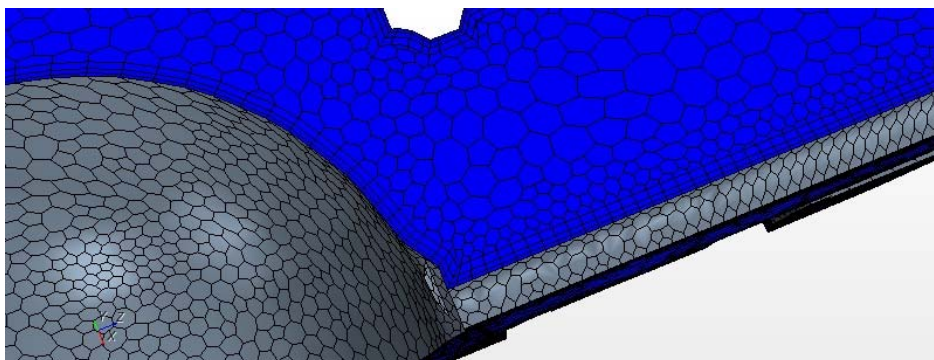


Figura 5.8.- Mallado realizado con tamaño de 5mm de celda.

- Tamaño mínimo de celda. Es el tamaño mínimo que el programa le puede asignar a una celda. En el caso de la ventosa ese fue de un 25% (0.5 mm)
- Número de “Prism Layer”. Es el número de capas de celdas que el programa asigna a las fronteras con las paredes sólidas que envuelven el volumen de control. El tamaño de estas celdas es progresivo desde el mínimo hasta el tamaño de celda base. En el caso de la ventosa se designaron 3 capas.
- Otros muchos valores que designar como curvatura de superficie, ángulo de envoltura, etc. que se dejaron con los valores por defecto que asigna el programa.

En la figura 5.9 se puede apreciar el detalle de mallado en el apoyo del flotador con la características correctas de mallado. Por todo ello hay que buscar un equilibrio entre tamaño de malla y resultados satisfactorios, equilibrio que en el caso de la ventosa se consiguió después de cuatro iteraciones.

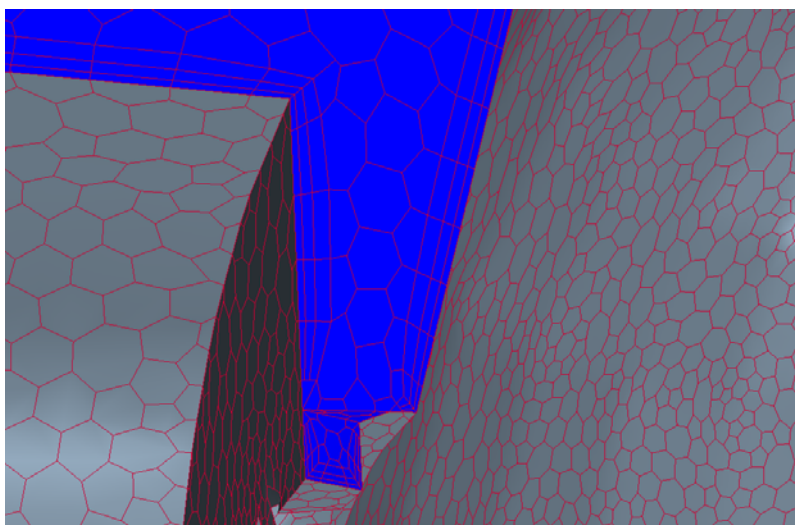


Figura 5.9.- Detalle del mallado realizado de la ventosa.

5.2.6 Introducción de parámetros iniciales

Al no tratarse de un modelo no estacionario, lo que se especifica como condiciones iniciales son los valores iniciales de las variables a partir de los cuales se realizará el proceso iterativo. Estos valores son los que el programa contempla para todo el volumen de control o región que se está estudiando. Conforme estos valores iniciales se encuentren más próximos de la solución final más rápida será la convergencia del proceso. En el caso del análisis empleado se ha optado por poner como valor inicial en el punto de valor mínimo de las curvas a desarrollar un valor de la presión igual a la atmosférica y una velocidad nula del aire en todos los puntos. Estos valores, si bien pueden parecer alejados a la solución final, son un buen punto de inicio. El valor que se iba modificando en cada punto de ensayo del modelo era el referente al valor de velocidad del aire en la frontera de entrada a la región como se puede observar en la figura 5.10.

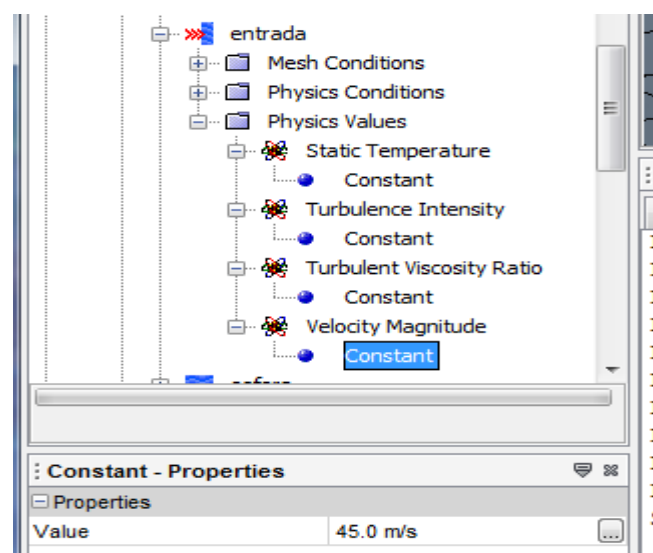


Figura 5.10.- Detalle de menú condiciones iniciales.

5.2.7 Proceso de cálculo

Una vez definidas todas las características del modelo se procede a la fase de cálculo. El proceso de cálculo se puede agilizar dependiendo de los recursos que se tengan disponibles. Una opción muy interesante es la de realizar un proceso de cálculo en paralelo. Consiste en un proceso por el cual el ordenador divide la malla en tantas partes como procesos en paralelo se le indique. Se debe indicar si se realizará en ordenadores diferentes o dentro del

mismo ordenador utilizando los diferentes procesadores que tiene. En caso de utilizar ordenadores diferentes existe la opción de realizarlo con un cluster de ordenadores. En el caso de los cálculos realizados a los modelos de la ventosa se realizó en el mismo ordenador. Los primeros en procesamiento en serie y a partir de una fecha se utilizó el procesamiento en paralelo utilizando los dos procesadores de que disponía (Figura 5.11), disminuyéndose el tiempo empleado en cada proceso de cálculo entre un 35 y un 40%.

