

VALIDACION/CALIBRACION DE MODELOS PARA FLUJOS CAVITANTES, APLICACIÓN AL DISEÑO EN INGENIERÍA

Ernesto F. Gandolfo Raso^a, E. Franco Cappa^a, Flavio H. Moll^a, Miguel G. Coussirat^a, Alfred Fontanals^b y Alfredo Guardo^b

^aGrupo LAMA- Universidad Tecnológica Nacional-Facultad Regional Mendoza, Rodriguez 273, 5200
Mendoza, Argentina, <http://www.frm.utn.edu.ar/lama>

^bDepartamento de Mecánica de Fluidos, EUETIB-Universitat Politècnica de Catalunya, C. Jordi
Girona 31, 08034 Barcelona, España

Palabras Clave: cavitación, validación, calibración, CFD, turbulencia, turbomáquinas.

Resumen. Los flujos cavitantes se corresponden en general a una estructura turbulenta del flujo, combinada con una estructura bifásica (líquido-vapor) cuando la presión del líquido disminuye hasta su presión de vapor. Esta disminución de la presión de vapor puede deberse a diversos factores relacionados con la hidrodinámica del flujo y las propiedades físicas del fluido pudiendo presentar diferentes características. La aparición y el posterior colapso de cavidades de vapor cerca de paredes sólidas, generan pulsos de presión de alta frecuencia que ocasionan la falla por fatiga del material sólido, y pérdida de rendimiento y daño mecánico en turbomáquina.

Experimentos que identifican el patrón de flujos cavitantes muestran que el estado de cavitación desarrollada puede tener diferentes estructuras tanto estadísticamente estacionarias (attached cavities) como no estacionarias (del tipo periódica, i.e., evolving cavity due to a reentrant jet), siendo algunas de ellas más agresivas desde el punto de vista del daño ocasionado por cavitación. Existen también montajes experimentales orientados a estudios que implican la búsqueda y/o desarrollo de materiales resistentes al daño por cavitación, pero su alto costo de montaje y operación, es de interés identificar mediante CFD (Computational Fluids Dynamics) las estructuras presentes en un flujo cavitante, de cara a la posterior evaluación del daño en materiales en la etapa de diseño (ej.: diseño de turbomáquinas, inyectores de fuel, etc) identificando las zonas de vaporización/colapso de las burbujas. Este tipo de flujo muestra una gran complejidad en su modelado, debido a su estado bifásico y turbulento del flujo.

Dentro de los paquetes de software CFD comerciales o "in house" existen varios modelos de cavitación, pero es una discusión abierta, su posible aplicación al diseño en ingeniería debido a los numerosos parámetros en juego que en general no están suficientemente calibrados y a que la validación de estos modelos no es extensiva. En este trabajo se continúa con trabajos de calibración/validación, presentando resultados obtenidos mediante CFD del flujo cavitante en el interior de Venturis en donde se producen tanto cavidades del tipo sheet attached cavity como del tipo evolving sheet cavity/reentrant jet. La calibración/validación se hizo comparando resultados CFD (geometrías de dos dimensiones o 2D y de tres dimensiones o 3D) con datos experimentales (perfiles de velocidad dentro y fuera de la cavidad, longitud de la cavidad, fracción de vapor en la cavidad y tipo de cavidad en función del contenido de vapor dentro del fluido). Se discutirán conclusiones obtenidas de cara a futuras aplicaciones en el diseño de turbomáquina.

1 INTRODUCCIÓN

La cavitación se corresponde a una estructura bifásica (líquido-vapor) cuando la presión del líquido disminuye hasta su presión de vapor, p_v . Esta disminución de p_v puede deberse a diversos factores relacionados con la hidrodinámica del flujo y las propiedades físicas del fluido, pudiendo presentar diferentes características en cuanto a su configuración, (e.g. de burbujas, de lámina, supercavitación, etc., e.g. ver: Hammit, 1980, Brennen, 1995, Franc y Michel, 2004). En la cavitación hidrodinámica, pueden distinguirse tres fases en su desarrollo: 1) aparición de burbujas de vapor, 2) crecimiento/convección de las burbujas, con una cierta permanencia y extensión de la zona de vaporización del líquido, variando su volumen y extensión, y generando una estructura del flujo muy compleja, 3) implosión de las burbujas cuando éstas son convectadas corriente abajo hacia zonas en donde la presión en el seno del fluido crece. Las fases 2) y 3), en ciertos casos, producen un acoplamiento fluido-estructura (lock-in) que puede favorecer la falla del material debido a que al daño propio por cavitación se suman posibles efectos de acoplamiento de frecuencias del material sólido que favorecen la magnificación de vibraciones. El daño por cavitación se produce por el colapso de estas cavidades cerca de paredes sólidas, cuando el flujo avanza a zonas en donde la presión se incrementa. Al colapsar implosionando generan pulsos de presión de alta frecuencia, ocasionando falla por fatiga del material sólido. Aparte de este daño en el material, existen bajas en el rendimiento de los dispositivos hidráulicos que soportan este fenómeno (e.g., inyectores, toberas, perfiles hidrodinámicos, turbomáquinas, etc.), ya que se producen zonas con recirculación y bloqueos del flujo circulante. Experimentos realizados sobre geometrías simples tales como orificios, (e.g., Nurick, 1976), Venturis (e.g. Callenaere et al, 2001; Stutz et al, 1997, Stutz et al, 2000, Sato et al, 2003, Goncalves et al, 2009, Barre et al, 2009), o álabes sumergidos en una corriente (e.g., Le Q. et al., 1993), muestran que el estado de cavitación desarrollada tiene estructuras de vaporización/colapso de burbujas, similares a las que aparecen en dispositivos hidráulicos industriales, siendo algunas de ellas de tipo periódica en su desarrollo, y dependen del estado fluidodinámico del flujo, siendo algunas de ellas más agresivas desde el punto de vista del daño por cavitación.

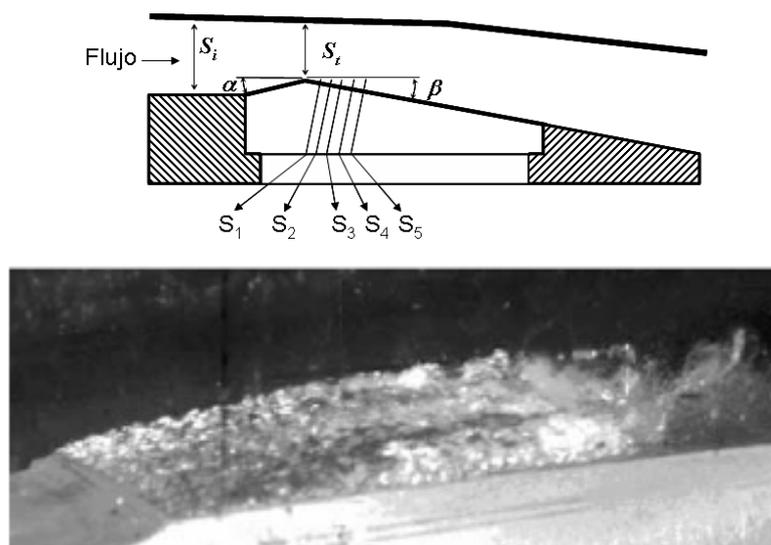


Figura 1: Izquierda: Geometrías simplificadas (Venturis, $\alpha=4,5^\circ$, $\beta=4^\circ$), para estudio de cavitación de lámina estacionaria (steady attached sheet cavitation, Stutz et al, 1997, Barre et al, 2009), $\alpha=18^\circ$, $\beta=8^\circ$ unsteady sheet/re-entrant jet cavitation, (Stutz et al, 2000). Derecha: Desarrollo de la burbuja sobre la pared del Venturi, ($\alpha=4,5^\circ$, $\beta=4^\circ$, ppm ~8, $v=10,8\text{m/s}$, steady attached sheet cavitation)

Para el caso de álabes, existe amplia información de la descripción del comportamiento global de las cavidades que se desarrollan en la parte superior del álabe bajo un cierto ángulo de ataque, α , y en relación a un cierto parámetro de cavitación σ , definido específicamente para este tipo de problemas, ver más detalles en [Moll et al, 2011](#). Para dispositivos tipo Venturi existe información similar, en función de una cierta geometría del dispositivo, del σ , definido convenientemente y del ángulo de inclinación de la pared divergente del mismo, β , ([Figura 1](#)). En este caso, la definición para el σ , está dada por:

$$\sigma = (p - p_v) / (0,5 \rho c^2) \quad (1)$$

donde p es la presión de referencia (absoluta) en una posición definida a la entrada de la zona de ensayo, p_v presión de vapor, ρ es la densidad del fluido y c es la velocidad de la corriente libre en dicha entrada. La combinación de valores para σ , y β permite definir distintos tipos de flujo cavitante de forma similar a lo presentado para álabes y escalones con aumento de la sección de paso, (e.g. [Moll et al, 2011](#), [Moll et al, 2012](#)) en donde el tipo de flujo cavitante es función de σ y la altura del escalón. Distinto es el caso de orificios, en donde hay disminución de la sección, ya que estudios experimentales, [Nurick, 1976](#), muestran que también puede definirse el tipo de cavitación sólo en función de σ , pero su rango de variación en cuanto al tipo de cavitación es más limitado, pues es difícil observar fenomenología asociada a procesos no estacionarios debido a que las escalas del flujo bifásico en estos procesos son pequeñas.

