

OPTIMIZACIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS DE CAVITACIÓN MEDIANTE FLUIDODINÁMICA COMPUTACIONAL

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

^aGrupo LAMA- Universidad Tecnológica Nacional-Facultad Regional Mendoza, Argentina,
miguel.coussirat@frm.utn.edu.ar

^bDepartamento de Mecánica de Fluidos, EUETIB-Universitat Politècnica de Catalunya, España.

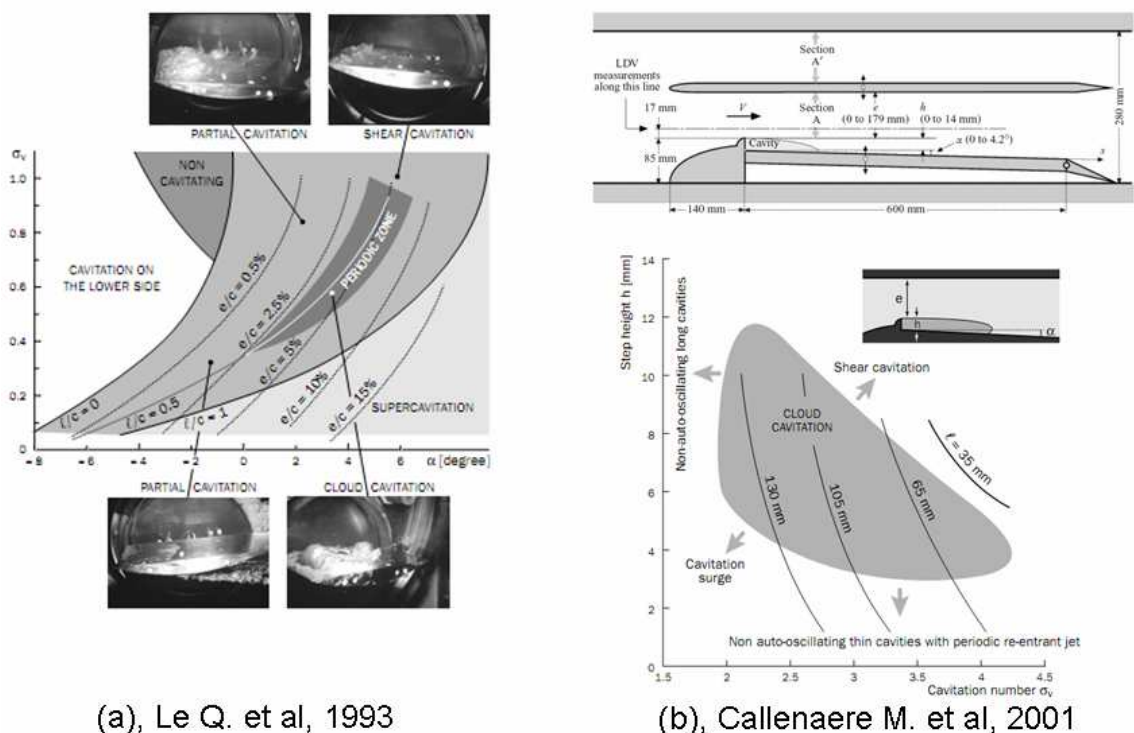
Palabras Clave: cavitación, CFD, turbulencia, turbomáquina, bancos de ensayo.

Resumen. Los flujos cavitantes se corresponden a una estructura bifásica (líquido-vapor) cuando la presión del líquido disminuye hasta su presión de vapor, p_v . 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 turbomáquinas. Experimentos que identifican el patrón de flujos cavitantes muestran que el estado de cavitación desarrollada puede tener diferentes estructuras no estacionarias, en algunos casos del tipo periódica. Éstas dependen de su estado fluidodinámico, siendo algunas de ellas más agresivas desde el punto de vista del daño por cavitación. Relacionados con el daño por cavitación en materiales, existen montajes experimentales orientados a estudios que implican la búsqueda y/o desarrollo de materiales resistentes al daño por cavitación. Debido al alto costo de los experimentos en bancos hidrodinámicos, es de interés evaluar las condiciones óptimas de cavitación que maximicen el daño en probetas de materiales resistentes a este fenómeno. Esto puede hacerse mediante modelado numérico (CFD), ya que es posible caracterizar el tipo de estructura que posee la zona de vaporización/colapso de las burbujas en estos dispositivos de ensayo, aunque este tipo de flujo muestra una gran complejidad en su modelado, debido a que se debe tener en cuenta el estado bifásico y turbulento del flujo.

El objetivo de este trabajo ha sido contribuir mediante el uso de CFD a la optimización del diseño de un banco de ensayos hidrodinámico actualmente en construcción, para el ensayo de probetas de diversos aleaciones de materiales que se usarán para recargue de álabes de turbinas. Se necesita garantizar que existan mecanismos de cavitación lo más agresivos posibles en el dispositivo de ensayo en donde se insertarán las probetas de cara a minimizar los tiempos de ensayo, que son del orden de 150 horas. El estudio mediante CFD se ha hecho aplicando diferentes modelos para la cavitación y para la turbulencia, utilizando los estudios de validación y de sensibilidad a parámetros de los submodelos ya realizados en un trabajo previo al presente trabajo (F. Moll et al., 2011).

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 dos pasos en su desarrollo: 1) aparición de burbujas de vapor, 2) cavitación desarrollada, 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. En ciertos casos, esto ocasiona un acoplamiento fluido-estructura (lock-in) que puede favorecer la falla del material debido a que al daño 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 propiamente por el posterior colapso de estas cavidades cerca de paredes sólidas, al implotar generando pulsos de presión de alta frecuencia, cuando el flujo avanza a zonas en donde la presión se incrementa, 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 (Nurick, 1976, Callenaere et al., 2001; Le Q. et al., 1993, Stutz et al, 2000, Sato et al, 2003, Barre et al, 2009) 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. Estas estructuras dependen del estado fluidodinámico del flujo, siendo algunas de ellas más agresivas desde el punto de vista del daño por cavitación.