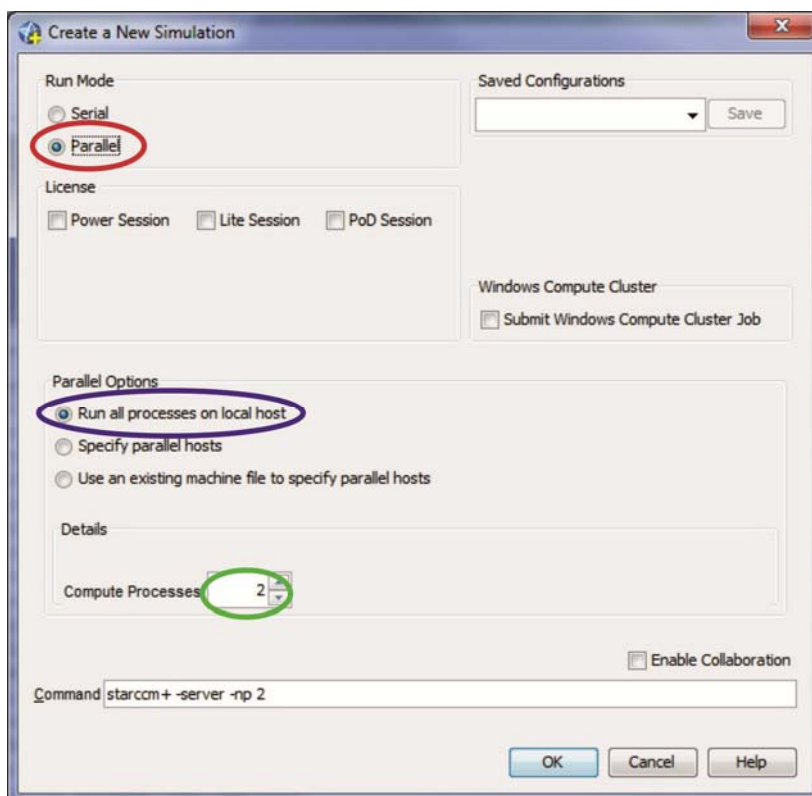


Figura 5.11.- Selección de cálculo en paralelo.

Durante el proceso de cálculo es conveniente tener monitorizada la evolución de la convergencia y controlar las diferentes variables en algunos puntos. Previamente a realizar el propio cálculo se han debido establecer los parámetros que afectan a la resolución numérica del problema. A modo de ejemplo se recoge en la figura 5.12 los residuos de las diferentes variables y ecuaciones a lo largo de las iteraciones empleadas en un determinado cálculo. En el caso de la ventosa se realizaban 2000 iteraciones de cálculo, aunque como se puede ver en la figura se estabilizaba algo antes, concretamente entre las 1400 y 1800 iteraciones dependiendo del punto de cálculo.

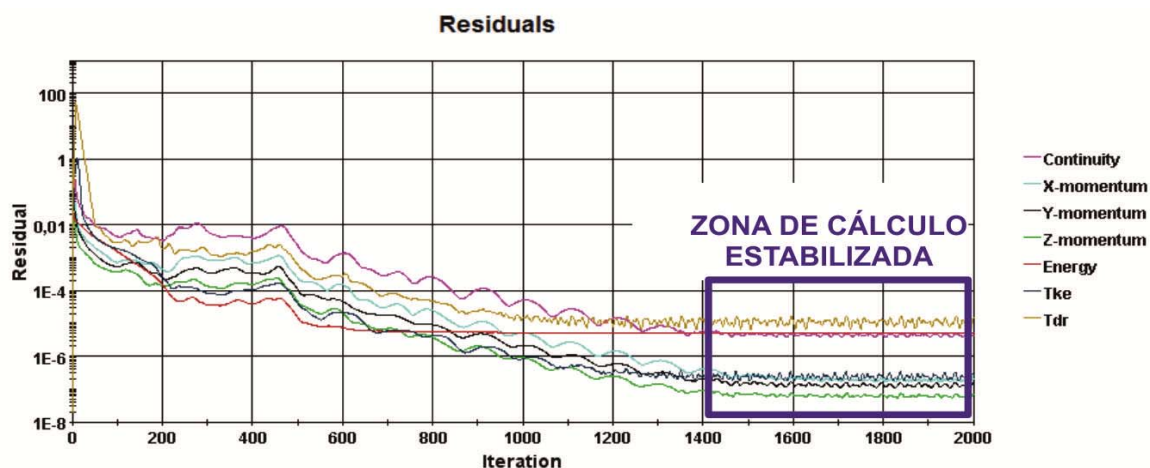


Figura 5.12.- Evolución de los residuos y zona estabilizada.

5.2.8 Análisis de la solución

La finalidad de los tres desarrollos era la obtención de puntos de referencia para la generación de la curva de caudal de la ventosa y poder compararlas con los ensayos realizados con agua y aire. En cada caso se obtuvieron un mínimo de diez puntos de medida. Con ellos se han desarrollado las curvas que se compararán más adelante.

Las herramientas de post proceso de que dispone son una de ventajas respecto a un ensayo físico. La gran cantidad de información de cada punto de ensayo. Esa gran cantidad de datos que se genera hace necesario el uso de sistemas de post proceso gráficos que nos realzan la visión de conjunto de la resolución. Además nos son útiles para detectar puntos críticos en la evolución del flujo por el interior de la ventosa. A continuación se muestran tres ejemplos de la información que dieron los ensayos realizados en la ventosa:

- En la figura 5.13 puede observarse la trayectoria seguida por las partículas de fluido (agua) desde su entrada hasta su salida de la ventosa, viéndose a su vez la disminución de presión en el recorrido.