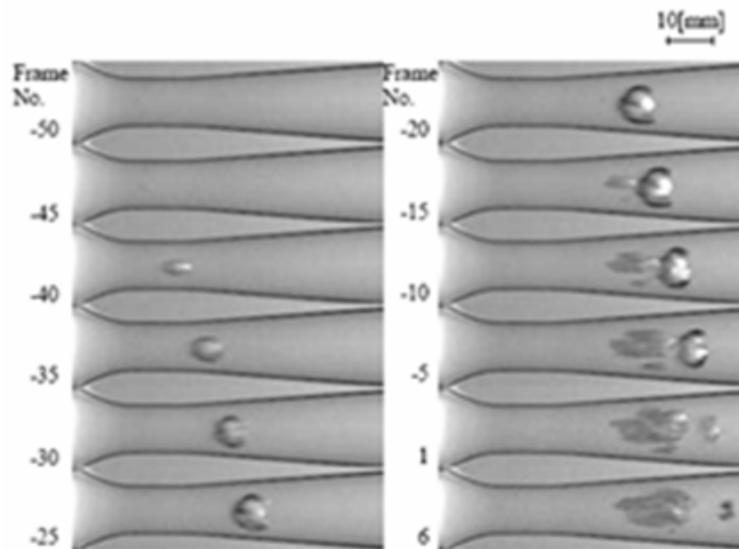
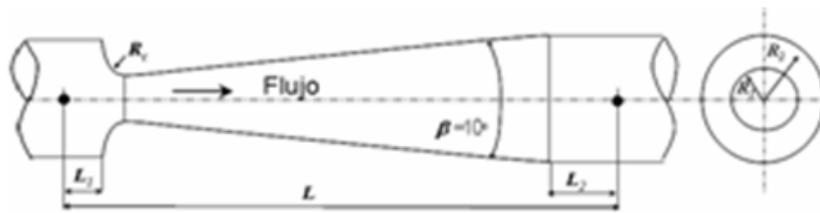
Para el caso de cuerpos sumergidos (álabes), la predicción, o mejor, la posibilidad de evitar daños por cavitación ha sido el objeto de muchos experimentos ya que este fenómeno, por su complejidad (hay múltiples dependencias entre parámetros del fluido/flujo) no es posible de predecir mediante formulaciones teóricas. Generalmente se considera que los principales parámetros que influyen en el comienzo de la cavitación y sus siguientes estados son la geometría por donde fluye el fluido, la presión absoluta y la velocidad del flujo, y la presión crítica, $p_{crít}$, que es asociada en la mayoría de los casos a la presión de vapor, p_v , que es la presión en donde el líquido comienza a sufrir el cambio de fase a fase vapor. La evidencia experimental (e.g. [Keller, 1992](#)), indica que el fenómeno de cavitación está regido fuertemente por dos grupos principales de parámetros: los que caracterizan el fluido (e.g., su viscosidad, su cantidad de núcleos. Esto es, impurezas y gases disueltos, que afectan el comienzo de la cavitación), y otras que caracterizan el flujo (e.g., velocidad media, su nivel de turbulencia, el desarrollo de capas límites, desprendimientos). Muchos de estos parámetros son difíciles de medir y luego no son tenidos en cuenta. Estos resultados, provenientes de una extensiva experimentación, indican que es necesario tener una clara identificación tanto de los efectos viscosos como de la calidad del agua (núcleos) para asegurar reproducibilidad de resultados. Desafortunadamente, mucha de la información experimental no indica claramente de los valores de estos parámetros tan importantes.

En relación a la estructura del flujo cavitante (tipo de cavitación) para dispositivos Venturi, la información disponible también es amplia, ya sean Venturis 2D, esto es, de sección rectangular ([Stutz et al, 2000](#), [Coutier Delgosha et al, 2003](#), [Goncalves et al, 2009](#), [Barre et al, 2009](#)), o axi-simétricos ([Abuaf et al, 1981](#), [Sato et al, 2003](#)). Para Venturis 2D existe un conjunto de trabajos experimentales (referencias recién citadas) donde se presentan resultados experimentales muy completos de una geometría básica como la mostrada en la [Figura 1](#), con cambios en los ángulos α y β que permite modificar la estructura del flujo cavitante desde steady sheet attached cavity hasta unsteady sheet/reentrant jet cavity. Se presentan resultados experimentales para la fracción de vapor dentro de la burbuja y los perfiles de velocidades en

la sección en donde la burbuja está presente (estaciones S₁, S₂, S₃, S₄ y S₅, ver [Figura 1](#)) y de medición de la longitud de la cavidad, usando como referencia la isolínea de fracción de vapor 0,2 ó 0,3. La información disponible de parámetros claves del flujo es buena (e.g. nivel de turbulencia en la entrada, σ , temperatura, y p_v y el nivel de gases disueltos en el agua). Asimismo se indica cual es el grado de incerteza de las medidas y la metodología utilizada para su cálculo. Los experimentos muestran que cuando la velocidad es de 10,8 m/s en la sección de entrada al Venturi y los ángulos son $\alpha=4,5^\circ$, $\beta= 4^\circ$ respectivamente, la cavidad formada es muy estable caracterizada por una longitud casi constante en el tiempo, aunque la región de cierre de la burbuja muestra pequeñas fluctuaciones debido a pequeños desprendimientos de burbujas de muy pequeño tamaño, y a incipiente y muy localizados fenómenos del tipo re-entrant jet en el final de la cavidad. No se han observado para este caso ciclos periódicos de grandes desprendimientos. Estos ciclos si se observan cuando se incrementan los ángulos a $\alpha=18^\circ$, $\beta= 8^\circ$, respectivamente incluso para velocidades menores, del orden de 7 m/s. Se observa que aparece una cavidad con su comienzo establemente vinculado a la pared en la zona de la garganta del Venturi, que va creciendo progresivamente hasta que en su extremo corriente abajo se inicia un proceso denominado re-entrant jet que hace que la cavidad se desprenda y se convecte corriente abajo. Este proceso es cíclico y se pueden identificar frecuencias características de desprendimiento.

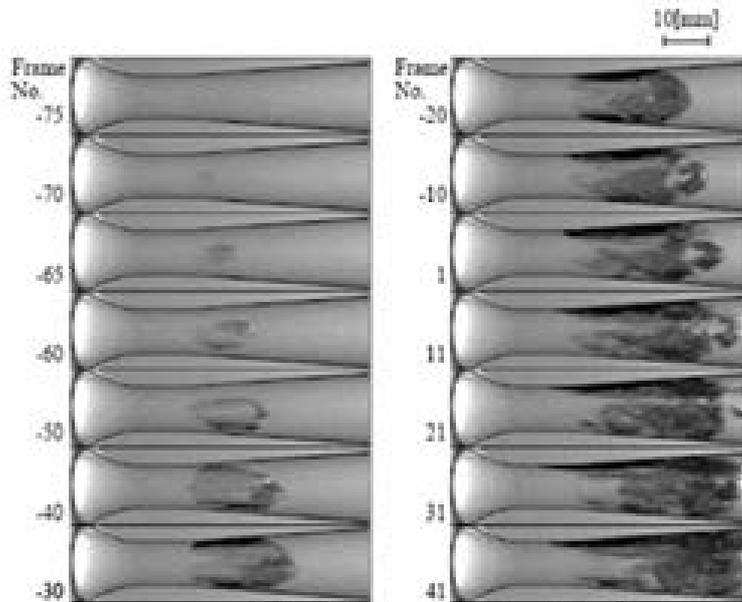
Para el caso de Venturi con secciones circular, [Sato et al, 2003](#), presenta resultados experimentales de una geometría básica como la mostrada en la [Figura 2](#), con cambios en el número de Reynolds, σ y el nivel de gases disueltos y se muestran el cambio de estructura del flujo cavitante en función de esos parámetros. Se presentan resultados experimentales que consisten en la visualización de la aparición de burbujas y cavidades (grupos de burbujas) para distintos casos, variando el Reynolds y el nivel de gases disueltos, dando algunos detalles en el grado de incerteza de las medidas. Se observó que cuando no hay separación del flujo en la capa límite, la cavitación es del tipo de burbujas que se convectan (bubble-traveling). Cuando hay separación del flujo en la capa límite, el tipo de cavitación pasa a ser de lámina (attached sheet cavitation/re-entrant jet). Se identifica claramente que el comportamiento del flujo cavitante es dependiente del contenido de gases disueltos en el agua, ya que su aumento conlleva pasar del tipo bubble-traveling hacia attached sheet cavitation (ver [Figura 2](#)).

La estructura de los bancos es compleja, con numerosos instrumentos de alta complejidad para la medición de parámetros de interés. Debido al alto costo de los experimentos, es de interés evaluar si mediante modelado CFD se puede caracterizar el tipo de estructura que posee la zona de vaporización/colapso de las burbujas en diferentes dispositivos hidrodinámicos. El modelado CFD de flujos cavitantes recién se ha comenzado a abordar intensivamente desde hace una década, debido a que este tipo de flujo muestra una gran complejidad, ya que deben tenerse en cuenta el tanto el estado bifásico como turbulento del flujo, existiendo un fuerte acoplamiento entre el estado de turbulencia del flujo y las variaciones de presión que este estado induce, lo que conduce en ciertos casos a tener un flujo bifásico (cavitación). Al presente existe una buena cantidad de trabajos orientados a la resolución mediante CFD de flujos cavitantes, proponiendo distintas estrategias de desarrollo de código numérico asociado al modelado de este problema, (e.g. [Franc and Michel, 1985](#), [Kunz et al, 1999](#), [Arndt et al, 2002](#), [Singhal et al, 2002](#), [Coutier Delgosha et al, 2003](#), [Qin et al, 2003](#), [Zwart et al, 2004](#), [Barre et al, 2009](#), [Goncalves et al, 2009](#)) teniendo ya en cuenta el modelado previo del estado turbulento del flujo, utilizando los desarrollos de submodelos para la turbulencia del tipo Eddy Viscosity Models (EVM) ya existentes en esa línea.



