

# Análisis numérico del campo de Flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga.

Montevideo Z. Nehomar<sup>a</sup>, Duarte T. Arnaldo D.<sup>a</sup>, Caraballo V. Gruber A.<sup>\*,a</sup>

<sup>a</sup>Departamento de Térmica y Energética de la Escuela de Ing. Mecánica, Universidad de Carabobo, Valencia, Venezuela.

### Resumen.-

Con la finalidad de estudiar las interacciones y propiedades físicas del agua dentro de una bomba centrífuga, en este trabajo se lleva a cabo el análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500 rpm; por medio del cual se valida la confiabilidad del método de dinámica de fluidos computacional (CFD), por la aproximación de los resultados arrojados, comparados con los resultados obtenidos de forma experimental y los sugeridos por el fabricante, lo cual es de gran ayuda para analizar sus características funcionales mediante el uso de computadoras, permitiendo afinar el diseño geométrico de la bomba mediante la ubicación de las zonas con presencia de fenómenos como recirculación o cavitación, que pueden afectar de forma permanente el impulsor de la bomba y otros elementos constitutivos, como procurar el aumento de su eficiencia global implicando un gran ahorro económico ya que se evita la necesidad de construir modelos a escalas que cumplan con las leyes de semejanzas de las bombas y al mismo tiempo se evita la necesidad de construir bancos de ensayos.

Palabras clave: Bomba centrífuga, CFD, Métodos numéricos, Ensayos, Curvas características, Presión, Flujo.

### Numerical analysis of the flow field through the fluidized domain Impeller-volute in a centrifugal pump.

### Abstract.-

In order to study the interactions and physical properties of water in a centrifugal pump, this work is carried out numerical analysis of the flow field through the impeller-volute fluidized domain in a centrifugal pump KSB ETA 32-200 to 3500 rpm, whereby is validated the reliability of the method of computational fluid dynamics (CFD), the approximation of the results obtained, compared with results obtained experimentally and those suggested by the manufacturer, which is helpful to analyze their performance characteristics through the use of computers, allowing tuning the geometric design of the pump by the location of areas with presence of phenomena such as cavitation or recirculation, which may permanently affect the pump impeller and other constituent elements, which can permanently affect the pump impeller and other constituent elements while avoiding the need to construct Test banks.

Keywords: Centrifugal pump, CFD, Numerical methods, Characteristic curves, Pressure, Flow.

Recibido: Noviembre 2012 Aceptado: Mayo 2013

### 1. Introducción.

Las bombas centrífugas, que en cualquiera de sus tipos (axial, radial, de flujo mixto), son parte de numerosas redes hidráulicas ya que aportan la energía necesaria al fluido para su desplazamiento y uso de acuerdo a la aplicación a la que esté destinada.

<sup>\*</sup>Autor para correspondencia

*Correo-e:* grubercaraballo@hotmail.com (Caraballo V. Gruber A.)

Las propiedades del fluido que se desplaza en el interior de una bomba centrífuga pueden variar significativamente, conduciendo a la generación de fenómenos físicos como por ejemplo la cavitación, recirculación, desprendimiento de la capa limite, entre otros, como lo especificado en el trabajo de Motohiko y Akira, (2003) [1], donde realizaron estudios sobre el flujo bifásico (líquido-vapor) en una bomba centrífuga de baja velocidad específica utilizando el modelo local homogéneo de la compresión aire-vapor-líquido en medio de dos fases, mediante el uso de códigos de CFD para fenómenos de cavitación y predecir el rendimiento de la bomba con precisión en un estudio preliminar.

A través de los ensayos experimentales en bancos de pruebas de bombas centrífugas, se puede determinar sus curvas características y parámetros principales, además de encontrar la eficiencia de trabajo. Tal es el caso del trabajo presentado por González et al, (2006) [2], donde desarrollaron una forma de estudio sencilla de dichos fenómenos básicos presentes en las bombas centrífugas, como la visualización de los fenómenos de incremento de energía y de difusión mediante el desarrollo de un modelo bidimensional y otro tridimensional para el flujo y técnicas de representación tridimensional alcanzadas mediante el uso de CFD.



Figura 1: Impulsor-voluta bomba centrífuga KSB, modelo ETA 32-200.