(a), Le Q. et al, 1993

(b), Callenaere M. et al, 2001

Figura 1: Caracterización del tipo de cavitación: (a) en álabes , (b) escalones (tipo Venturi).

Para el caso de álabes, (Figura 1) 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 parámetro de cavitación σ , el que se definirá luego. Para dispositivos tipo Venturi existe información similar, en función de este mismo parámetro σ y el ángulo de inclinación de la pared divergente del mismo, (Figura 1).

Relacionado con los datos de la Figura 1, existen distintas definiciones para el parámetro de cavitación σ , e.g.:

$$\sigma_1 = (p_1 - p_v) / 0,5 \rho c_\infty^2 \tag{1}$$

$$\sigma_2 = (p_1 - p_v) / (p_2 - p_1) \tag{2}$$

En donde, σ_1 es el parámetro de cavitación utilizado para el caso del álabe Eq. (1) p_1 es presión de referencia en la zona de ensayo, p_v presión de vapor, ρ es la densidad del fluido y c_∞^2 la velocidad de la corriente libre. La Figura 1a muestra que la zona más agresiva es la zona de “cloud cavitation” $l/c=0,5$ (donde: l : máxima longitud de la cavidad, c : longitud de la cuerda).

Para el caso de escalones con aumento de la sección de paso, Callenaere et al. (2001), caracteriza el tipo de cavitación también en función del σ_2 , Eq. (2), pero usando ahora p_1 y p_2 como presiones corriente abajo y arriba respectivamente, siendo los otros parámetros de la fórmula idénticos a los de álabes, ver Figura 1b. En el caso de escalones en donde hay disminución de la sección, estudios experimentales, Nurick (1976), muestran que también puede definirse el tipo de cavitación en función de σ_2 , presentando correlaciones obtenidas a partir de los experimentos, que permiten caracterizar la disminución de la sección de paso por el cambio del patrón del flujo debido a la obstrucción producida por la burbuja de vapor, a través de un coeficiente de descarga c_D . No se indica claramente el tipo de cavitación en este caso ni valores de gases disueltos, pero sí se muestra la zona afectada por el flujo cavitante, definiendo así claramente el comienzo de la zona de vaporización. También se dan valores de presión estática medidas en zonas cercanas a la disminución de la sección, (ver Figura 2).

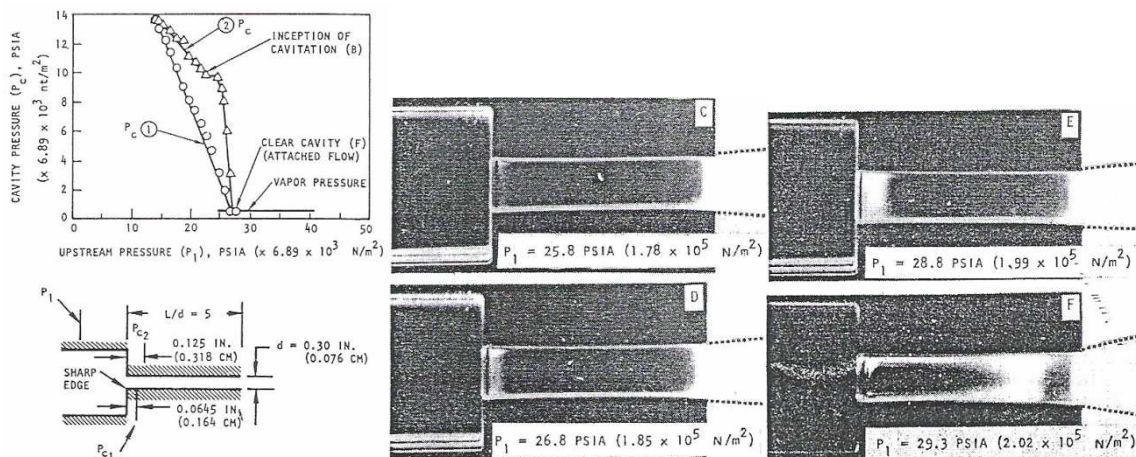


Figura 2: Caracterización del tipo de cavitación en escalones. (Nurick, 1976).

Para dispositivos Venturi, la información disponible es amplia, e.g. Sato et al, (2003), Coutier Delgosha et al, 2003, Barre et al 2009. Los resultados de Sato se muestran en función del σ , del contenido de gases disueltos en el agua, del número de Reynolds y la temperatura del fluido. 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 (sheet cavitation). Este comportamiento del

flujo cavitante es dependiente del contenido de gases disueltos en el agua. El aumento de gases disueltos conlleva pasar del tipo bubble-traveling hacia sheet cavitation (ver Figura 3).