$Re = 5.33 \times 10^4$, $\sigma = 0.611$, $U = 1.34$ m/s
 $\beta = 2.91$ mg/l, $T_w = 293$ K, $F_s = 18,000$ fps

(b) Transition-type cavitation



$Re = 5.33 \times 10^4$, $\sigma = 0.611$, $U = 1.34$ m/s
 $\beta = 3.23$ mg/l, $T_w = 293$ K, $F_s = 18,000$ fps

(c) Sheet cavitation

Figura 2: Caracterización del tipo de cavitación en Venturi, [Sato et al, 2003](#).

Estos desarrollos hacen que al presente, dentro de un código numérico CFD comercial (e.g. [ANSYS-Fluent v13](#), 2010, utilizado en las simulaciones del presente trabajo) o abierto (e.g. [OpenFoam](#), v2.1.1, 2012), se dispongan de varios submodelos tanto para la turbulencia del tipo EVM, (e.g.: Spalart-Allmaras (S-A), $k-\varepsilon$ en sus diferentes versiones, $k-\omega$ en sus diferentes versiones), o del tipo Reynolds Stress Model (RSM, [Launder et al](#), 1975), o del tipo Large Eddy Viscosity (LES) o Detached Eddy Viscosity models (DES), (ver más detalles sobre estos modelos en e.g.: [Wilcox](#), 1993, [Versteeg et al](#), 1996, [Durbin et al](#), 2001), como para la cavitación, (ver e.g.: [Singhal et al](#), 2002, [Zwart et al](#), 2004). El estado actual en el ámbito de modelado de flujos turbulentos industriales y su costo en términos de tiempo de CPU implica generalmente el uso de modelos del tipo EVM que representan las fluctuaciones de manera escalar, o del tipo RSM que tienen en cuenta la forma vectorial de estas fluctuaciones. La selección/combinación más idónea de ambos tipos de submodelos, así como sus respectivas calibraciones, es aún un tema abierto, tanto en términos de buena aproximación a los resultados experimentales, como de tiempo de CPU consumido, siendo este último parámetro de gran relevancia en la aplicación de CFD a casos de interés industrial.

Las referencias ya citadas se relacionan con desarrollo y aplicación de CFD a experimentos en geometrías simples tales como escalones, orificios, cuerpos sumergidos aislados (cuerpos romos y álabes) entre otros, aplicaciones vinculadas a los experimentos ya reseñados en este trabajo. En todos estos trabajos de simulación se trata de identificar las zonas de bajas presiones en donde puede aparecer la cavitación. En los trabajos relacionados con perfiles aislados, ampliamente estudiados, la información es más completa, pues se poseen datos del patrón de flujos tales como velocidades medias y fluctuaciones de las mismas, stream lines, presiones etc.(e.g.: [Kunz et al](#), 1999, [Arndt et al](#), 2002). La información relacionada con dispositivos Venturi es también abundante, teniéndose comparativas de CFD contra datos experimentales para fracción de vapor y perfiles de velocidad asociados, (e.g. [Coutier Delgousha et al](#), 2003, [Barre et al](#), 2009). Más recientemente, se ha abordado el problema de aplicación de CFD a la predicción de flujo cavitante en turbomáquinas (e.g., [Medvitz et al](#), 2001, [Grekula et al](#), 2001) en donde se trata de identificar zonas en donde se produce cavitación y su relación con la altura neta de succión positiva (NSPH), parámetro característico de las turbomáquinas. Pero bases de datos en donde se tengan patrones del flujo, son muy escasas. En todos estos trabajos se usan diferentes combinaciones de submodelos (turbulencia/cavitación) y se han obtenido mejores o peores aproximaciones a los resultados experimentales, pero sin existir una clara superioridad de una combinación respecto de otra.

1.1 Submodelos para la turbulencia

Los flujos turbulentos se caracterizan por tener fluctuaciones respecto de los valores medios de presión y velocidad. Éstas conducen a fluctuaciones en el momentum y en la energía. Desde el punto de vista de la representación matemática, existen ecuaciones exactas de transporte para las variables velocidad y presiones instantáneas (ecuaciones de Navier Stokes). Debido a que las fluctuaciones pueden ser de pequeña escala y alta frecuencia, su captura a través de CFD puede resultar sumamente cara en términos de tiempo computacional cuando se simulan casos prácticos de ingeniería a través de simulaciones del tipo DES, LES, o Direct Numerical Simulations DNS, no factibles aún para aplicaciones generales aplicadas a flujos industriales (e.g., [Spalart P](#), 2000), o específicamente a casos 3D de flujos cavitantes (e.g. [Goncalves et al](#), 2009). En su lugar, es común el uso de ecuaciones ad-hoc obtenidas a través de distintas técnicas que permiten “filtrar” las fluctuaciones y pasar sus efectos a los valores medios de las variables velocidad y presión, (e.g.: Reynolds Averaged Navier Stokes, RANS) más algún submodelo

del tipo EVM o RSM (e.g. [Lauder et al, 1975](#)) para la turbulencia, a efectos de "cerrar" el problema.

Todos estos modelos se basan en ecuaciones de transporte calibradas para casos particulares de flujos turbulentos, y no puede definirse claramente la superioridad de un submodelo sobre otro, La calidad de las aproximaciones obtenidas son siempre "problema-dependientes". Es por ello que muchas veces se justifica el uso de más de un modelo ([Coussirat, 2003](#)) a los efectos de tener una cierta garantía de que las aproximaciones obtenidas sean adecuadas. Para el caso de flujos cavitantes la aproximación RANS + EVM/RSM; conduce a una separación de baja frecuencia entre las escalas computadas directamente o mediante modelado. Para el caso de una gran cantidad de flujos cavitantes no estacionarios con frecuencias de desprendimiento periódico por debajo de 100Hz esta aproximación es suficientemente buena (ver más detalles en [Moll et al, 2011](#)), aunque también se sabe que la mayoría de los EVM tienen dificultades cuando se aplican a estos casos, debido a la sobre-predicción de la viscosidad turbulenta que reduce el desarrollo de inestabilidades típicas en flujos con cavitación de lámina (i.e., attached sheet cavitation, ver [Goncalves et al, 2009](#)). Una posibilidad de ajustar mejor estos casos es la limitación de la viscosidad turbulenta en esas zonas, lo que ha conducido a numerosas estrategias para hacer esto (e.g. [Coutier Delgosha et al, 2003](#), [Goncalves et al, 2009](#), [Barre et al, 2009](#)).

1.2 Submodelos para la cavitación

Varios modelos físicos y numéricos se han desarrollado para el estudio de flujos cavitantes y más generalmente flujos bifásicos con transición de fase. Los estudios desarrollados pueden clasificarse dentro de dos categorías: ajuste de la interfase (fitting interface) y modelado del continuo (continuum modeling). Los modelos de esta última clase se están volviendo cada vez más populares porque éstos incluyen la física de los flujos cavitantes. Estos modelos pueden implementarse usando diferentes aproximaciones: modelos homogéneos (un solo fluido), modelos de dos fluidos y modelos híbridos, (para detalles ver e.g.: [Kunz et al, 2001](#) y [Singhal et al, 2002](#), [Tepes P, 2005](#), [Goncalves et al, 2009](#)). Los modelos híbridos son modelos intermedios entre los modelos de un fluido y dos fluidos y están basados en que se agrega una ecuación de masa para la densidad de líquido o vapor que incluye términos fuentes relacionados con los efectos de cavitación. Luego, estos modelos se basan en el uso de las ecuaciones RANS para el flujo turbulento del fluido con densidad variable, siendo la densidad del fluido una función de la fracción de vapor, la que a su vez se calcula resolviendo una ecuación de transporte acoplada con las ecuaciones RANS de conservación de masa y momentum, acopladas a su vez con un modelo para la turbulencia, generalmente del tipo EVM. La dificultad que estos modelos ofrecen es la formulación de estos términos fuentes y la calibración de los parámetros asociados con los procesos de vaporización y condensación.

En los códigos CFD actuales (e.g. [ANSYS Fluent v13, 2010](#)) existen algunas de estas opciones para el modelado de la cavitación, e.g. [Singhal et al, 2002](#) o [Zwart et al, 2004](#). La derivación de los términos fuentes que afectan la ecuación de masa en todos estos modelos, se hace a partir de diferentes supuestos y simplificaciones de la ecuación de Rayleigh-Plesset, que rige la dinámica de crecimiento y decrecimiento de una burbuja, para así definir los términos fuentes relacionados con los efectos de cavitación (e.g. ver [Franc and Michel, 2004](#); [Singhal et al, 2002](#), [Zwart et al, 2004](#)).