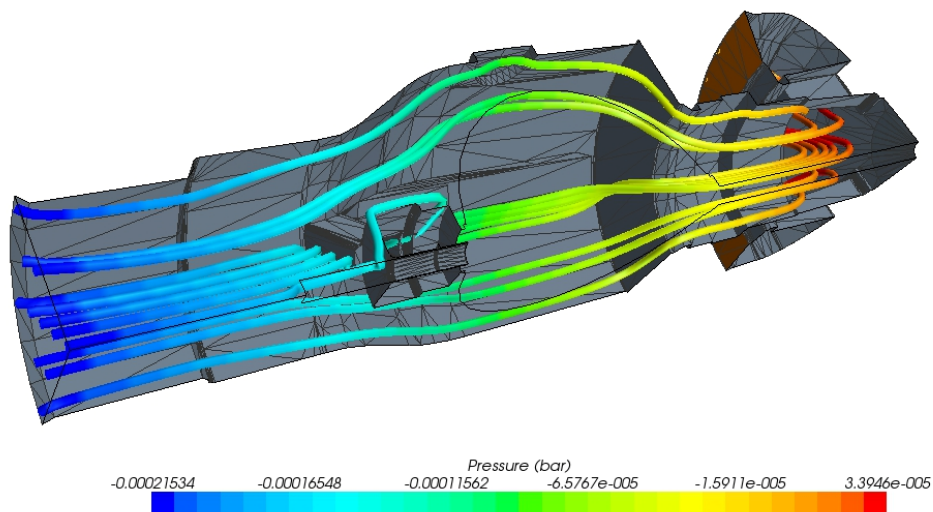


Figura 5.13.- recorrido de las partículas de fluido por la ventosa.

- En la figura 5.14 puede observarse la diferencia de presiones dependiendo del punto de la ventosa, comprobándose lugares de estrechamientos en los que cambian velocidades y por lo tanto presiones.

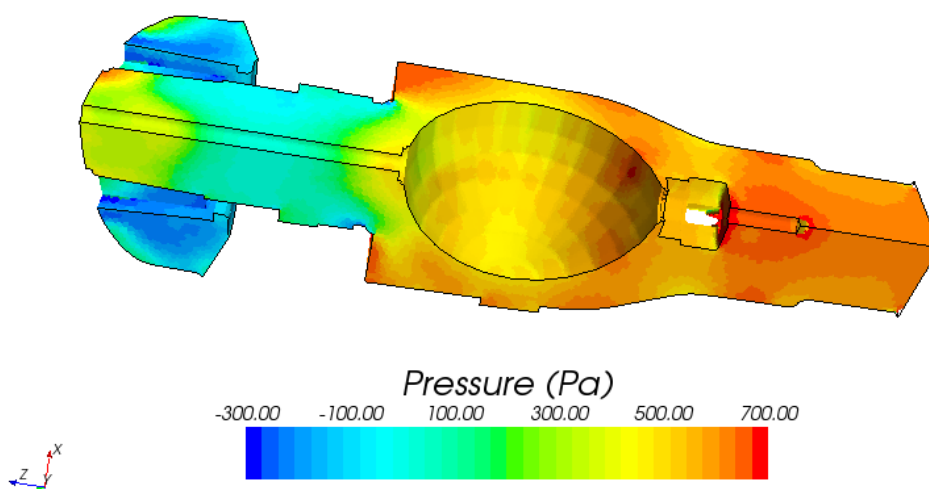


Figura 5.14.- Mapa de presiones a lo largo de la ventosa.

- Por último en la figura 5.15 se puede comprobar la velocidad en cada punto de la sección de la ventosa, viendo la influencia del estrechamiento del flotador en la velocidad del aire creando zonas en el centro de gran velocidad en comparación con la zona exterior de la ventosa.

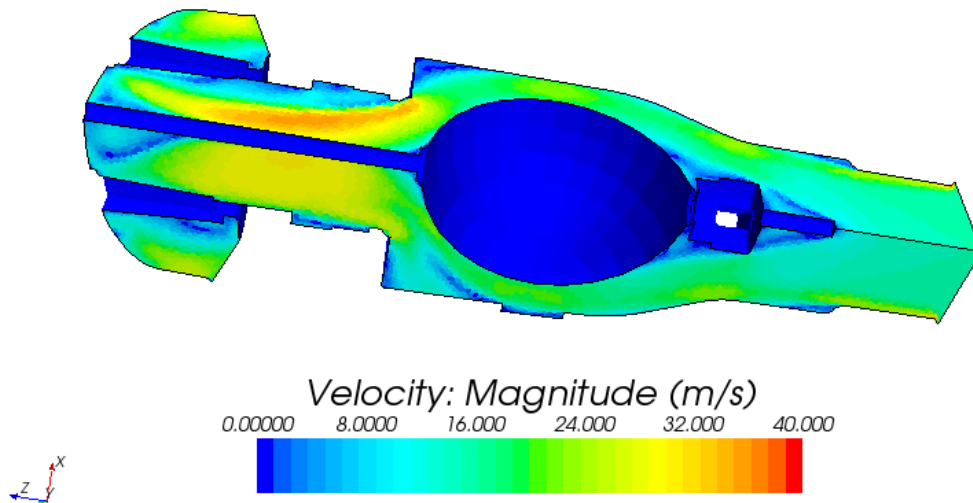


Figura 5.15.- Mapa de velocidades a lo largo de la ventosa.

5.3 Validación del modelo CFD

La aplicación de un modelo CFD como el descrito en el apartado anterior no tiene mayor validez sin una validación posterior. En esta línea la metodología se validaron los modelos CFD con los ensayos físicos realizados para poder garantizar la fiabilidad de los resultados obtenidos. Para ello se siguió la siguiente metodología:

5.3.1 Validación inicial del modelo mediante agua

Es el primer paso para poder comprobar la fiabilidad y calibración de los resultados del modelo CFD en comparación con los resultados obtenidos en laboratorio.

Como se ha explicado con anterioridad, dada la dificultad que representa el ensayo con aire por las cantidades de aire necesarias para realizarlo, en este trabajo se plantea como gran alternativa al ensayo con aire el poder realizar el ensayo con agua y hallar la equivalencia de resultados con aire. Se realizaron los ensayos en CFD y en laboratorio con agua como se ha descrito en el apartado correspondiente. Con los resultados obtenidos se genera la gráfica comparativa (figura 5.12).