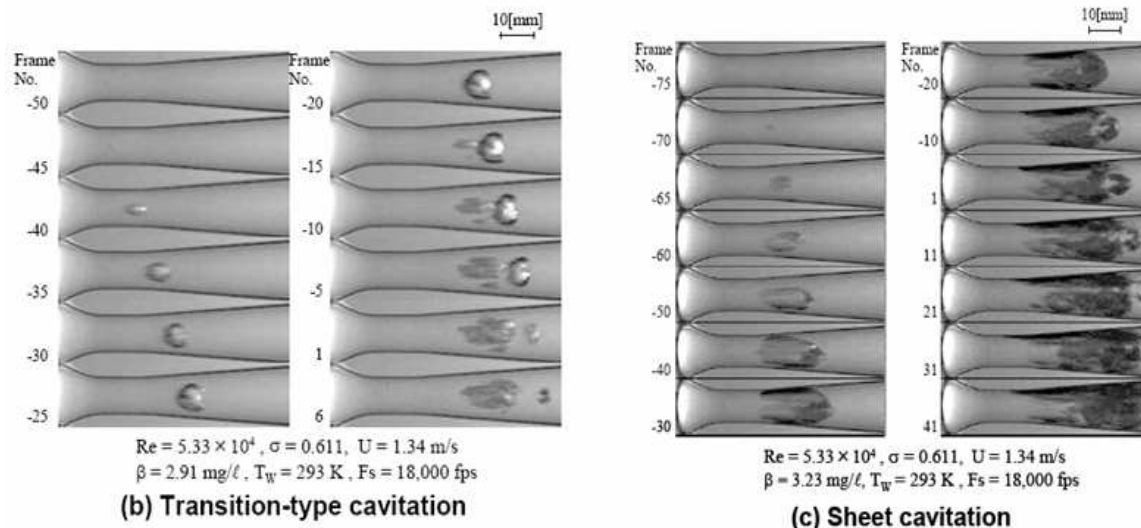


Figura 3: Caracterización del tipo de cavitación en Venturi, Sato et al, (2003)

Para el caso de turbomáquinas, el fenómeno es mucho más complejo de visualizar debido a la infraestructura necesaria para llevar a cabo tales experimentos y por tanto la información es mucho más escasa. Sin embargo existen estudios en donde se muestra mediante distintos tipos de visualizaciones la estructura de flujos cavitantes en bombas, ver e.g., Medvitz et al. (2001) y en turbinas hidráulicas, ver e.g., Grekula et al. (2001).

Debido al costo de los experimentos, es de interés evaluar si mediante modelado numérico (CFD) se puede caracterizar el tipo de estructura que posee la zona de vaporización/colapso de las burbujas en diferentes dispositivos hidrodinámicos. Desde el punto de vista de CFD, el modelado de flujos cavitantes 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 estado bifásico y 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 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 ya existentes en esa línea.

Estos desarrollos hacen que al presente, dentro de un código numérico CFD comercial (e.g. Fluent v13, 2011) o abierto (e.g. OpenFoam, v2.1.1, 2012), se dispongan de varios submodelos tanto para la turbulencia, (e.g.: Spalart-Allmaras (S-A), $k-\epsilon$ en sus diferentes versiones, $k-\omega$ en sus diferentes versiones, Reynolds Stress Model (RSM), u otros, (ver 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). La selección/combinación más idónea de ambos tipos de submodelos es aún un tema abierto, tanto en términos de buena aproximación a los resultados experimentales, como de tiempo de CPU consumido. Este último parámetro (tiempo de CPU) cobra relevancia en la aplicación de CFD a casos de interés industrial.

La mayoría de las referencias recientemente 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, streamlines, presiones etc. (e.g.: Kunz et al, 1999, Arndt et al, 2002,). La información relacionada con dispositivos Venturi es también abundante, teniéndose incluso medidas de fracción de vapor y sus perfiles de velocidad asociados, (e.g. Coutier Delgosha et al, 2003, Barre et al, 2009) con algunos estudios mediante CFD incluidos, además de datos experimentales con la influencia de gases disueltos en el agua sobre la aparición de la cavitación (e.g. Sato et al, 2003).

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 DNS, LES, o DES, no factibles aún para aplicaciones industriales (e.g., Spalart, P., 2000, 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 para la turbulencia, a efectos de "cerrar" el problema. El estado actual en el ámbito de modelado de flujos turbulentos industriales implica generalmente el uso de modelos que representan las fluctuaciones de manera escalar (e.g.: Eddy Viscosity Models, EVM) o en algunos casos de forma vectorial (e.g.: Reynolds Stress Models, RSM).

Todos estos modelos se basan en ecuaciones de transporte calibradas para casos particulares de flujos turbulentos, no puede definirse claramente la superioridad de un submodelo sobre otro y la calidad de las aproximaciones obtenidas son problema-dependientes. Es por ello que muchas veces se justifica el uso de más de uno a los efectos de tener una cierta garantía de que las aproximaciones obtenidas sean adecuadas.

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. 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. Fluent v12, 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 definir los términos fuentes relacionado con los efectos de cavitación (e.g. ver [Franc and Michel, 2004](#); [Singhal et al., 2002](#), [Zwart et al., 2004](#)).

Como en el caso de 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 menor ya que el abordaje mediante métodos numéricos de flujos bifásicos con presencia de cavitación es relativamente reciente.

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 el interés por 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 en la reparación de turbomáquinas hidráulicas. En la realización de cada ensayo, los costos de operación y el tiempo (alrededor de 150 hs en promedio) son elevados, por tanto se quiere disminuir el número de ensayos. El objetivo específico de este trabajo es tratar de identificar el tipo de configuración hidrodinámica (geometría del Venturi/probeta y parámetros del flujo circulante por el dispositivo de ensayo) que permita esta disminución de tiempos de ensayo mediante CFD. Esta disminución está relacionada con el tipo de patrón del flujo cavitante en la zona de

ensayo. Relacionado con estas tareas de CFD, en un trabajo previo (Moll et al, 2011) 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).

Un objetivo de este trabajo es ampliar ese trabajo previo. Se modelan los casos experimentales de Nurick 1976 y Sato et al., 2003. En el caso de Nurick, se estudia ahora el comportamiento de dos submodelos de cavitación debidos a Shingal et al. 2002, y a Zwart et al 2004, acoplados con varios submodelos de turbulencia del tipo escalar (Eddy Viscosity Models, EVM) o tensorial (Reynolds Stress Models, RSM) y se estudia la influencia del contenido de gases disueltos en uno de los submodelos de cavitación, ya que este parámetro es de gran relevancia en la caracterización de la física de la cavitación.