Al igual que para los submodelos para la turbulencia, no hay una clara superioridad de un

modelo sobre otro (Goncalves et al, 2009) y también en este caso, las aproximaciones son "problema-dependientes" y haciendo la salvedad de que la oferta de modelos diferentes para la cavitación es mucho menor ya que el abordaje mediante métodos numéricos de flujos bifásicos con presencia de cavitación es relativamente reciente. Un aspecto de interés particular en este trabajo, que está centrado en la calibración de parámetros del modelo de Shingal, es que en función de las características del flujo cavitante, este modelo permite definir una velocidad de deslizamiento de la burbuja respecto del medio líquido. Para los casos estudiados en este trabajo, el tipo de cavitación que se desarrolla está claramente identificado y es de tipo attached cavity flow (Figura 1). En estos casos una hipótesis de modelado frecuentemente asumida (Coutier Delgosa et al, 2003) es que la velocidad de deslizamiento es nula, esto es, la burbuja de vapor tiene la misma velocidad de flujo del líquido y así la interfase posee un equilibrio dinámico.

2 METODOLOGÍA DESARROLLADA

Como parte de las actividades de I+D que actualmente se desarrollan en la Facultad Regional Mendoza de la Universidad Tecnológica Nacional, (FRM - UTN), existe un proyecto orientado a caracterizar la fenomenología de la cavitación y el daño que ésta produce en turbomáquinas hidráulicas, siendo el desarrollo de este proyecto de carácter interdisciplinario. Una parte del trabajo a desarrollar implica la construcción de un banco de ensayos experimentales (tipo Venturi) que contempla la introducción de probetas recargadas con distintos tipos de aleación, para analizar la resistencia de éstas al daño por cavitación, mediante el análisis de la estructura microscópica de la probeta ensayada y de la tasa de pérdida de material que ésta sufre después de un cierto tiempo de ensayo. Los resultados obtenidos pretenden identificar las mejores aleaciones que puedan luego ser utilizadas como material de base en la construcción o de recargue de zonas afectadas por el daño, durante la reparación de turbomáquinas hidráulicas. En la realización de cada ensayo del banco, los costos de operación y el tiempo del ensayo (alrededor de 150 h en promedio) son elevados, y por tanto se pretende disminuir el número de ensayos. Un objetivo del proyecto es tratar de identificar mediante CFD el tipo de configuración hidrodinámica (geometría del Venturi/probeta y parámetros del flujo circulante por el dispositivo de ensayo) que permita la disminución de tiempos de ensayo. Esta disminución está vinculada con el tipo de patrón del flujo cavitante en la zona de ensayo. Relacionado con estas tareas de CFD, en trabajos previo (Moll et al, 2011, Moll et al, 2012) ya se presentaron algunos resultados relacionados con estudios de validación y de sensibilidad a parámetros de CFD para flujos cavitantes en el caso de inyectores (Nurick, 1976) y de Venturis (Sato et al, 2003). La experiencia adquirida en estos trabajos previos permite, a partir de una definición idónea de algunos parámetros (e.g. tamaño de celdas, $y+$, etc.) disminuir los estudios de independencia de resultados a la calidad/tamaño de celdas de la malla de cálculo. En este trabajo se ha realizado ampliación del estudio bibliográfico previo relacionado con la fenomenología de flujos cavitantes, orientado a la identificación de los parámetros más relevantes a tener en cuenta a la hora de aplicar un modelo CFD a casos de flujos cavitantes. El objetivo de este trabajo, aparte de conocer que combinaciones de submodelos de cavitación y turbulencia son adecuados para posteriores aplicaciones al diseño en ingeniería, es analizar posibles parámetros de calibración para estos modelos. Se analizó por tanto la sensibilidad de los submodelos a cambios en los parámetros característicos más importantes identificados, ampliándolos resultados obtenidos previamente en Moll et al, 2011, Moll et al, 2012. Para ello se continuó con la tareas de validación/calibración de los submodelos de turbulencia y cavitación (sólo para el modelo de Shingal) usando los datos experimentales de Barre et al, 2009 para el caso de Venturis de sección rectangular y con cavitación no desprendida (attached

sheet cavitation) y se modeló más extensivamente el caso de [Sato et al, 2003](#), a fin de estudiar si es posible caracterizar los efectos no estacionarios de la cavidad formada en función del σ y el contenido de gases disueltos en el fluido. En ambos casos se utilizaron las combinaciones de modelos turbulentos y de cavitación ya estudiadas en trabajos previos y que permitieron los mejores ajustes de los datos experimentales. Las conclusiones obtenidas de este trabajo se aplicarán para continuar en la identificación del tipo de estructura de la fase vapor, que se presenta bajo condiciones de trabajo, en un banco de ensayos de la FRM-UTN bajo desarrollo cuando hay cavitación, optimizado el tiempo de ensayo, previendo que se genere un tipo de cavitación agresiva sobre las probetas, que es el efecto buscado para disminuir los tiempos de ensayo.

La metodología básica de validación/calibración ya fue estudiada y definida adecuadamente en [Moll et al, 2011](#) y el primer paso es su aplicación al modelado CFD de datos para un Venturi 2D en donde se definen los parámetros geométricos y del flujo para tener cavitación del tipo steady sheet attached cavity. Se compararán valores del tamaño de la cavidad y perfiles de fracción de vapor y velocidades de la misma. Se modificarán parámetros de calibración de producción de viscosidad turbulenta en los modelos turbulentos utilizados y fracción de gases disueltos (parámetro del que la cavitación es altamente dependiente y muchas veces no informado en los experimentos) en función de la información disponible/inferida a partir de los datos experimentales. Se define un segundo paso que implica la utilización de datos experimentales un Venturi axi-simétrico, [Sato et al, 2003](#), en donde el ángulo de divergencia es suave. Cabe destacar que en el trabajo de [Barre et al, 2009](#), se presentan resultados para casos no estacionarios de cavidades pero los ángulos de divergencia son muy grandes lo que conduce a la formación de gradientes adversos de presión muy fuertes, que dificultan la definición de parámetros asociado a las condiciones de frontera (funciones de pared), este trabajo será objeto de posteriores estudios. Para el caso de Sato, 2003 se aplicaron las mejores combinaciones de submodelos obtenidas para el caso de Barre 2009 y se estudia la sensibilidad del modelo de cavitación de Singhal al contenido de oxígeno disuelto en el agua. Se analizó la factibilidad de ver si mediante CFD es posible capturar la frecuencia de desprendimiento de estructuras en función del contenido de gases disueltos. Como parte de un futuro trabajo también se pretende contrastar estos resultados experimentales con los que se obtendrán con software abierto (OpenFoam).

3 DEFINICIÓN DE LOS MODELOS NUMÉRICOS

Para la simulación mediante CFD se utiliza el método de los volúmenes finitos. Se parte de la definición de una malla de cálculo definida a partir de las geometrías de los datos experimentales, tanto para los casos de [Barre et al, 2009](#) y [Sato et al, 2003](#) y de la definición de las condiciones de borde específicas para cada caso, las que surgen de análisis de los datos experimentales. En ambos casos se hizo una completa definición de la geometría utilizada, condiciones de borde y mallas definidas, incluyendo estudios de sensibilidad de resultados al tamaño de las celdas de la malla, usando la experiencia de trabajos previos ([Moll et al, 2011, 2012](#)).

3.1 Mallado, tipo de flujo y condiciones de borde

Tanto en los casos de [Barre et al, 2009](#) y de [Sato et al, 2003](#), se usaron parámetros de mallado (tamaño de celda, $y+$, etc.) para definir la calidad del mallado y la independencia de resultados con el mallado ya definidas en el trabajo previo ([Moll et al, 2011](#)). El flujo se modeló como 2D

y 3D en el caso de Barre *et al*, 2009 y como 2D axi-simétrico en el caso de Sato. Se comprobó nuevamente que valores del parámetro y^+ en el rango de 15-40 implicaban una muy débil dependencia de los resultados a la malla. La presión de vapor y el contenido de gases disueltos se definieron en función de los datos experimentales para cada caso. Para el caso de Barre *et al*, 2009 (steady attached sheet cavity) se definió una velocidad de entrada de 10,8 m/s. El contenido de gases disueltos es de $\sim 8,0$ ppm. Para el caso de Sato *et al*, 2003, la velocidad es de 1,34 m/s. En ambos casos se extendió el dominio de cálculo en la entrada lo suficiente como para dar lugar al desarrollo de una capa límite en el flujo, definido en la tabla 1. La magnitud de esta extensión se calcula en función del Reynolds del sistema. En ambos casos también se define en la salida una presión estática constante, la que luego se va disminuyendo de modo de lograr el valor de σ adecuado en una sección de referencia en la entrada al igual que se hizo en el experimento. Se comprobó que el flujo tiene una configuración más estable si se extiende con sección constante el extremo de la parte divergente del Venturi. Esta estrategia implica una mejora en la convergencia y en los tiempos de CPU para lograrla.

3.2 Parámetros de modelado y esquemas de discretización utilizados

Para el caso de Barre *et al*, 2003, los parámetros de modelado son: Flujo estacionario, esquemas de estabilización del tipo upwind de segundo orden o QUICK, acoplamiento presión-velocidad mediante algoritmo tipo SIMPLE y se fijaron los residuos normalizados en 10^{-5} . Para el caso de Sato *et al*, 2003, los parámetros de modelado son: flujo no estacionario, definiendo un paso de tiempo de 1×10^{-5} s, a partir del cuidadoso análisis de los fotogramas (Figura 2).