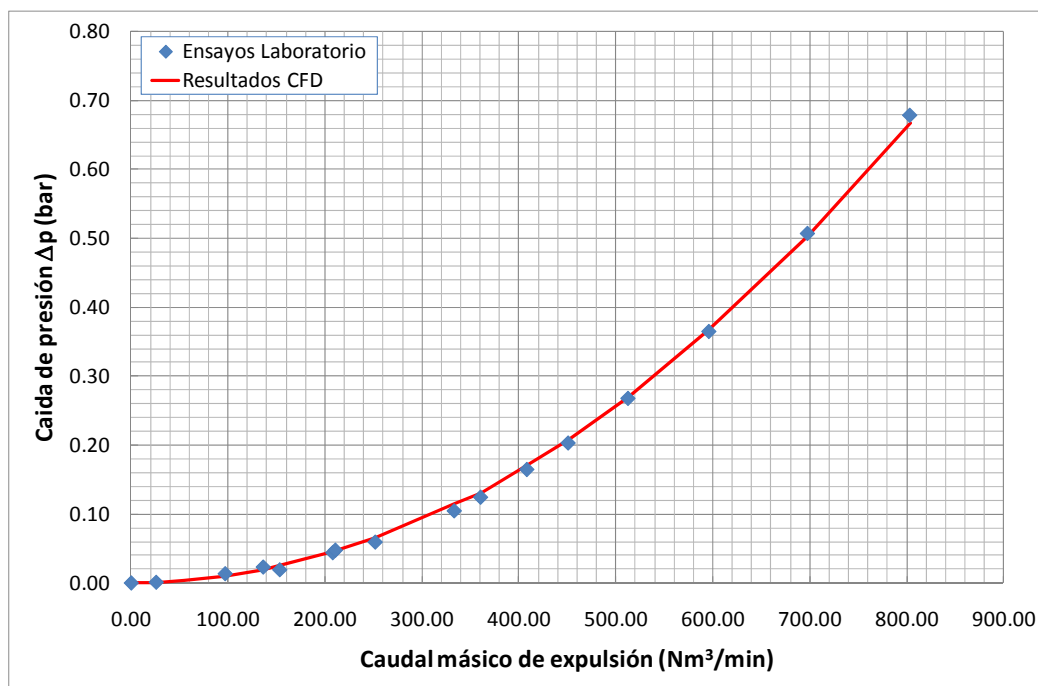


Figura 5.16.- Verificación del modelo CFD de una ventosa con el ensayo con agua.

Se puede observar la concordancia entre los ensayos realizados en el laboratorio y los obtenidos mediante el análisis con CFD, comprobando que es casi perfecta.

Con ello se consigue una validación del modelo CFD del ensayo con agua, lo que abre las puertas a la futura validación con agua de ensayos de ventosas que no se puedan ensayar con aire pero si se podrían ensayar con agua.

Esta validación ha demostrado la validez de los CFD para el diseño y mejora de elementos hidráulicos, no utilizándose solamente para ventosas, sino para cualquier tipo de elementos hidráulicos como pueden ser especialmente válvulas de todo tipo. Se pueden diseñar válvulas de precisión en las que mejorar su característica hidráulica es fundamental, por ejemplo válvulas de seguridad en las que es necesario generar una pequeña pérdida de carga para que pueda detectar cambios de velocidad que puedan cerrarla.

5.3.2 Validación del modelo mediante aire

El objetivo de las ventosas no es ser utilizadas para la evacuación de agua, sino todo lo contrario, que el agua no salga de la instalación a través de ellas y su cometido es que al llegar a ellas el agua las ventosas se cierran. Por ello el objetivo final de la metodología a desarrollar no es obtener una caracterización del comportamiento de la ventosa con agua sino con aire. En la validación del modelo, esta tercera fase se realiza a fin de verificar que el

método empleado es el correcto. Así, para la misma ventosa analizada se recogen en la figura 5.13 los resultados obtenidos mediante el ensayo con aire comparándolos con los obtenidos en el CFD. Como puede apreciarse, la concordancia de resultados entre el cálculo computacional y el experimental es notable con una desviación máxima del 2%, muchísimo menor a la que suele aportar los datos del fabricante de las ventosas.

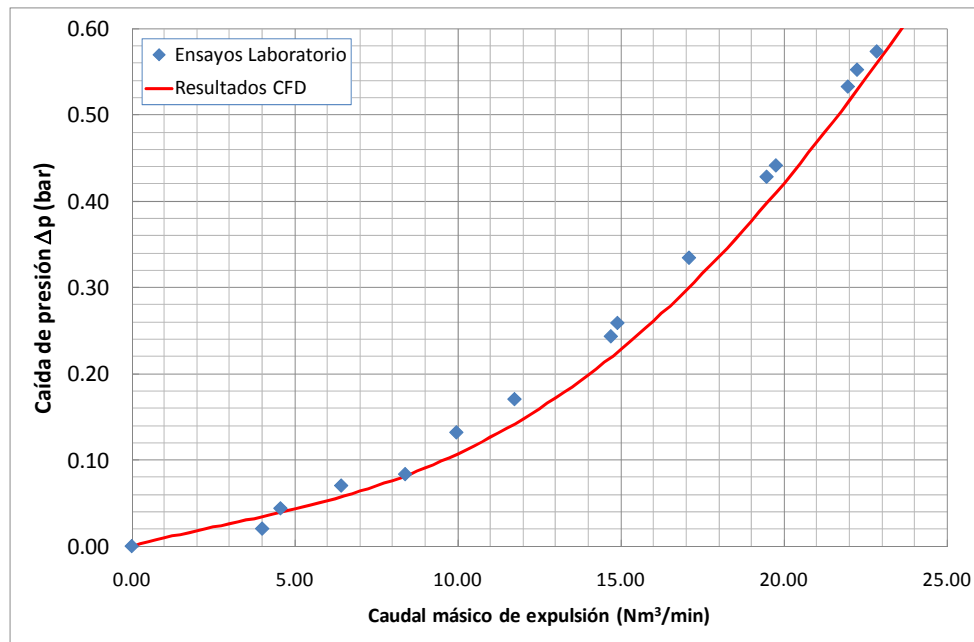


Figura 5.17.- Verificación del modelo CFD de una ventosa con el ensayo con aire.

Con ello se comprueba que los datos obtenidos en aire también son bastante aproximados a los obtenidos en el ensayo físico con aire, dándole validez al modelo en CFD. Todo ello refuerza las posibilidades de esta nueva técnica de ensayo y abre esta nueva vía de desarrollo en el ensayo, modificación y mejora de ventosas.

6. Conclusiones y desarrollos futuros

Como consecuencia del trabajo realizado y que se ha intentado que quedara reflejado en el presente trabajo pueden extraerse una serie de conclusiones interesantes relacionadas con la caracterización de ventosas. Estas conclusiones se analizan por separado en cada una de los apartados siguientes.

6.1 Concienciar sobre la caracterización de ventosas

Una de las primeras consecuencias derivadas del trabajo realizado en la verificación de la falta de información acerca del comportamiento de las ventosas. Es un hecho palpable la absoluta falta de información sobre las características dinámicas de las ventosas, cosa que se refleja en la mayoría de los catálogos existentes en el mercado, siendo la minoría los fabricantes que nos dan una información correcta y completa de sus productos.