Otro objetivo es usar las conclusiones obtenidas del primer objetivo y aplicarlas para identificar el tipo de estructura de la fase vapor, que se presenta bajo condiciones de trabajo, en el banco de ensayos de la FRM-UTN bajo desarrollo cuando hay cavitación. Se pretende así optimizar su tiempo de uso, previendo que existirá un tipo de cavitación agresiva sobre las probetas, que es el efecto buscado para disminuir los tiempos de ensayo.

El primer objetivo, consta de dos pasos. El paso inicial implica el uso del código numérico comercial Fluent v13, con una cuidadosa evaluación de la combinación de los submodelos existentes en el código numérico. Se han seleccionado los datos experimentales para orificios de Nurick, (1976) y también como referencia de CFD los resultados presentados por Palau y Frankel (2004). En el trabajo de Palau (y en varios similares) se presentan resultados para varios casos test de orificios, aunque sólo comparando valores del coeficiente de descarga del orificio, c_D . En este sentido, este trabajo es una ampliación de los resultados ya presentados en los trabajos de Moll y Palau, utilizando un mayor número de submodelos para la cavitación y para la turbulencia y un análisis de resultados más detallado, no sólo comparando el coeficiente c_D , sino también comparando valores experimentales de presión en la pared, con los obtenidos mediante CFD en zonas cercanas al orificio y además visualizar el patrón del flujo cavitante obtenido mediante CFD, comparándolo con el experimental. Como parte de un futuro trabajo se pretende contrastar también estos resultados con los que se obtendrán con software abierto (OpenFoam). La metodología de validación/calibración ya fue estudiada y definida adecuadamente en Moll et al., (2011). El segundo paso implica la utilización al caso de un Venturi, Sato et al, (2003), aplicando las mejores combinaciones de submodelos obtenidas para el caso de Nurick y se estudia la sensibilidad del modelo de cavitación de Shingal al contenido de oxígeno disuelto en el agua.

Para cumplir con el segundo objetivo de este trabajo, se aplican los conocimientos adquiridos al pre-diseño del banco de cavitación bajo desarrollo en la FRM-UTN, analizando la configuración del banco en términos de caudal necesario y secciones de la garganta del Venturi propuestas para obtener una configuración agresiva del flujo cavitante.

3 DEFINICIÓN DE LOS MODELOS NUMÉRICOS

La simulación mediante CFD parte de la definición de una malla de cálculo definida a partir de las geometrías de los datos experimentales, tanto para los casos de validación/calibración (Nurick, 1976 y Sato et al., 2003), como para el de aplicación (banco de ensayos UTN-FRM). Asimismo deben definirse las condiciones de borde específicas para cada caso, las que surgen de análisis de los datos experimentales. Para el caso de Nurick, 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, fue ya presentado en Moll et al., 2011. En el presente estudio de este caso, la presión de entrada fue variada en un rango mucho más amplio, para obtener mayor número de valores del coeficiente c_D . El valor de la presión en la salida se mantuvo en, $P_b=0,95$ bar. Las medidas de presión

estática experimentales se han realizado sobre la pared del inyector, a distancias de $1/4d$ y $1/2d$ del lugar donde se produce contracción de la sección. Para el caso de Sato *et al.*, (2003) se definió una malla en donde se tuvo en cuenta la experiencia previa del modelado del caso de Nurick, a efectos de estudiar la sensibilidad de resultados al tamaño de celda, definiéndose así un valor de y^+ adecuado. Idéntico procedimiento se siguió en el caso de aplicación (banco de ensayos UTN-FRM).

3.1 Mallado, tipo de flujo y condiciones de borde

En el caso de Nurick, se trabajó con las mallas ya definidas en el trabajo previo (Moll *et al.*, 2011). El flujo se modelará como 2-D pero axisimétrico, la condición de borde en la entrada es la presión corriente arriba especificada (pressure inlet), definiendo un rango más amplio, ($1 \times 10^5 \text{ Pa} < P_I < 1 \times 10^7 \text{ Pa}$) que el del trabajo previo de Moll *et al.*, 2011. Los límites superiores que definen el borde del orificio son paredes fijas (wall, con non-slip condition). La condición de borde en la salida es fijada con una presión de $P_b = 95.000 \text{ Pa}$ y es la misma para todos los casos (pressure outlet). (Figura 4).

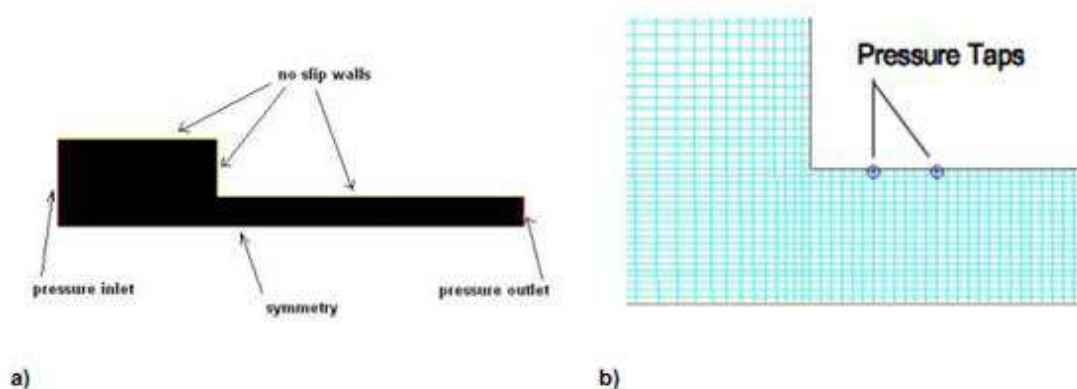


Figura 4: a) Geometría del caso modelado, con condiciones de contorno; b) indicación de los puntos en donde se evaluó la presión, (punto P1 a $1/4d$ y punto P2 a $1/2d$, siendo d : diámetro del orificio)

En los casos de Sato y banco de ensayos UTN-FRM el flujo se modelará como 3-D. La condición de borde en la entrada es la presión corriente arriba especificada (pressure inlet) y en la salida se prescribe un valor de flujo másico.