Los datos experimentales de Sato muestran una serie de fotogramas para parte de un ciclo del inyección/desarrollo/conformación/desprendimiento/colapso de la burbuja tomados con una videocámara, a una velocidad de cámara de 18.000 fps (frame per second). El análisis del ciclo de la burbuja y los fotogramas permite concluir que el tiempo por cuadro es de $5,5 \times 10^{-5}$ s. Luego se definen pasos de tiempo para el modelado que sean adecuados para asegurar evitar fenómenos de aliasing. Se comenzó a simular por tanto con un paso de tiempo de $1/5$ del tiempo característico de evolución definido a partir de los datos experimentales.

Los esquemas de discretización fueron definidos como: upwind de segundo orden o QUICK, acoplamiento presión-velocidad mediante algoritmo tipo SIMPLE y se fijaron los residuos normalizados para todas las variables en un orden de 10^{-5} . Todos los casos han sido simulados en doble precisión.

3.3 Submodelos para la turbulencia y para la cavitación utilizados

A partir de la experiencia obtenida en los trabajos previos (Moll *et al*, 2011, 2012), se definió el uso de los modelos de Spalart-Allmaras (S-A) y un Reynolds Stress Modeling - Linear Pressure-Strain Model (RSM - LPS), combinado con el modelo de Singhal. En el caso de Sato las combinaciones usadas fueron también las de S-A y un RSM - LPS, agregándose también el modelo Standard $k-\epsilon$ para el modelado de la turbulencia y usando para la cavitación el modelo de Singhal. Mayores detalles de los modelos utilizados se pueden consultar en el manual de Fluent sección 4.8. y 4.8.4.1 para el modelo RSM- LPS y sección 4.3 para el modelo Standard $k-\epsilon$.

Tanto en el caso de Barre como en el de Sato *et al*, 2003, se estudió la sensibilidad de resultados a parámetros de modelado relacionados con el modelado de la viscosidad turbulenta y del flujo cavitante. Para el caso de Barre *et al*, 2009, se estudió con un poco más de detalle

los parámetros relacionados con la turbulencia. A partir de los resultados obtenidos en este caso, se definieron dichos parámetros para el caso de [Sato et al, 2003](#). Cuando se usó el modelo de S-A, modelo de 1 ecuación que modela la producción/transporte/disipación de la viscosidad turbulenta, se modificó el parámetro asociado a la producción de viscosidad turbulenta ($Cb1$), mientras que cuando se usó el modelo RSM se modificó el parámetro que afecta al cálculo global de la viscosidad turbulenta (Cmu). La modificación de parámetros que afectan la viscosidad es más "sutil" en el caso del modelo de S-A ya que sólo se afecta la producción de viscosidad turbulenta y no su transporte o disipación. Esto es más difícil de hacer en un modelo del tipo RSM porque el número de parámetros de control es más amplio y por eso se modificaron parámetros que afectan la viscosidad globalmente. Para el caso del modelo de cavitación de Shingal se modificó la cantidad de gases disueltos ya que tanto en el modelo como en los experimentos es un parámetro de importancia como ya se comentó en la introducción. Este análisis más detallado no se realizó en el caso de [Sato et al, 2003](#), porque en este experimento el contenido de gases está cuidadosamente medido, lo que permitió concentrarse en identificar los pasos de tiempo más adecuados para lograr independencia de resultados al paso de tiempo elegido para la discretización numérica y evitar el aliasing en los resultados numéricos.

4 RESULTADOS OBTENIDOS

4.1 Caso de Barre et al, 2009

El procedimiento de modelado consiste en establecer un flujo en el Venturi, a partir de definir la velocidad en la entrada y presión en la salida. Luego se baja la presión de la salida buscando aproximar el valor de σ y a su vez observando que el valor de la longitud de la cavidad, L_{cav} , definida visualmente por las líneas de fracción de vapor de 0,2; igual que en el experimento de [Barre et al, 2009](#). El valor de σ se calcula de idéntica forma que en ensayo experimental. Una vez ajustado estos parámetros se obtuvieron diferentes resultados numéricos en función de la variación de los coeficientes de producción y el contenido de gases disueltos, (ver [Tabla 1](#)).

Caso(2D/3D-SA/RSM)	σ [Adim]	Gas disuelto [ppm]	$Cb1/Cmu$ [Adim]	L_{cav} [m]
1 (2D-SA)	0,73	15	0,13 ($Cb1$)	>0,08
2 (2D SA)	0,74	15	0,25 ($Cb1$)	>0,08
3 (2D SA)	0,69	10	0,25 ($Cb1$)	<0,08
4 (2D SA)	0,66	7,5	0,25 ($Cb1$)	-0,08
5 (2D SA)	0,73	15	0,07 ($Cb1$)	>>0,08
6 (2D RSM)	0,65	15	0,09(Cmu)	>0,08
7 (2D RSM)	0,66	7,5	0,02(Cmu)	>>0,08
8 (3D SA)	0,87	7,5	0,25 ($Cb1$)	-0,08
9 (3D SA)	0,88	7,5	0,13 ($Cb1$)	>0,8

Tabla 1: Caso [Barre et al, 2009](#), parámetros de ajuste para CFD. Notación: 2D/3D, dimensiones de la malla; SA, modelo Spalart-Allmaras; RSM: Reynolds Stress Model, σ , parámetro de cavitación; $Cb1$ coeficiente que afecta la producción de turbulencia, modelo SA; Cmu , coeficiente que afecta la viscosidad turbulenta, modelo RSM, L_{cav} : longitud de la cavidad sobre la pared.

Una vez realizadas las simulaciones, se seleccionó el caso con mejor ajuste para comparar perfiles de fracción de vapor y de velocidades en las estaciones desde S1 a S5 (ver [Figura 1](#)). Los valores obtenidos mediante CFD muestran que para valores de L_{cav} del orden del valor experimental, no es posible alcanzar el valor del σ experimental, $\sigma \sim 0,55$. Los experimentos indican que con este σ se obtiene una cavidad de aspecto quasi-estacionario con una 70mm

$< L_{cav} < 85\text{mm}$, [Figura 1](#). Los resultados obtenidos mediante CFD, presentados por [Coutier Delgosha et al, 2003](#), [Barre et al, 2009](#) y [Goncalves et al, 2009](#) ya muestran esta misma incapacidad de alcanzar el valor de σ experimental.

Se observa en la [Tabla 1](#) que tanto el σ como la L_{cav} son sensibles al ajuste de parámetros que regulan la viscosidad turbulenta ($Cb1$ en S-A o Cmu en RSM) dentro del modelo de turbulencia, como el contenido de gases disueltos (ppm) en el modelo de cavitación, siendo más sensibles a este último parámetro. La justificación del ajuste de ppm en el código CFD es que es un parámetro de difícil medida y control en los experimentos ([Keller, 1992](#), [Franc y Michel, 2004](#)). Cabe destacar que el uso del coeficiente $Cb1$ en el modelo de turbulencia de Spalart-Almaras es más "sutil", pues sólo se están ajustando los valores de producción de viscosidad turbulenta, mientras que los de convección y disipación no son ajustados. En el caso del ajuste del Cmu en el RSM ([Launder et al., 1975](#), [Rodi, 1984](#)) se está ajustando el valor de la viscosidad turbulenta en sí misma, lo que es ejercer un control sobre un efecto más vasto. El ajuste de estos parámetros permite de algún modo hacer un ajuste fino de los resultados obtenidos mediante CFD. Hecho esto, se procede luego a analizar los perfiles de presión en la pared a lo largo de la cavidad, fracción de vapor y de velocidades dentro de la cavidad (perfiles S1 a S5) para el caso en donde los parámetros de L_{cav} y σ son más ajustados a los valores experimentales, caso 4, [Tabla 1](#). En la [Figura 3](#), se presentan resultados numéricos de la presión en la pared.

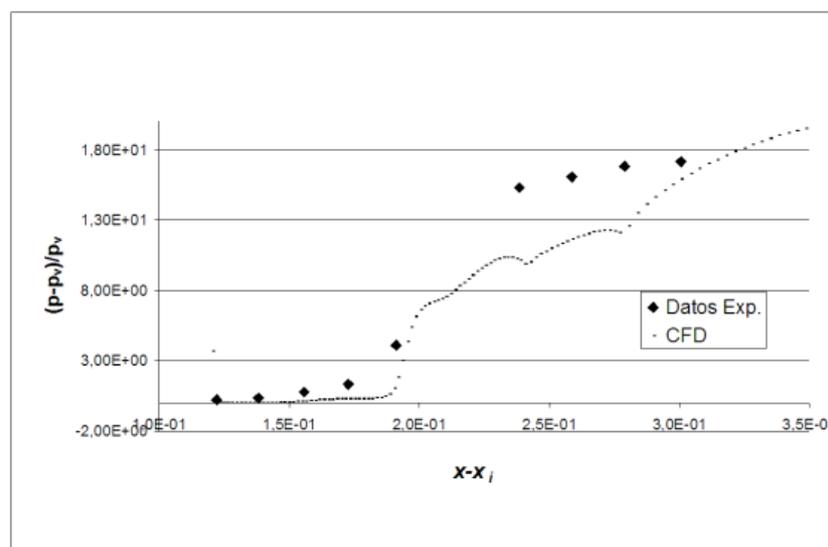


Figura 3: Caso 4, Resultados CFD para presión en la pared adimensionalizada vs coordenadas de la pared referidas a x_i (x_i : cota de la sección de entrada, p_v : presión de vapor [Barre et al, 2009](#))

Puede observarse que la simulación CFD no predice correctamente la recuperación detrás de la cavidad. La [Figura 4](#) muestra resultados CFD para la fracción de vapor y perfiles de velocidad en la dirección perpendicular a la pared del Venturi, en las estaciones S1, S2, S3, S4 y S5.