## 2. Descripción de la turbomáquina y diseño del dominio de estudio.

#### 2.1. Turbomáquina de Estudio.

Se selecciona el conjunto impulsor-voluta de tipo cerrado de álabes curvados hacia atrás, de una bomba centrífuga de eje horizontal de succión simple, fabricada por la empresa KSB, modelo ETA 32-200, con diámetro a la salida del impulsor de 203 mm y 5 álabes (ver Figura 1), siendo este modelo ensayado de forma tradicional por Rodríguez et al [3], y cuyos resultados van a ser comparados con la simulación numérica (CFD) y la curva características del fabricante.

### 2.2. Diseño del impulsor-voluta a estudiar mediante un software de diseño asistido por computadora (cad).

El dominio a estudiar se dibuja mediante una herramienta de diseño de impulsores y volutas llamado CFturboTM, la cual permite dimensionar de acuerdo a la geometría deseada (diámetros, ancho de cara, ángulos de entrada y salida, número de álabes, etc.), luego se diseñan las geometrías correspondientes a la sección meridional del impulsor y la geometría de los álabes. El software realiza el cálculo automático de los triángulos de velocidades pertenecientes a la entrada y salida del fluido en el impulsor [4, 5, 6].

Una vez introducidos los datos de diseño y de operación del impulsor, el programa de diseño CFturboTM. Generará automáticamente la geometría del impulsor, y en función de los datos del mismo, y luego de haber especificado las condiciones geométricas de la voluta-difusor, de igual manera, el programa generará la geometría correspondiente a la voluta-difusor. Debido a que el programa arroja como resultado dos geometrías separadas y para el carácter de la investigación deben de estar unidas, se exportan dichas geometrías a un formato CAD compatible con SolidWorks, se procedió a representar el dominio fluidizado, o campo de flujo, es decir la geometría que describe el volumen ocupado por el fluido en el interior del impulsor, voluta y difusor de la bomba centrífuga a estudiar, para luego proceder al ensamblado de las mismas, dicho dominio se puede ver en la Figura 2.

Finalmente la geometría se exporta en un formato de intercambio de datos compatible con el software de análisis numérico CFD. Una vez importada la geometría, el programa automáticamente muestra una quinta parte del dominio del impulsor, y la razón fundamental es por su simetría a lo largo de su circunferencia, por lo tanto al realizar el análisis numérico de esta porción del



Figura 2: Generación del campo de flujo de la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 en SolidWorks.

impulsor se ahorra recurso computacional y el programa resuelve las ecuaciones de gobierno,[7, 8] y modelos matemáticos seleccionados de forma más rápida (Ver Figura 3).



Figura 3: Conjunto armado del campo de flujo de la bomba centrífuga KSB ETA 32-200.

### 3. Descripción del modelo y método computacional.

### 3.1. Generación y configuración de la discretización espacial del dominio

Una vez realizada la geometría de la bomba centrífuga a estudiar, se realiza la importación al programa de mallado incorporado a la herramienta CFD, la cual es capaz de realizar la discretización espacial del dominio (mallado).

La herramienta de discretización espacial posee varios algoritmos de mallado, los cuales utilizan elementos tetraédricos, hexaédricos, prismas de base triangular, pirámides de base cuadrada, entre otros. A través de un amplio análisis de la calidad en cuanto a las estadísticas de cada algoritmo de mallado, además de la verificación de trabajos antecedentes a esta investigación, se seleccionó el tetraedro como polígono dominante en el impulsor y voluta, y en el difusor se discretizó con elementos hexaédricos. Se seleccionaron estos polígonos, porque generan un menor número de elementos y nodos, lo cual ayuda al ahorro de recurso computacional por la menor cantidad de ecuaciones que el programa de análisis numérico debe resolver, igualmente estos elementos describen la geometría con polígonos organizados con la mejor calidad en estadísticas en comparación con las otras configuraciones de mallado probadas [7, 8], ver la Figura 4 y 5.



Figura 4: Mallado en el campo de flujo del impulsor.



Figura 5: Detalle del refinamiento del mallado al inicio del alabe, vista desde la tapa superior del impulsor.

El mallado de la voluta y difusor se realizó utilizando la configuración automática del software, donde se evidencia mediante cortes transversales el uso de tetraedros en la voluta y hexaedros en el difusor (Figura 6), se tomó sumo cuidado en respetar una longitud de arista uniforme de los elementos pertenecientes a la voluta y difusor, con un valor de 2 mm. Este valor permite una cantidad de elementos lo suficientemente alta como para obtener buenos resultados en la simulación y lo suficientemente baja para el ahorro de tiempo computacional en la solución de las ecuaciones de gobierno.