3.2 Parámetros de modelado y esquemas de discretización utilizados

Para todos los casos en este trabajo, los parámetros de modelado son: Flujo estacionario, esquemas de discretización del tipo upwind de segundo orden, acoplamiento presión-velocidad mediante algoritmo tipo "simple scheme". Se fijaron los residuos normalizados en 10^{-5} , y todos los casos han sido calculados con doble precisión.

La elección de flujo estacionario se ha definido luego de identificar la influencia de estos efectos a través de análisis dimensional, calculando la influencia del número de Strouhal, (ver detalles en Moll *et al.*, 2011), ya que es sabido que el fenómeno de cavitación se corresponde con respuestas tanto de muy altas frecuencias como de bajas frecuencias (hasta 100 Hz, Goncalves *et al.*, 2009). No se pretende en este trabajo capturar efectos no estacionarios de burbujas o grupos pequeños de burbujas (alta frecuencia), sino el de ver macro-estructuras que indiquen zonas de fracción de vapor alta, con fluctuaciones temporales de baja frecuencia

en función del tipo de cavitación (ver Figura . 1, 2 y 3), siendo este tema objeto de un estudio posterior.

3.3 Submodelos para la turbulencia y para la cavitación utilizados

Se amplió para el caso de Nurick la selección de submodelos para la turbulencia y cavitación respecto del trabajo de Moll et al. (2011), en donde sólo se usó el modelo Standard k- ϵ , combinando con el modelo de Singhal. En el presente trabajo por tanto, se usaron los submodelos de Spalart-Allmaras, Realizable k - ϵ , SST k - ω y Reynolds Stress Modeling (RSM), junto con los modelos de Singhal y Zwart para la cavitación, en diferentes combinaciones. En el caso de Sato y el banco FRM-UTN se usaron las combinaciones que ofrecieron mejores resultados.

4 RESULTADOS OBTENIDOS

4.1 Caso de Nurick

Se definieron idénticas estrategias para definir los parámetros y constantes físicas de modelado y la independencia de los resultados al tamaño de celda de la malla. También se ha ampliado la combinación de submodelos para turbulencia y cavitación respecto de Moll et al, 2011. Los resultados obtenidos para todas las combinaciones estudiadas, se reflejan en las Figuras 5 y 6. La Figura 5, muestra resultados para el coeficiente de descarga definido según la Eq. (3)

$$c_D = c_c \sqrt{\sigma} = \frac{\dot{m}}{A_1 \sqrt{2\rho_c(p_0 - p_1)}} \quad (3)$$

Donde \dot{m} es el flujo másico, c_c el coeficiente de contracción de la vena fluida y el σ definido según la Eq. (2), ver detalles de definición de parámetros en Moll et al, 2011. Por desgracia, Nurick no presenta resultados de c_D para $L/d = 5$, sólo hay resultados para $L/d = 10$ y $L/d=6$. Como la diferencia entre los dos gráficos ($L/d=6$ y 10) son mínimas, se asumieron los valores de $L/d=6$ para el orificio con $L/d=5$, que es la usada para medir presiones e identificar los patrones del flujo cavitante experimentales mostrados en la Figura 2.

Se calcularon valores de c_D correspondientes a diferentes valores de presión de entrada, Eq. (3), usando la Eq. (2) para el cálculo de σ . Los valores de presión estática son los correspondientes a las posiciones señaladas en la Figura 4.

Los valores de c_D obtenidos mediante CFD mantienen la tendencia de los datos obtenidos experimentalmente, ajustando mejor los valores para $\sigma = 1,76$. A partir $\sigma > 1,76$, la Eq. (3) no se puede aplicar debido a que la condición de flujo cavitante desaparece, y la pérdida descrita por el coeficiente de descarga, se puede suponer constante aún cuando σ sigue variando. Los experimentos muestran para $L/d=5$ que cuando $\sigma < 1,76$, la presión en la cavidad permanece constante e igual a la presión de vapor hasta que, al seguir disminuyendo el σ , se produce el despegue del líquido de la pared sin producirse cavitación (denominado "flipping"). Esto no es capturado mediante CFD y los resultados siguen la ley obtenida por Nurick que tampoco refleja este fenómeno.