Puede verse que en las estación S1, en donde hay más cantidad de vapor, se sigue bastante bien la distribución de la fracción de vapor pero se subestima el valor máximo. En la estación S2 los resultados CFD siguen también la tendencia, se predice bien el máximo de fracción de vapor pero a una distancia menor. En los perfiles S3, S4 y S5 ya se sobrepredice claramente el valor máximo de la fracción de vapor y no se sigue la tendencia. Una posible explicación es que al estar suavizados los gradientes de fracción de vapor por la difusión, cuando el flujo se

convecta, es que es más difícil capturar la transferencia de masa (líquido/vapor) mediante CFD.

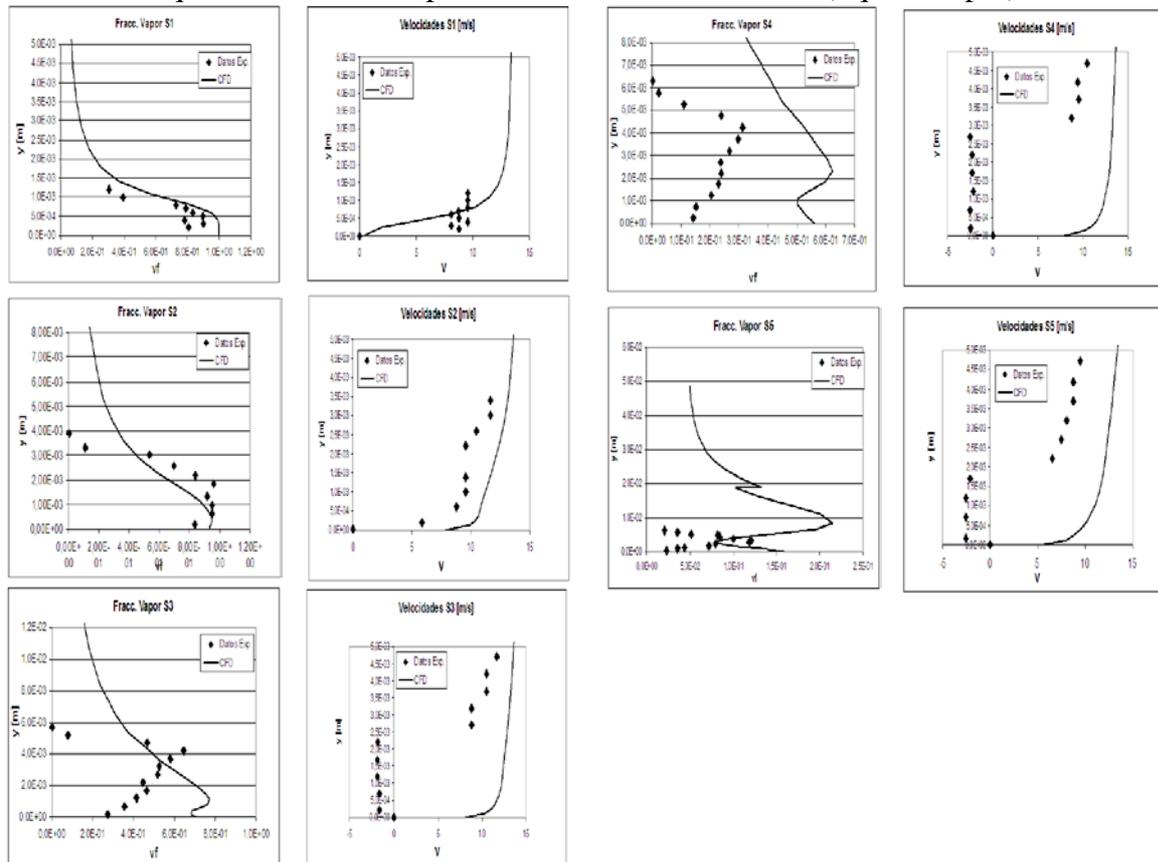


Figura 4: Datos experimentales vs CFD para la fracción de vapor y las velocidades vs distancia a la pared, perfiles S1, S2, S3, S4 y S5. ♦ Experimental Barre et al, 2009, -CFD.

Para los perfiles de velocidad los mejores ajustes se muestran también en los perfiles S1 y S2, teniendo en cuenta que es más difícil resolver experimentalmente tales perfiles en el frente de la burbuja, debido a la fuerte vaporización y a la pequeña distancia de la pared en donde ésta comienza a desarrollarse. Todos los perfiles muestran un tipo de perfil similar a los que se observan en capas límite turbulentas, sin gradientes adversos de presión. Los datos experimentales para las estaciones S3, S4 y S5 muestran velocidades en donde se produce flujo reverso, que da origen al fenómeno de re-entrant jet, que predispone la aparición de oscilaciones no estacionarias en la burbuja. El modelado CFD no permite capturar este efecto, lo que indica que pese al muy incipiente efecto no estacionario en la parte de atrás de la burbuja debería usarse un modelado del tipo URANS al menos. El caso 8 de la [Tabla 1](#) tiene idénticas condiciones de borde que el caso 4, pero la malla es 3D (250.000 celdas). Los resultados obtenidos son similares a los del caso 2D (25.000 celdas) pero el costo computacional es mucho mayor. Este resultado es interesante de cara a las simulaciones no estacionarias que requieren de mayores recursos computacionales.

Similares resultados CFD tanto para la distribución de presiones a lo largo de la pared del Venturi como para la fracción de vapor y perfiles de velocidad son presentados por [Barre et al, 2009](#) y [Goncalves et al, 2009](#), pero usando un modelo barotrópico para la cavitación. Los resultados presentados por estos autores no muestran el efecto del reentrant jet, incluso con simulaciones no estacionarias ([Goncalves et al, 2009](#)). El efecto de tener en cuenta el carácter

no estacionario de la burbuja conduce a tiempos de simulación mucho mayores, ya que el paso de tiempo a definir para las simulaciones debe ser al menor un orden de magnitud menor que el tiempo típico de desprendimiento de cavidades de vapor en la estela de la burbuja. Al modelar el caso estacionario con algoritmos que no invierten la matriz sino que son iterativos, ya se observan efectos de oscilaciones en la historia de la convergencia, que están dando cuenta de estos efectos no estacionarios. A diferencia de lo que se indica en los resultados obtenidos por [Palau et al, 2004](#), en donde se indica que la longitud de la cavidad no oscila (usando un modelo RNG $k-\varepsilon$ y el modelo de Shingal), en este trabajo si se observa una oscilación en la longitud de la cavidad compatible con la historia de la convergencia ya mencionada. Una explicación de este efecto puede ser que, pese a que la malla de cálculo 2D para el caso de [Palau et al, 2004](#), es más fina (112.000 celdas) que la usada aquí, los pasos de tiempo utilizados son muy grandes (0,001s). Las simulaciones del caso de Sato, pretenden caracterizar pasos de tiempo adecuados para la simulación URANS que luego permitirían volver sobre este caso para una posterior modelación URANS. Como se explica a continuación, los pasos requeridos para este problema es del orden de 1×10^{-5} como mucho.

4.2 Caso de Sato et al, 2003

Para el modelado del caso de [Sato et al, 2003](#), se utilizó la misma estrategia de simulación para llegar al valor del σ experimental. La definición de parámetros para este caso puede verse en la [Tabla 2](#).

Caso	Gas disuelto [ppm]	Cv1	σ
1 (SA)	2,91	7,1	1,04
2 (SA)	3,23	7,1	1,03
4 (SA)	3,23	3,5	1,04
5 ($k-\varepsilon$)	3,23	n/a	1,10
6 (RSM)	3,23	n/a	1,02

Tabla 2: Valores de los diferentes parámetros de ajuste. Notación: SA, Spalart-Allmaras; RSM: Reynolds Stress Model; $k-\varepsilon$: Standard $k-\varepsilon$; σ , parámetro de cavitación; Cv1 coeficiente que afecta la viscosidad turbulenta, modelo SA; n/a: no aplicado.

En el trabajo previo de [Moll et al, 2012](#) se presentaron resultados usando modelado RANS, usando combinaciones S-A y RSM para la turbulencia junto a la de Shingal para cavitación. En la [Figura 5](#) puede verse una comparativa de los datos experimentales, los que se han "promediado" a partir de los datos de Sato, [Figura 2](#), para poder comparar con el modelo CFD estacionario realizado. En esta [Figura 5](#) se puede ver, en escala vertical, la fracción de vapor. Corresponde al color negro un valor de fracción de vapor de 0 y al gris claro un valor de fracción de vapor de 1. Como se puede observar comparando las Figuras 2 y 5, claramente no se puede calcular una concentración promedio de vaporización cuando las escalas geométricas de desprendimiento y reentrant jet son del orden de las dimensiones geométricas de la garganta del Venturi, pues se observa que hay no grandes variaciones en el patrón del flujo predicho mediante CFD y para las combinaciones de submodelos utilizados, pese a que los datos experimentales muestran claramente que se está pasando de cavitación tipo bubble traveling a tipo lámina sobre la pared (unsteady sheet/re-entrant jet cavitation). Se indicó también que se obtuvo una mayor coincidencia de la fracción de vapor el caso b, aunque esta percepción es sólo cualitativa, por no contar con valores experimentales de fracción de vapor, teniendo sólo imágenes fotográficas para evaluar el patrón del flujo. Puede decirse por tanto que el modelo de Singhal muestra una leve sensibilidad al cambio del parámetro β si se observa cuidadosamente la figura.