El ensayo de características neumáticas de una ventosa es una necesidad creciente, tanto para conocer la capacidad neumática de esos elementos como para conocer su comportamiento ante un cierre dinámico que puede desvirtuar cualquier cálculo de evacuación o entrada de aire en la instalación. Con ello se podrá distinguir entre los diferentes tipos y modelos que hay en el mercado sabiendo lo que se instala. Solo una decidida exigencia por parte de los consumidores de las ventosas conseguirá que los fabricantes se vean obligados al ensayo de las mismas.

En esta línea una de las primeras cuestiones solventadas ha sido el disponer de unos resultados fiables del funcionamiento de una ventosa, obtenidos estos mediante ensayos. En concreto, los datos obtenidos en el ensayo físico de expulsión son los que se han tomado como referencia para validar el resto de métodos utilizados para caracterizar las ventosas y poder valorar la calidad de cada uno de ellos.

En la figura 6.1 se comparan los datos obtenidos en el ensayo físico de expulsión realizado con los datos facilitados por el fabricante de la ventosa. Como puede apreciarse las discrepancias obtenidas con significativas.

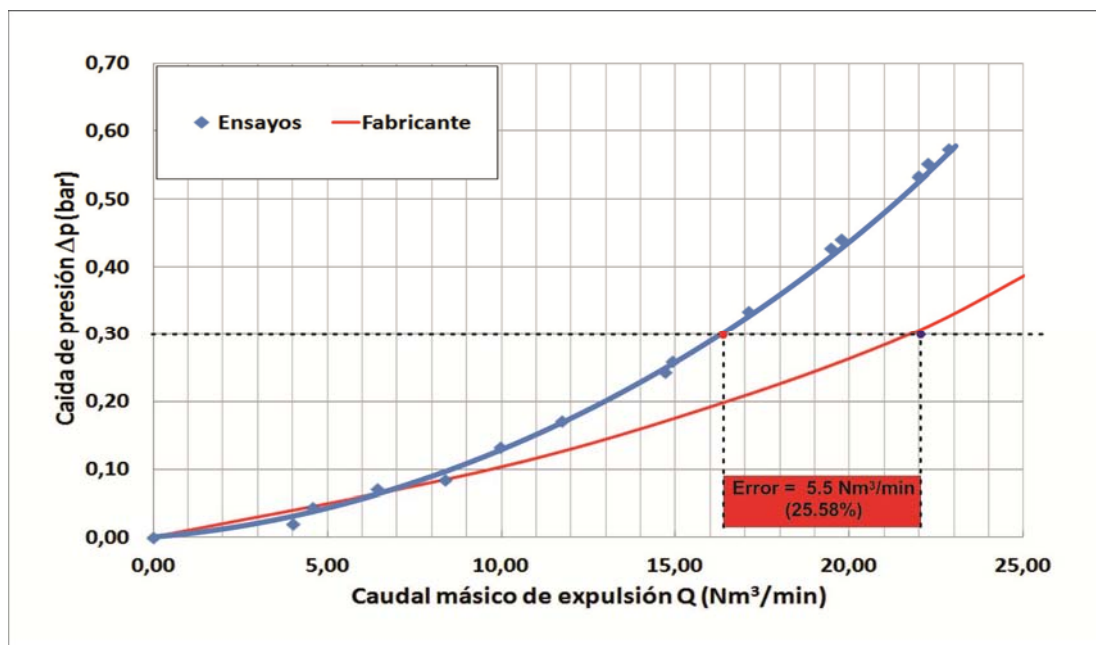


Figura 6.1. Comparativa fabricante - ensayo físico.

Se puede comprobar que para una presión en la tubería de 0,3 bar la diferencia entre los datos de caudal de aire que expulsa la ventosa es del 25,58%, lo que da un orden de magnitud de lo que esto puede suponer para el cálculo de la evacuación de aire. El proyectista calcula ese modelo de ventosa con un 25 % más de capacidad de la que realmente va a expulsar esa ventosa.

Estos resultados van en la línea de concienciar la importancia de la utilización de las curvas para la selección de las ventosas. Tal como se mostró en el capítulo 3 y en la figura 3.1 es práctica habitual caracterizar y considerar las ventosas únicamente en función del diámetro de conexión de las mismas. Tal como queda de manifiesto a lo largo del trabajo esto puede provocar grandes errores en el dimensionado de este tipo de elementos.

6.2 Propuesta de alternativas en el ensayo físico de ventosas.

A la vista de la importancia que tiene la caracterización de las ventosas y las lagunas existentes en la información disponible acerca de las mismas se ha profundizado en este trabajo en el planteamiento de diferentes ensayos físicos de las mismas. Así una de las conclusiones principales del trabajo ha sido el estudio comparativo de las diferentes alternativas de ensayo disponibles para este tipo de elementos y la propuesta de una nueva metodología de ensayo totalmente novedosa.

En esta línea de conclusiones acerca de las características que deben tener los ensayos de ventosas, se han establecido las conclusiones siguientes:

- El ensayo del comportamiento neumático de la ventosa es factible en fase de expulsión, disponiendo en dichas circunstancias de diversas alternativas de ensayo.
 - A lo largo del trabajo realizado se ha mostrado que aunque físicamente es posible el ensayo de ventosas mediante la utilización de equipos generadores de esa gran cantidad de aire instantáneo (soplantes), en la práctica esta solución implica la utilización de unos recursos materiales y energéticos enormes que no justifican su coste su utilización en la mayoría de ocasiones. Únicamente grandes grupos empresariales a nivel internacional podrían plantear la instalación de este tipo de equipos, lo que se traduce en que apenas existen instalaciones de este tipo.
 - Para poder abordar este tipo de ensayos se analiza la utilización de instalaciones de ensayo más asequibles. Se trata de instalaciones que utilizan depósitos de aire almacenado a altas presiones y su posterior regulación para poderlo utilizar a presiones de ensayo; presiones que en ningún caso sobrepasa los 0,9 bar de presión. Esta técnica resulta de aplicación únicamente en la fase de expulsión de aire.
- El ensayo del comportamiento neumático de la ventosa en fase de admisión presenta algunas dificultades adicionales por la necesidad de generar importantes depresiones en el sistema para la admisión de aire.