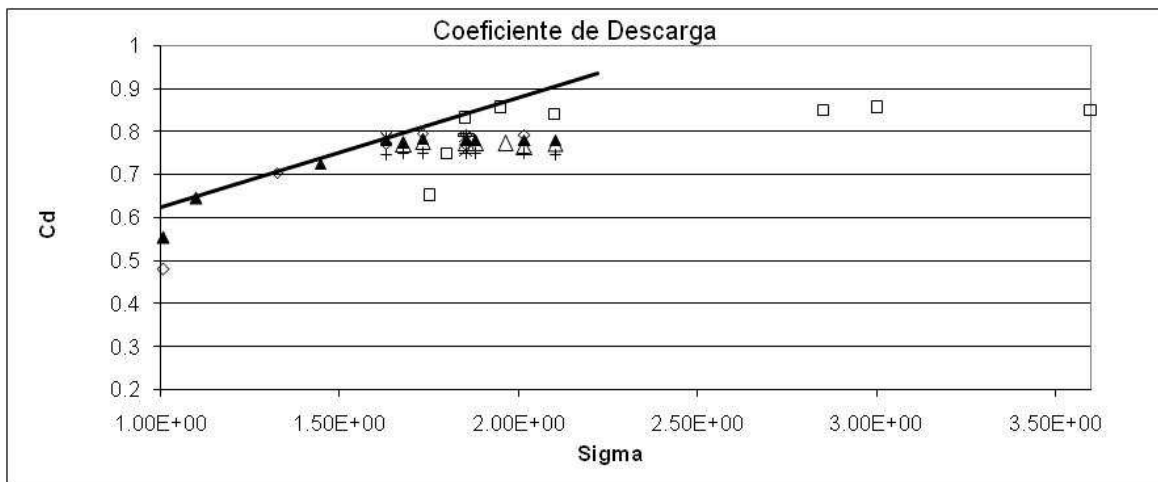


Figura 5: Coeficiente de descarga c_D . Notación: — Correlación Nurick (1976). \square Experi., Nurick (1976). CFD: \triangle RSM (refined 2), \blacktriangle RSM (fine). \diamond SA, $+$ Std k - ϵ , \times SST k - ω , $*$ Realiz k - ϵ , \square RNG k - ϵ .

La Figura 6 muestra resultados CFD para la presión en la pared de la cavidad a distancias $1/2d$ y $1/4d$ (puntos P1 y P2 respectivamente, ver Figura 4) a partir del comienzo de la contracción. Puede verse que ninguna combinación de modelos se ajusta a los valores de la presión en la zona de cavitación incipiente (i.e. cavitación incipiente a $P_1=202$ KPa). En general para todas las combinaciones probadas de submodelos, excepto para el modelo Standard k - ϵ , que sobrepredice todos los valores de la presión, los ajustes son mejores cuando no hay cavitación o cuando la cavitación está ya desarrollada, aunque en general se sobrepredice el valor de presión P_1 en donde se produce la inepcion de la cavitación.

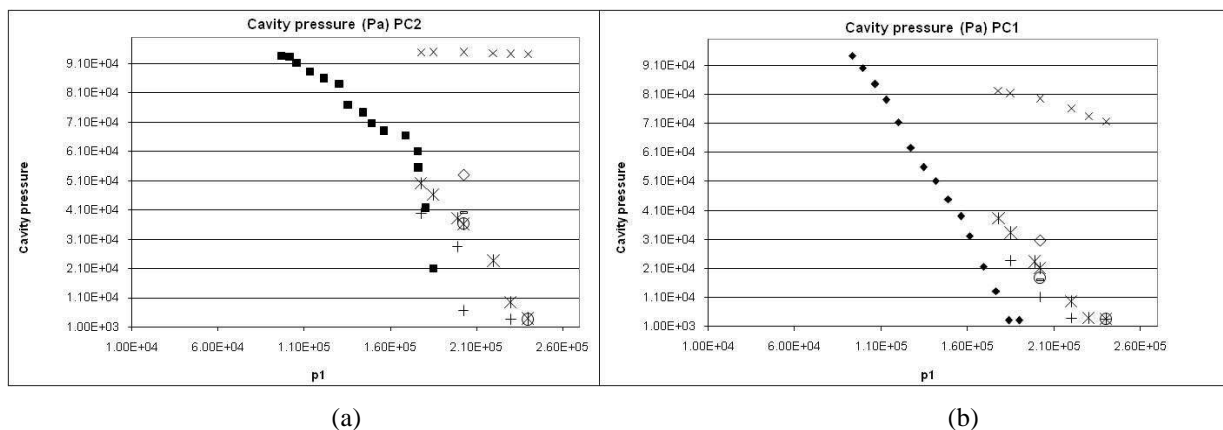


Figura 6: Datos experimentales vs CFD para la presión en la pared de la cavidad, presión en la salida, PB 95.000 Pa. a): distancia $1/2d$, b): Distancia $1/4d$. Notación: P_1 : Presión en la entrada; \blacksquare Experimental PC2, \blacklozenge Experimental PC1, CFD: $*$ RSM, \times Std k - ϵ , $+$ SA, \circ Realiz k - ϵ , \square RNG k - ϵ , \diamond SST, k - ω .

La principal observación a partir de los resultados obtenidos ha sido que la mejor combinación de submodelos turbulento-cavitación es SA-Singhal o RSM-Singhal para la malla ya probada. A partir de esto, se ha considerado revisar nuevamente el efecto de sensibilidad al tamaño de celda en las combinaciones que ofrecieron mejores resultados,

usando cuatro nuevas mallas, (ver Tabla 1).

Mallado	Celdas	y+ (promediado)
Refine 2	204.800	~10
Refine	51.200	~15
Fine	12.800	~20
Initial	3.200	~60

Tabla 1: Cantidad de celdas en cada malla.

Se obtuvieron nuevamente los valores de c_D y de la presión en la cavidad, a distancias de $\frac{1}{4}d$ y $\frac{1}{2}d$ del lugar donde se encuentra la contracción de la sección. Se muestran aquí sólo resultados para la combinación RSM-Singhal. La combinación SA-Singhal dio similares resultados, tanto para el c_D como para las presiones en la pared. Para el c_D se observa que no hay grandes diferencias para las tres mallas más finas en los valores obtenidos usando RSM-Singhal, ver [Figura 5](#). Para las presiones pueden verse los resultados en las [Figuras 7a y 7b](#). Se observa en la [Figura 7](#) que hay todavía alguna sensibilidad a la malla en la zona en donde aparece la inyección de la cavitación, lo que es lógico debido a la compleja configuración del flujo que empieza a aparecer debido a la cavitación, aunque las tres mallas más finas aquí tienen resultados muy similares. Esto permite por tanto reforzar las hipótesis que han dado lugar a la estrategia de mallado. Para la presión de 202 KPa los resultados experimentales indican que esta es la presión a la cual empieza a formarse el vapor y en donde las tres mallas muestran la mayor coincidencia. Resultados similares se obtuvieron con la combinación de submodelos SA-Singhal (no mostrado). De las [Figuras 7a y 7b](#) puede observarse que la SA-Singhal es la que mostró mejores ajustes a los experimentos, pero no muy diferente de la combinación RSM-Singhal.