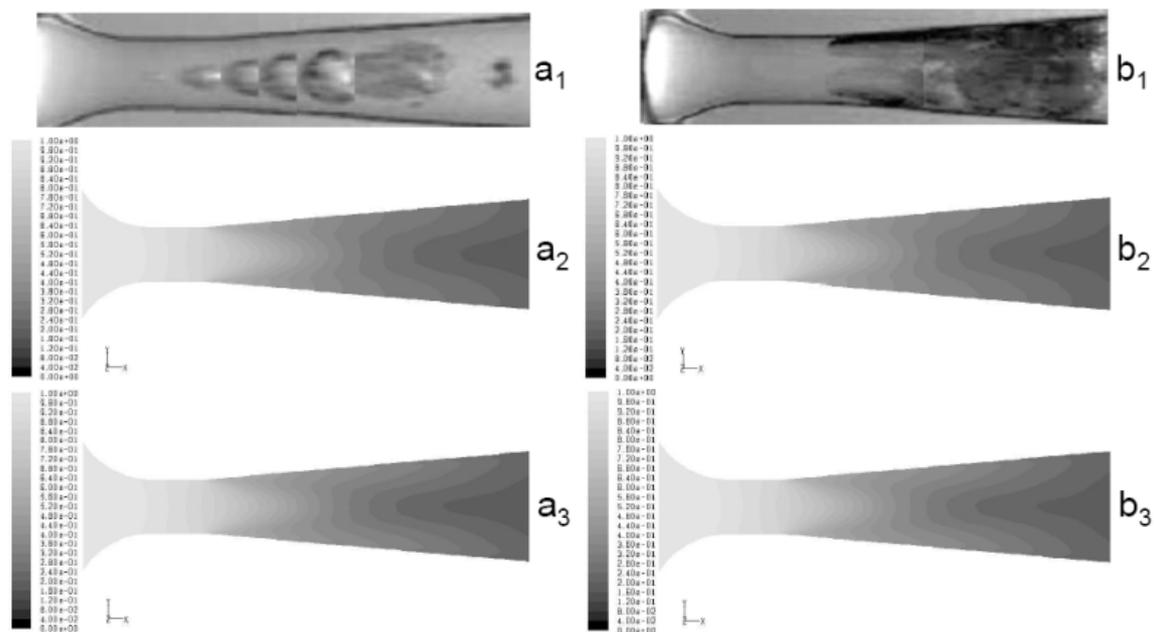


Figura 5: Patrón del flujo cavitante, para distintos contenidos de gases disueltos, β . \blacksquare : Fracción de vapor 0. \blacksquare : Fracción de vapor 1. (a₁) Experimental, [Sato et al, 2003](#), $\beta = 2,91 \text{ mg/l}$, (a₂) CFD SA-Singhal, (a₃) CFD RSM-Singhal. (b₁) Experimental, [Sato et al, 2003](#), $\beta = 3,23 \text{ mg/l}$. (b₂) CFD SA-Singhal, (b₃) CFD RSM-Singhal.

Distinto es lo que puede observarse en la [Figura 6](#), en donde se presentan resultados de simulaciones URANS para intentar reproducir el ciclo de la cavidad. De manera similar a lo que ocurre al modelar el caso de Barre, no se llega a alcanzar el valor experimental del sigma, $\sigma \sim 0,55$, aunque el Re si es el mismo que el de los experimentos. Puede verse que comparando esta figura con la [Figura 5](#), la calidad de los resultados es claramente superior pues puede observarse la formación de la estructura de inyección/evolución/colapso de la cavidad, la que no era percibida con modelado RANS como era de esperarse. No puede medirse la evolución de la fracción de vapor porque como ya se indicó, no se cuentan con datos experimentales para poder evaluar la fracción de vapor. Se debe recalcar que pese a que puede apreciarse una buena aproximación cualitativa al ciclo de formación/colapso de la cavidad, el modelado URANS es mucho más costoso en términos de tiempo de modelado. Debe por tanto definirse claramente una correlación entre ciclos de evolución de la cavidad y paso de tiempo de modelado, haciendo un análisis detallado de sensibilidad de paso de tiempo.

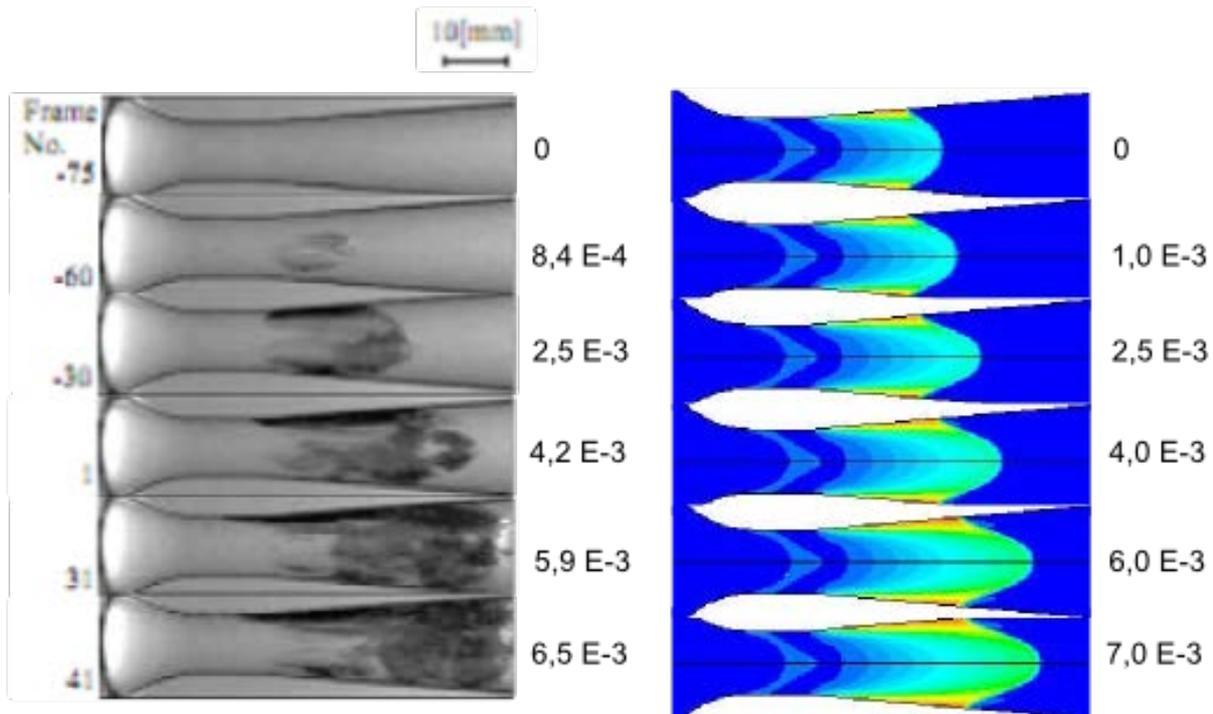


Figura 6: Caso de [Sato et al, 2003](#). Izquierda: Datos experimentales. Derecha: Simulación CFD (rojo: vapor, azul: agua). A la derecha de cada figura se indica el tiempo de evolución de la cavidad (s), a partir del tiempo de inyección y hasta alcanzar su máxima extensión (1^{era} frame/fotograma arriba).

Los resultados presentados, aunque preliminares, indican que la estrategia de selección del paso de tiempo ha sido efectiva, aunque debe trabajarse más aun en ganar experiencia en este ítem. En la [Figura 6](#), deben compararse las estructuras que se observan en la pared superior e inferior de los datos experimentales ya que el Venturi experimental era de sección circular y los resultados CFD se han representado sobre el plano medio del Venturi. Se observa que el ciclo numérico tiene claras diferencias al principio y la inyección se produce más rápido de lo que los experimentos muestran (las dos primeras filas de fotogramas). En la segunda fila de fotogramas, los resultados experimentales dan la idea de que la cavidad comienza a gestarse más en el seno del fluido que cerca de las paredes, cosa que los resultados CFD no reflejan. La mayor concentración de vapor aparece en la pared, de forma similar a lo que tanto los datos experimentales de [Barre et al, 2009](#), y su modelado CFD mostraron. A partir de la tercera fila de fotogramas los resultados numéricos muestran, aunque cuantitativamente, una mejor aproximación a la estructura de la cavidad que muestran los experimentos. En los fotogramas experimentales, no se aclara que el tiempo de finalización del ciclo de inyección/colapso de la cavidad sea en el tiempo de $6,5 \text{ E-}3$, pues pese a que en [Sato et al, 2003](#), no se presentan más fotogramas, la burbuja tiene aún una gran extensión y no se cree que pueda desaparecer inmediatamente. La simulación CFD muestra que a partir de allí la cavidad empieza a decrecer, concluyendo así que los datos experimentales sólo muestran el ciclo de crecimiento de la cavidad. Se observa también que los resultados numéricos sobrepredicen el semi-ciclo de evolución de la cavidad. Al igual que en el caso de [Barre et al, 2009](#), se trató de afectar la viscosidad turbulenta en el modelo de S-A pero de una manera algo diferente, pues el término $Cv1$, ver [Tabla 2](#), afecta a la viscosidad y no a su producción, de manera similar a lo que se hizo

con el RSM. Sólo se han observado leves diferencias en los resultados numéricos obtenidos, aunque el número de pruebas ha sido inferior y menos sistemáticas que las realizadas en el caso de [Barre et al, 2009](#).