- En el caso de emplear soplantes estas debería poder funcionar en sentido inverso para poder aspirar las necesidades de aire necesarias. En definitiva, supondría utilizar la misma metodología que en el caso de la fase de expulsión.
- En el caso de utilizar instalaciones más sencillas debería disponerse de instalaciones especiales preparadas para depresión (bombas de vacío, calderines reforzados para trabajo en depresión, válvulas reguladores en depresión, etc.).
- La normativa UNE-EN 1074 existente para la caracterización de ventosas no solventa ni de cerca los problemas de caracterización de este tipo de elementos. Algunas de las principales deficiencias observadas en esta normativa son:
 - El funcionamiento de las ventosas como purgador no es necesario verificarlo mediante ensayo, sino que se realiza únicamente una estimación de su capacidad en base a la medición del orificio de salida.
 - No hay una exigencia normativa de ensayar ventosas de tamaño superior a 100 mm, lo que excluye en la práctica a las ventosas grandes de la necesidad de ser verificadas.
 - El ensayo de un determinado diámetro comercial valida automáticamente los resultados de dos diámetros nominales hacia arriba y hacia abajo. Esto supone en la práctica que con el ensayo de una o dos ventosas tener admitida la validez de los ensayos para la gama completa de ventosas del fabricante.
 - La metodología de ensayo propuesta para la admisión de aire admite la posibilidad de generar una sobrepresión aguas arriba de la ventosa y descargar esta a una presión diferente. Aunque a lo largo del trabajo se ha mostrado la influencia de la compresibilidad del aire es relativa en la zona de trabajo habitual de las ventosas (diferenciales de presión en torno a 0,3 bar) los resultados obtenidos mediante este tipo de ensayo pueden ofrecer

errores importantes en la determinación de la cantidad de aire que puede llegar a admitir en condiciones de funcionamiento normales.

- Por último, como otra aportación del trabajo realizado se realiza la propuesta de un ensayo alternativo para predecir la capacidad de expulsión de una ventosa. Se trata de realizar los ensayos con agua y posteriormente aplicar la semejanza hidrodinámica basada en considerar el fluido como incompresible y admitiendo que el coeficiente de pérdidas adimensional es el mismo con agua y con aire.
 - Durante el desarrollo de los ensayos con agua se ha establecido un protocolo de ensayo y se ha realizado el prototipo de un dispositivo para el ensayo de este tipo de elementos.
 - La validez de la metodología propuesta ha quedado puesta de manifiesto para la caracterización de las ventosas fundamentalmente en la capacidad de expulsión de las mismas dentro del rango habitual de operación (0 a 0,3 bares). La figura 6.3 se comparan los resultados del ensayo físico con los datos obtenidos mediante semejanza hidrodinámica del ensayo realizado con agua.

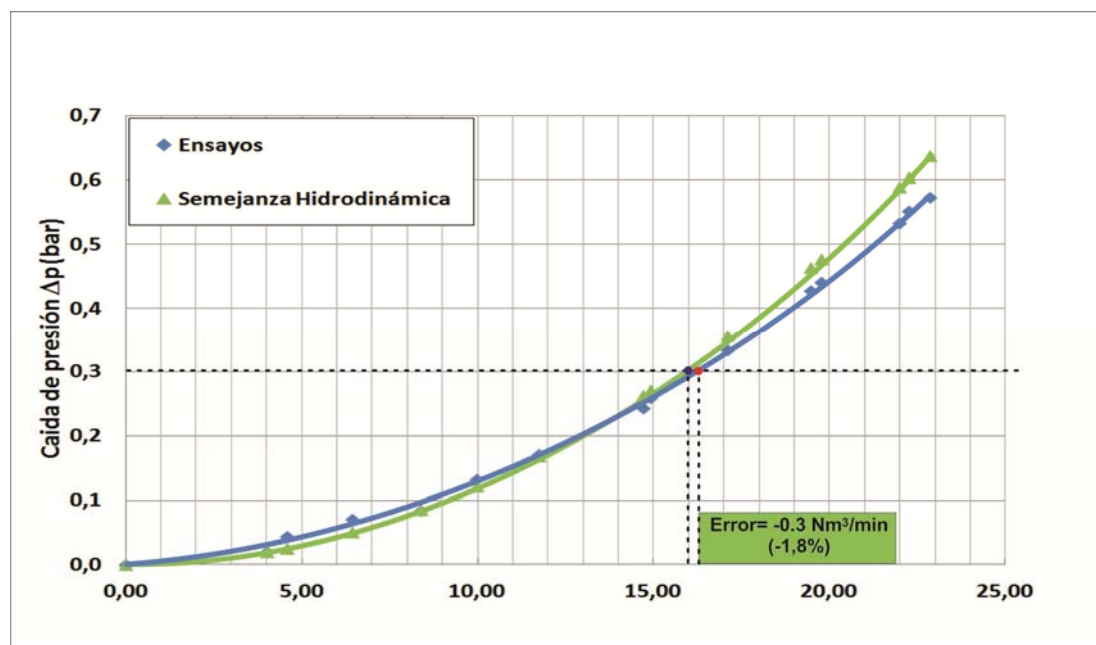


Figura 6.2. Comparativa semejanza hidrodinámica - ensayo físico.

- Como puede verse de la figura anterior, para una presión de 0,3 bar se observa una diferencia de 1,8% con respecto a las mediciones registradas en

el ensayo físico con aire. Se observa que la diferencia va aumentando conforme aumenta la presión del ensayo. Estos datos confirman y validan los desarrollos teóricos del capítulo 2, tanto en lo referente a la comparación de fluido compresible e incompresible, como en la posterior semejanza hidrodinámica entre aire y agua.

- El ensayo con agua y la posterior modificación de los datos obtenidos mediante semejanza hidrodinámica hacen factible la obtención de datos de caracterización de ventosas de gran tamaño para los rangos de trabajo de las mismas. No son válidos para la obtención de toda la curva características de la ventosa pero si pueden utilizarse para comprobar la fiabilidad de los modelos CFD de una ventosa en agua para el posterior desarrollo del CFD de la ventosa con aire.