Para evaluar el modelo de cavitación de [Zwart et al, \(2003\)](#) se calcularon las combinaciones de SA-Zwart y RSM-Zwart, con diferentes presiones de entrada (P_1) en las mallas mencionadas. Se obtuvieron resultados levemente mejores (más cercanos a los experimentales), aunque no son significativos por lo que no se muestran. Por el momento, y sabiendo que el modelo de Singhal es más completo, se decidió usar las combinaciones de distintos modelos de turbulencia con el de Singhal. Se espera en futuros trabajos, buscar una mejor calibración del modelo, ampliando el rango de estudio de los coeficientes experimentales de vaporización y condensación, $F_e - F_c$.

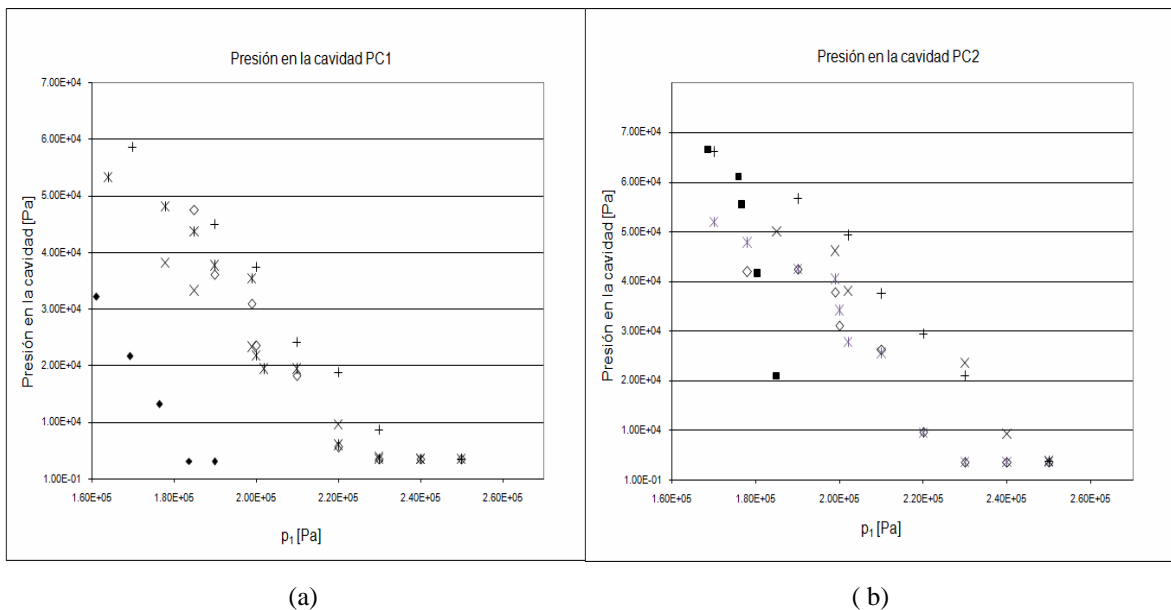


Figura 7: Variación de la presión en la cavidad vs Presión en la entrada. Datos Nurick, 1976 vs CFD RSM-Singhal. a) Zona a 1/4d contracción de la sección. b) Zona a 1/2d contracción de la sección. P_1 : Presión en la entrada; \blacklozenge Experimental PC1 (pto. P1), \blacksquare Experimental PC2 (pto. P2), $*$ Refine 2, \diamond Refine, \times Fine, $+$ Initial.

Una posible explicación a la falta de ajuste de los valores de presión obtenidos mediante CFD podría deberse a que la producción de energía cinética turbulenta es subpredicha por los modelos turbulento utilizados. Esto conduce a gradientes de velocidades menores en la cavidad con la consecuente sobrepredicción de la presión en la misma. El modelo de cavitación se ve afectado por esta sobrepredicción en las presiones y muestra fracciones de vapor menores que las esperadas.

Para el patrón del flujo cavitante se han comparado los mejores resultados obtenidos en el presente trabajo (SA-Singhal). En la Figura 8 derecha se muestran los datos experimentales (fotografías). Se observa que aparece el fenómeno de cavitación para un rango de presiones de $0,164 \text{ MPa} < P_1 < 0,202 \text{ MPa}$. Las zonas claras indican la presencia de burbujas de vapor producidas por la cavitación.

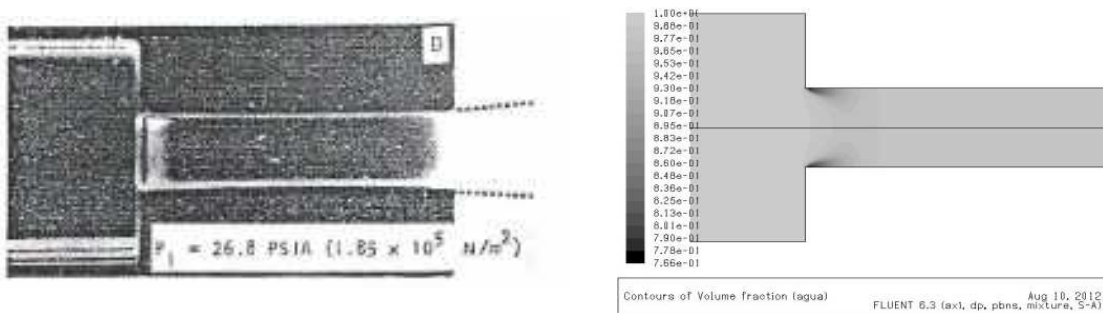


Figura 8: Patrón del flujo cavitante, gráficas de fracción de vapor. $P_1 = 0,202 \text{ MPa}$, $\sigma = 1,85$. Resultados numéricos: izquierda, datos experimentales: derecha CFD.