5 CONCLUSIONES

Se han obtenido resultados satisfactorios en el modelado de flujo cavitante en Venturis, con cavitación del tipo steady attached sheet cavitation y unsteady attached/re-entrant jet sheet cavitation, aplicando estrategias de modelado y validación, y las combinaciones de submodelos a flujo turbulento y cavitante más convenientes, definidas a partir de resultados obtenidos mediante CFD para flujos cavitantes en orificios y Venturis en trabajos previos ([Moll et al, 2011, 2012](#)).

Se ha observado nuevamente que se obtiene una buena independencia de la malla seleccionada de los resultados obtenidos cuando se define un rango y^+ entre 15-40. Para los resultados CFD obtenidos en el caso de Barre (steady attached sheet cavitation), los casos con mejores ajustes de L_{cav} y σ muestran que no hay grandes diferencias entre los resultados obtenidos con geometrías 2D y 3D. Los resultados obtenidos utilizando el modelo de S-A, con menor costo computacional, son similares a los obtenidos con un modelo del tipo RSM. Se ha comprobado que es posible el modelado de flujos cavitantes del tipo steady attached sheet cavitation (o quasi steady attached sheet cavitation) mediante modelado estacionario, en términos cualitativos, pero avanzando también en la cuantificación de cantidades de fracción de vapor y perfiles de velocidades en el frente de la burbuja, pese a que este tipo de flujo bifásico, ya presenta inestabilidades que hacen necesario el modelado mediante, al menos, simulaciones URANS; a diferencia de los casos modelados previamente (e.g., [Nurick, 1976](#)), en donde las frecuencias características de posibles desprendimientos en la parte posterior de la cavidad eran muy altas, (ver detalles en [Moll et al, 2011, Moll et al, 2012](#)). Se concluye así que el modelado RANS conduce a resultados útiles en la caracterización de cavidades en este tipo de geometrías.

Para el caso de Sato, se han realizado trabajos más extensivos de modelado que en el trabajo previo ([Moll et al, 2012](#)) en donde sólo se aplicó modelado RANS. Se definió un paso de tiempo para el modelado CFD URANS a partir de un cuidadoso estudio de las condiciones experimentales. Pese a la mayor dificultad (caracterización del problema no estacionario y mayores tiempos de simulación) los resultados obtenidos permiten una mejora importante en la predicción de la estructura de la cavidad como era de esperarse respecto de la simulación estacionaria. Los resultados obtenidos muestran que se sobrepredice el tiempo del semi-ciclo de evolución de la cavidad desde su inepción hasta el valor máximo mostrado en los experimentos, y se observa un comienzo más abrupto de la inepción de la cavidad. Cualitativamente se ve que la estructura de la cavidad tiene similitud con las observaciones experimentales.

6 AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a la Universidad Tecnológica Nacional (UTN) por el apoyo económico a través del proyecto 25/j059 y los fondos obtenidos del Ministerio de Ciencia y Tecnología de Argentina (MinCyT proyecto PRH-PME-38), para el desarrollo del presente trabajo.

7 REFERENCIAS

- Abuaf N., Wu B., Zimmer G., Saha P., "A study on non equilibrium flashing of water in a converging-diverging nozzle", NUREG/CR1864. Office of Nuclear Regulatory Research, BNL-NUREG-51317-Vol 1 N.Y. (USA)
- Arndt R., Kjeldsen M., Song C. and Keller A., "Analysis of Cavitating Wake Flows", Proceedings of the XXI st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, September 9 - 12, 2002, Lausanne.
- Barre S. Rolland J., Boitel G., Goncalves E., and Fortes Patella R., "Experiments and modeling of cavitating flows in venture: attached sheet cavitation", European Journal of Mechanics B/Fluids 28, pp. 444-464, Elsevier, 2009.
- Brennen C., "Cavitation and Bubble Dynamics", Oxford University Press, 1995.
- Callenaere M., Franc J., Michel J. and Riondet M., "The Cavitation Instability Induced by the Development of a Re-Entrant Jet", J. Fluid Mech., vol 444, pp 223-256, 2001.
- Coussirat M., "Theoretical/Numerical Study of Flows with Strong Streamlines Curvature", PhD Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, Spain, 2003.
- Coutier - Delgosha O., Fortes Patella R., Reboud J., "Evaluation of the turbulence model influence on the numerical simulation of unsteady cavitation", Journal of Fluids Engineering, pp 38-45, ASME, 2003.
- Durbin P. and Pettersson R., "Statistical theory and modeling for turbulent flows", 1^{era} edición, Wiley 2001.
- Fluent user ad theoretical guides, www.fluent.fr, 2010.
- Franc J. and Michel J., "Attached cavitation and the boundary layer: experimental investigation and numerical treatment", Journal Fluid Mechanics, 154, pp. 63-90, 1985.
- Franc J. and Michel J., "Fundamentals of Cavitation", Kluwer academic publishers, 2004.
- Goncalves E., Fortes Patella R., "Numerical simulations of cavitating flows with homogeneous models", Computer & Fluids, pp 1682-1696, Elsevier, 2009.
- Grekula, Mikael and Bark, Göran; "Experimental Study of Cavitation in a Kaplan model turbine". Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, 2001.
- Hammit F., "Cavitation and multiphase flow phenomena", McGraw-Hill, 1980.
- Keller P. "Cavitation Inception -new scaling laws, developed by consideration of a parameter of influence generally blurring experimental results", Imech E 1992.
- Kunz, R.F., Boger., D.A., Chyczewski, T.S., Stinebring, D.R., Gibeling, H.J., Govindan, T.R., "Multi-phase CFD Analysis of Natural and Ventilated Cavitation about Submerged Bodies", Third ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, California, 1999.
- Launder G., Reece J, and Rodi W., "Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure". J. Fluid Mech., 68(3):537-566, 1975.
- Le Q., Franc J., and Michel J., "Partial Cavities: Global Behaviour and Mean Pressure Distribution", J. Fluids Engng, vol 115, pp 243-248, 1993.
- Medvitz, R.B., Kunz, R.F., Boger, D.A., Lindau, J.W., Yocum, A.M., Pauley, L. "Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD"; Proceedings of FEDSM '01, ASME Fluids Engineering Conference, 2001.
- Moll, Flavio H, Manuele, Diego E., Coussirat Miguel G., Guardo Alfredo, Fontanals, Alfred. "Caracterización del tipo de cavitación mediante dinámica computacional de fluidos para posteriores aplicaciones al estudio experimental del daño de cavitación". ENIEF 2011.
- Moll F., Manuele D., Coussirat M., Cappa E. F., Gandolfo F., Guardo A., Fontanals A., "Optimización de un banco de ensayos de cavitación mediante fluidodinámica computacional orientado al estudio experimental del daño por cavitación", MECOM 2012
- Nurick, W., "Orifice Cavitation and its Effect on Spray Mixing", Journal of Fluids

Engineering, pp 681-687, 1976.

Peterson F.B., *"Orifice Cavitation and its Effect on Spray Mixing, discussion"*, Journal of Fluids Engineering, pp 426-427, 1976.

Palau Salvador, G. and Frankel S., *"Numerical modelling of cavitation using Fluent: Validation an Parametric Studies"*, 34th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit, July 2004 Oregon, USA.

Qin Q., Song C. and Arndt R., *"A Numerical Study of an Unsteady Turbulent Wake Behind a Cavitating Hydrofoil"*, Fifth International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan, November 1-4, 2003.

Rodi W., *"Turbulence models and their applications in hydraulics"*, Institut für Hydromechanik, Univ. Karlsruhe, 1984.

Sato K., Hachino K., Saito Y., *"Inception and dynamics of traveling bubble type cavitation in a Venturi"*, 4th ASME JSME Joint Fluids Engineering Conference, Honolulu, Hawaii, USA, 2003.

Singhal, K., *"Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model"*, Journal of Fluids Engineering, pp 617-624 Sept. 2002.

Spalart, P., *"Strategies for Turbulence Modelling and Simulations"*, Int. J. Heat Fluid Flow 21, pp. 252-263, 2000.

Stutz B, Reboud J., *"Two phase flow structure of sheet cavitation"*, Phys. Fluids 9(12), pp. 3678-3686, American Institute of Physics, 1997.

Stutz B, Reboud J., *"Measurements within unsteady cavitation"*, Experiments in fluids 39, pp. 545-552, Sprinteger-Verlag, 2000.

Tepes P., *"Numerical Simulation of Unsteady Turbulent Cavitating Flows"*, Master thesis (pre-Bologna period): Universitat Politècnica de Catalunya. Dep. d' Eng. Mecànica, 2005.

The OpenFOAM® Foundation, www.openfoam.org

Versteeg H. and W. Malalasekera W. *"An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method"*, Addison-Wesley, 1996.

Wilcox, David C.; *"Turbulence Modeling for CFD"*; La Cañada Inc, 1993, by DCW Industries.

Zwart P., Gerber A., Thabet B. *"A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics"*, International Conference Multiphase Flow (ICMF) Yokohama, 2004.