## 3.2. Configuración del Dominio, Condiciones de borde y Criterios de Convergencia.

1). Configuraciones generales sin considerar la cavitación: se procede a localizar los dominios



Figura 6: Detalle del mallado interno, cortes transversales (a) salida del difusor, (b) salida de la voluta y entrada del difusor.

en base a la nomenclatura asignada por defecto a la geometría, por parte del programa de análisis numérico; para este caso, un dominio llamado "Impulsor" y otro llamado "Voluta Difusor".

Luego se verifica la presencia de contactos entre los dominios importados, para este caso, existe contacto entre la geometría del campo de flujo del impulsor con la voluta, y también existe contacto entre la salida de la voluta y la entrada del difusor, esta configuración se introduce en caso que el software no lo indique automáticamente, mediante la creación de interfaces entre los dominios, ver Figura 7.



Figura 7: Ubicación de interfaces, (a) Entre voluta y Difusor; (b) Entre Impulsor y Voluta.

De la misma forma se introduce otra interface, pero ésta corresponde a la superficie anterior y posterior, de la porción del impulsor a estudiar, la cual se realiza para indicarle al programa que la geometría es periódica a nivel rotacional, y de esta forma realizar la simulación a una quinta parte del impulsor considerando la simetría de la geometría en toda su circunferencia, sin afectar la interacción del flujo hacia la voluta, ver Figura 8.



Figura 8: Superficies designadas como interfaces periódicas.

2). Configuraciones Generales para el Análisis Numérico Considerando la Cavitación: Se configura todo de la misma forma explicada anteriormente, pero incorporando las siguientes configuraciones en el programa da análisis numérico.

Por último se asigna la condición de inicialización en todo el dominio de la bomba, con un valor de fracción de volumen de agua líquida y vapor de agua a 25°C, como automático, es decir, el software empezará a buscar la solución de las ecuaciones de gobierno desde un valor automático de fracción de volumen hasta llegar a la convergencia numérica de las ecuaciones.

*3).* Establecimiento de las Condiciones de borde: Se asigna sobre las superficies de todo el dominio, las propiedades físicas y características conocidas de estas superficies, a partir del cual las ecuaciones de gobierno se resolverán.

El régimen de flujo se estable como subsónico, debido a la posibilidad de choque si se establece otro régimen. La turbulencia se estable con gradiente cero, sin afectar los resultados de la simulación y aumentar la rapidez de la convergencia de las ecuaciones de gobierno.

Posteriormente se indica la fracción de volumen de agua líquida a 99,9 % y la fracción de volumen del vapor de agua a 25°C en 0,1 %, esto será usado como condición de borde del fluido que ingresa a la bomba, para la búsqueda de soluciones numéricas a partir de estos valores.

Tabla 1: Valores obtenidos del ensayo a la bomba KSB ETA 32-200 a 3500 rpm [3].

	1	2	3	4	5	6	7	8
Ps (bar)	-0,75	-0,68	-0,63	-0,51	-0,46	-0,36	-0,31	-0,22
$Q(m^3/h)$	19.29	17,69	16,54	14,67	13,28	10,91	7,91	0

4). Criterios de Convergencia: El primer criterio de convergencia a establecer es el número de iteraciones que el "Solver" realizará para encontrar la solución numérica de las ecuaciones de gobierno (continuidad y momento), el modelo de turbulencia y el de cavitación. Mediante el análisis de trabajos antecedentes [9] y por medio de simulaciones realizadas, se estable este parámetro a 1000.

El segundo criterio de convergencia es el valor de los residuos "Raíz Cuadrada Media", RMS por sus siglas en inglés "Root Mean Squar". Debido a que el estudio requiere de una precisión en cuanto a las líneas de flujo y contornos de presión, el valor establecido será  $1 \times 10^{-4}$ , por ser un valor que sirve para un análisis a nivel ingenieril, arrojando bueno resultados en el análisis numérico.

El tercer parámetro a configurar es "Timescale Control" el cual es el valor que rige cual será la escala de tiempo para que se resuelvan las ecuaciones, comúnmente para turbomáquinas, este valor se establece a 1/omega, donde omega es la velocidad angular en radianes por segundos; para esto se introduce una expresión para establecer el tiempo que se tardará entre cada iteración. En este caso será  $1/2pi * 3500[min^{-1}]$ .