Cabe destacar que existe un cierto criticismo acerca de la calidad de las fotografías y descripción hecha por los autores del fenómeno justo a estos valores de presiones (e.g. ver Peterson, 1976), lo que permite albergar una cierta confianza en esta aproximación cualitativa.

4.2 Caso de Sato

Para el modelado del caso de Sato se utilizaron los submodelos para la turbulencia de Spalart-Allmaras y RSM combinados con el modelo para la cavitación de Singhal, viendo que estas son buenas combinaciones en función de los resultados obtenidos en el caso de Nurick. Para el caso del banco de ensayos de la FRM-UTN se han usado el modelo de Spalart-Allmaras y RSM combinado con el modelo para la cavitación de Singhal, debido al gran número de celdas de la malla.

Los análisis de sensibilidad de malla en los casos de Sato y en el caso de aplicación al prediseño del banco de ensayos de la FRM-UTN se han basado en el análisis de la variable y^+ (del orden de 25 en promedio para este caso), utilizando la experiencia previa obtenida en el caso de Nurick. La malla 3D en este caso tiene aproximadamente 340.000 celdas.

En la [Figura 9](#) puede verse una comparativa de los datos experimentales, los que se han "promediado" a partir de los datos de Sato, [Figura 3](#), para poder comparar con el modelo CFD estacionario realizado.

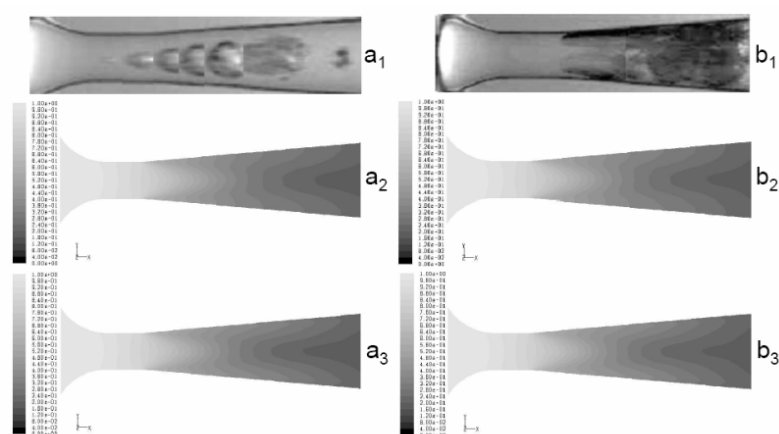


Figura 9: Patrón del flujo cavitante, para distintos contenidos de gases disueltos, β . (a₁) Experimental, [Sato et al 2003](#), $\beta=2,91\text{mg/l}$, (a₂) CFD SA-Singhal, (a₃) CFD RSM-Singhal. (b₁) Experimental, [Sato et al 2003](#), $\beta=3,23\text{mg/l}$. (b₂) CFD SA-Singhal, (b₃) CFD RSM-Singhal.

En la figura, se observa que hay grandes variaciones en el patrón del flujo predicho para las combinaciones de submodelos utilizados, pese a que los datos muestran claramente que se está pasando de cavitación tipo bubble traveling a tipo lámina sobre la pared (sheet cavitation). Sin embargo se observa 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.

4.3 Caso banco de ensayos FRM-UTN

Se han aplicado las conclusiones de los resultados previos al estudio del banco FRM-UTN. El caso inicial (estudio preliminar) consta de una malla 3D que tiene 650.000 celdas. El y^+ promedio en la pared es del orden de 150, no pudiendo hacerse menor porque la malla crece mucho en tamaño. Sin embargo aún este valor de y^+ es compatible con el uso de funciones de pared. El patrón de flujo que se observa predice cualitativamente las condiciones esperables, compatibles con la prescripción del caudal necesario para obtener presión de vapor en la garganta del Venturi, cosa que la combinación de submodelos de SA-Singhal recoge, ver

Para el caso del banco de ensayos de la FRM-UTN los resultados obtenidos permiten observar que para las condiciones de trabajo propuestas, relacionadas con el caudal y la altura que la bomba entregan, la zona de flujo cavitante es excesiva, pudiendo sugerirse o bien bajar la altura que entrega la bomba o el caudal de trabajo, teniendo en cuenta que la variación de una de las variables implica la automática variación de la otra. Se pretende definir en forma más realista las condiciones de trabajo adecuadas para este caso a partir de la experiencia adquirida en el modelado de este tipo de flujos, lo que será motivo de futuros trabajos.

REFERENCIAS

- Arndt R., Kjeldsen M., Song C. and Keller A., *"Analysis of Cavitating Wake Flows"*, Proceedings of the XXIst 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.
- 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"*, 1era 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.
- 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, July 18-23, 1999.
- 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, Richard B., Kunz, Robert F., Boger, David A., Lindau, Jules W., Yocum Adam M. and Pauley, Laura L; The Pennsylvania State University University, *"Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD"*; Proceedings of FEDSM '01; 2001 ASME Fluids Engineering Conference May 29 - June 1, 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.
- Nurick, W.H., *"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 and 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.

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.A., *"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., *"Measurements within unsteady cavitation"*, Experiments in fluids 39, pp. 545-552, Springer-Verlag, 2000.

Tepes P., *"Numerical Simulation of Unsteady Turbulent Cavitating Flows"*, Master thesis (pre-Bologna period) Universitat Politècnica de Catalunya. Departament d'Enginyeria 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.