6.3 Caracterización mediante CFD

Finalmente otra de las conclusiones y aportaciones del trabajo es el estudio y caracterización de las ventosas de admisión y expulsión de aire mediante técnicas CFD. Ante el elevado coste que supone la caracterización física conforme va aumentando el tamaño de la ventosa, la utilización de técnicas CFD se ha mostrado una técnica suficientemente fiable para la determinación de las características neumáticas (admisión y expulsión de las ventosas). Se trata además de una técnica que puede ser aplicada indiferentemente a ventosas de tamaño grande o pequeña. La diferencia o incremento de los costes de la caracterización no son exponenciales, cosa que si ocurre con el ensayo físico con aire, solo se necesitarán ordenadores con más capacidad de cálculo para poder caracterizar mallas con mayor número de celdas. El resto de costes se mantienen, puesto que tanto el programa como el personal asignado a su utilización será el mismo que para ventosas de tamaños más reducidos.

La validez de los resultados obtenidos mediante este tipo de técnicas ha quedado demostrada ya que se han comparado los ensayos realizados tanto con aire como con agua. La figura 6.4 compara los resultados del ensayo físico con los datos obtenidos en la simulación desarrollada en CFD en el caso de expulsión de aire.

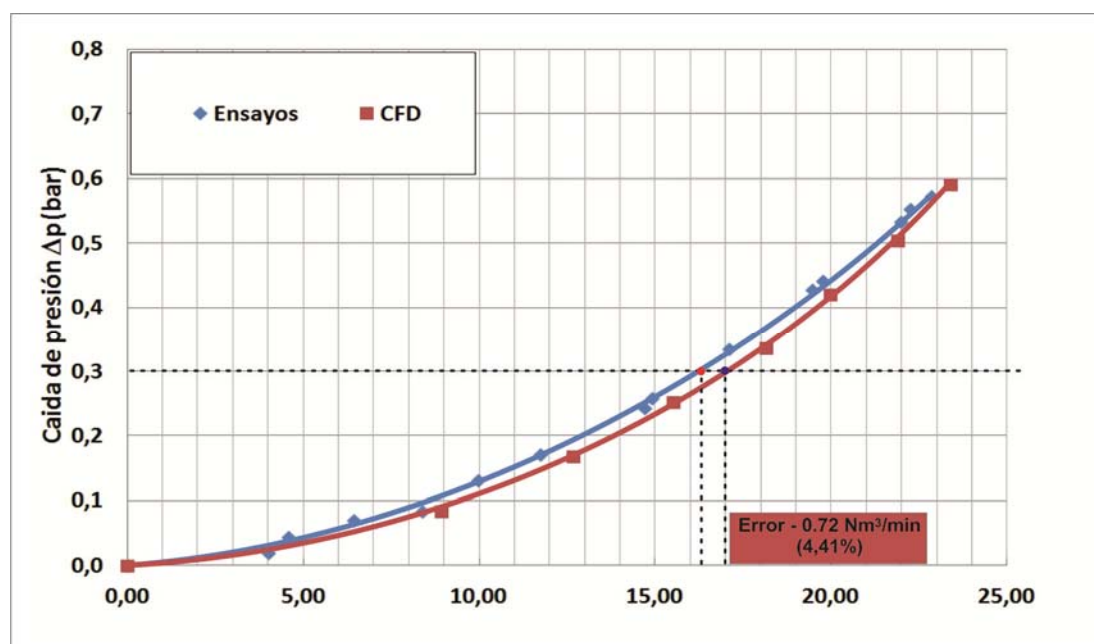


Figura 6.3. Comparativa CFD - ensayo físico.

Los resultados obtenidos en el CFD son plenamente satisfactorios, con un margen de error por debajo del 5% en todo el rango de medidas. En concreto en el punto de $\Delta p = 0,3$ bar el resultado es de un 4,41%, siendo uno de los puntos más alejados de toda la curva. En esta gráfica se resumen las posibilidades de la modelación mediante CFD de la caracterización de ventosas.

En definitiva, las técnicas y metodologías mostradas para la caracterización de ventosas permiten no solo resolver el problema de caracterizar adecuadamente estos elementos, sino que va a permitir en breve plazo disponer de estudios profundos y avanzados sobre otras cuestiones relacionadas con los elementos de aireación en las redes de distribución de agua.

6.4 Desarrollos futuros.

Las técnicas presentadas para caracterizar el comportamiento de ventosas pueden ser empleadas para realizar otros tipos de estudios relacionados con las mismas. Algunos de los estudios en los que se está trabajando ya y de los que se comienza a disponer de resultados iniciales interesantes son:

- Estudio de la influencia que tiene el tramo de conexión entre la conducción en la que se instala la ventosa y el elemento de aireación. Tradicionalmente no se ha tenido en

cuenta este tramo, y de forma habitual se conecta la ventosa con la conducción de las mismas dimensiones que la ventosa a instalar. Esto puede originar un incremento de las pérdidas de energía y, por consiguiente, una reducción significativa de la capacidad de admisión y expulsión de la ventosa. En esta línea en la Figura 6.1 se recoge el estudio mediante técnica CFD de la influencia que puede tener el tramo de conexión que existe entre la tubería principal y la ventosa. Como puede apreciarse este tipo de técnicas puede cuantificar de forma bastante certera el efecto que tiene este tipo de conexiones.

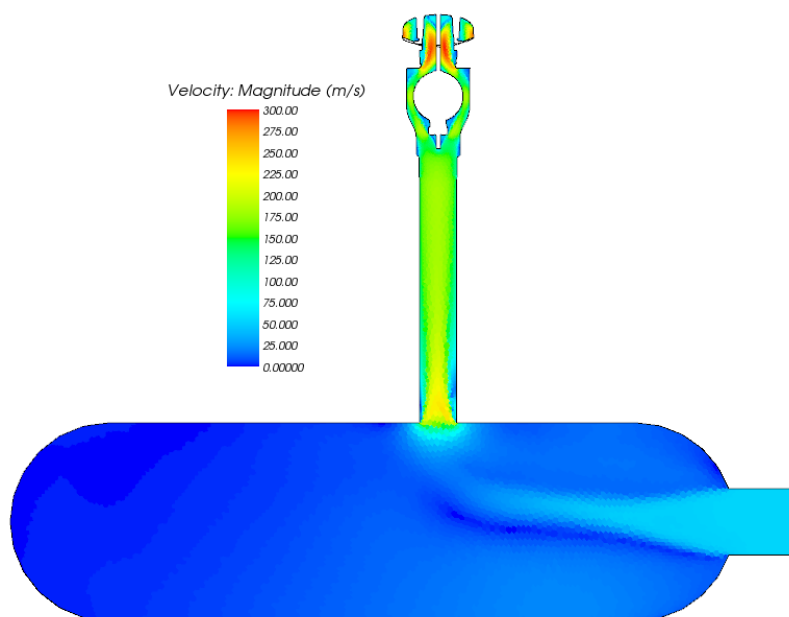


Figura 6.4 – Análisis de la influencia del tramo de conexión con la conducción

- Análisis de las condiciones de cierre anticipado de la ventosa. Este fenómeno se produce porque el elemento flotador es arrastrado aerodinámicamente por la corriente de aire. En este caso el cierre brusco e inesperado de la ventosa puede causar importantes sobrepresiones en la conducción. Mediante técnicas CFD se puede calcular ese empuje sobre el flotador (figura 6.3) y estudiar las alternativas de dirección del flujo a lo largo de la ventosa (figura 6.4).

Todo lo cual estará incluido en la Tesis doctoral que espero realizar como continuación de este Trabajo Fin de Máster que ha sido el germen de lo que deben ser todos estos trabajos futuros.

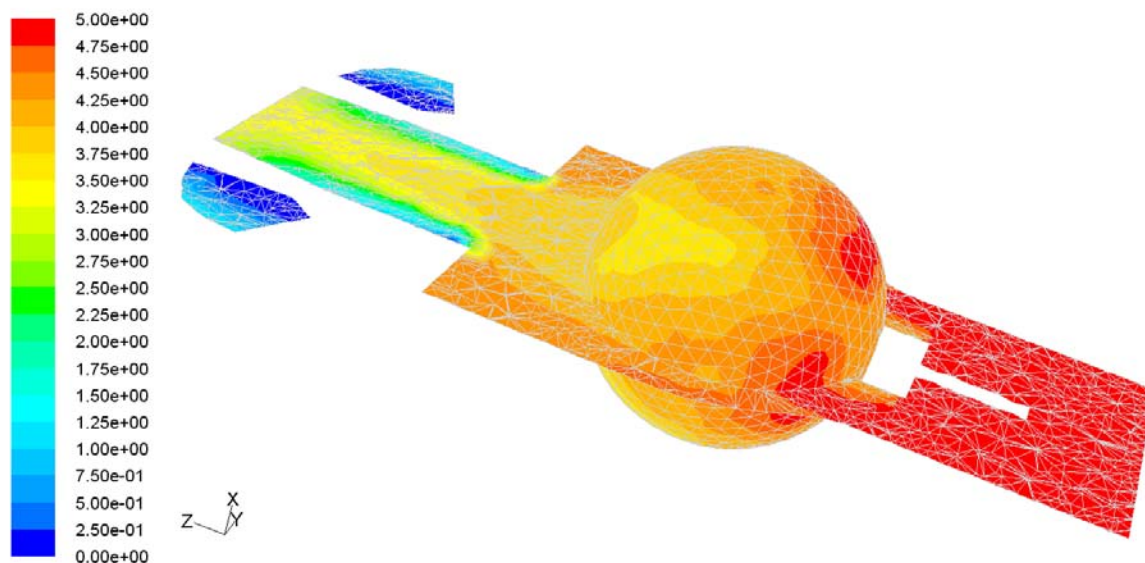


Figura 6.6. Mapa de presiones sobre el flotador de la ventosa.

- La realización de los ensayos en admisión y la validación de los mismos por los mismos medios que se han validado los ensayos en expulsión. Para la realización de los ensayos físicos de admisión se están realizando contactos para la utilización de instalaciones internacionales en las que mediante la utilización de soplantes se están realizando estos ensayos en la actualidad. Para el ensayo en agua será utilizadas las instalaciones del departamento de ingeniería hidráulica.

Bibliografía.

ANSI/AWWA 512 (2004) American Water Works Association. "Air-Release, Air/Vacuum, and Combination Air Valves for Waterworks Service".

AWWA M51 (2005) American Water Works Association. "Air-Release, Air/Vacuum, and Combination Air Valves for Waterworks Service. Manual of water supply practices".

Boldy, A.P. (1992), "The representation and use of air inlet/outlet valves for pressure surge control", International conference on unsteady flow and fluid transients, Durham (Inglaterra)

Chaudhry, M.H. (1987) Applied hydraulic transients. Ed Van Nostrand Reinhold Company, New York, USA

Carlos, M. (2007); Estudio de la influencia de las ventosas en transitorios hidráulicos con aire atrapado. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, Universidad Politécnica de Valencia.

Dvir, Y. (1995); Flow control devices, editado por Control Appliances Books para Bermad Control Valves, Israel.

Fuertes, V.S. (2001); Transitorios con aire atrapado. Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente, Universidad Politécnica de Valencia.

Fuertes-Miquel, V.S., Iglesias-Rey, P.L., García-Mares, F.J., Mora-Meliá D. (2009); "Air valves behaviour. Comparison between compressible and incompressible flow". International Workshop on Environmental Hydraulics. Theoretical, experimental and computational solutions. CRC Press. Taylor & Francis Group. Valencia, 28-29 octubre 2009.

Iglesias, P.L., Fuertes, V.S., Martínez, F.J., García F.J. (2008); "Utilización de técnicas CFD para caracterización de ventosas de admisión y expulsión de aire". VIII Seminario Iberoamericano sobre Planificación, proyecto y operación de redes de distribución de agua. Lisboa (Portugal), julio 2008.

Iglesias, P.L., Fuertes, V.S., García F.J., Martínez, F.J. (2008); "metodologías para la caracterización de válvulas de aireación". XXIV Congreso latinoamericano de hidráulica. Punta del este (Uruguay), Noviembre 2010.

García-Mares, F.J., Iglesias Rey, P.L., Fuertes-Miquel, V.S., Mora-Meliá, D., Lopez-Jimenez, P.A. (2009); "Comparison of air valve behaviour by using CFD techniques" International

Workshop on Environmental Hydraulics. Theoretical, experimental and computational solutions. CRC Press. Taylor & Francis Group. Valencia, 28-29 octubre 2009.

Guarga, R., Sanchez, J.L., Carmona, R., Aguilar, L. (1990); Transitorios hidráulicos y su control; Facultad de Ingeniería, Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, Montevideo, Uruguay.

Reader R.A., Kennard M.F., Hay J. (1997) "Valves, pipework and associated equipment in dams-guide to condition assessment. CIRIA Report 170. CIRIA.

UNE- EN 1074-4 (2000) AENOR. "Válvulas para el suministro de agua. Requisitos de aptitud al uso y ensayos de verificación. Parte 4: Purgadores y ventosas".

Wylie, E.B., Streeter, V.L. (1982). Fluid transients. FEB Press, Ann Arbor, Michigan, USA.