El último criterio de convergencia, pero no menos importante, es el "Conservation Target" el cual establece que todas las ecuaciones se conserven desde la entrada de flujo hasta la salida, es decir que el imbalance global para cada ecuación debe ser menor a 1 %, para este caso se establecerá a 0,5 % para reforzar la confiabilidad de los resultados obtenidos y garantizar la conservación de las ecuaciones.

### 3.3. Obtención de la curva Característica y Validación de los Resultados

Para la obtención de la curva característica se procede a simular utilizando como condición de borde de entrada, la presión, y como condición de borde de salida, el flujo másico.

La obtención de los puntos pertenecientes a la curva característica: Disponibilidad vs Caudal, se realiza mediante la realización de 13 simulaciones, utilizando caudales desde  $1m^3/h$  hasta  $20m^3/h$ ; con ayuda de los valores obtenidos del ensayo a la bomba centrífuga a 3500 rpm, de la Tabla 1 y en la Tabla 2, los puntos simulados en este trabajo, los cuales dieron resultados satisfactorios en cuanto a la convergencia.

Tabla 2: Condiciones de borde de las simulaciones realizadas.

Punto	Caudal	Flujo másico	Presión de entrada		
	$(m^{3}/h)$	$(kg/m^3)$	(bar)		
1	4	1,107777	-0,22		
2	8	2,215555	-0,31		
3	9	2,4925	-0,31		
4	11	3,046388	-0,36		
5	12	3,323333	-0,36		
6	13	3,600277	-0,46		
7	14	3,877222	-0,46		
8	15	4,154166	-0,51		
9	16	4,431111	-0,51		
10	17	4,708055	-0,52		
11	18	4,985	-0,52		
12	19	5,261944	-0,63		
13	20	5,538888	-0,68		

El flujo másico se calcula en función del caudal y de la densidad, la cual es constante, por considerar que el fluido tiene una temperatura constante de  $25^{\circ}$ C

Los resultados se validarán, comparando la tendencia de la curva característica, Disponibilidad en función del Caudal (H vs Q) obtenida mediante el análisis numérico y las curvas del ensayo experimental realizada por Rodríguez et al, [3], en su trabajo de grado titulado: "Rediseño y construcción de un banco de ensayos para bombas centrifugas de eje horizontal", igualmente se compara con la curva proporcionada por el fabricante de la bomba.

Mediante la presentación de los resultados, por medio de imágenes o gráficas, donde se muestre el comportamiento de las líneas de flujo, recirculación, desprendimiento de la capa limite, zonas donde existe presencia de vapor de agua, contornos de presión y velocidad, comparando dichos resultados con los sugeridos por la teoría de bombas centrífugas [10].

#### 4. Resultados y análisis de los resultados.

### 4.1. Convergencia de la simulación.

1). Convergencia por el criterio de imbalances: El primer criterio de convergencia de las ecuaciones de gobierno es el Imbalance, el cual se refiere al error porcentual que existe en la conservación de las ecuaciones de continuidad y momento entre la entrada y salida de flujo en el dominio. Ahora, según las referencias bibliográficas, para que una simulación se realice correctamente, el porcentaje de imbalance debe ser de 1 % o menor [8].

Para el análisis de la convergencia de las ecuaciones de continuidad y momento, se presenta a continuación, las gráficas de imbalance, tanto del dominio del impulsor como del dominio de la voluta difusor, para el caudal de  $18m^3/h$ .

En este trabajo la simulación a un número de iteraciones de 150, las ecuaciones de masa y momento se estabilizan en 0. Esto indica que las ecuaciones se están conservando entre la entrada y salida del dominio del impulsor de la bomba centrífuga, para este caudal en la simulación.

2). Convergencia de las Ecuaciones de Gobierno y Turbulencia: Se presenta la convergencia de las ecuaciones de masa, momento y turbulencia, para el caudal de  $18m^3/h$ . Es importante recordar,

que el criterio de convergencia RMS se estableció a  $1 \times 10^{-4}$ , además de que el imbalance se estableció en 0,5 %; es decir que una vez que el "Solver" alcance ambos criterios de convergencia, la simulación culmina.

Las ecuaciones de masa y momento alcanzan la convergencia a 170 iteraciones, en este punto se lograron valores del mínimo establecido, tanto para el criterio de covergencia RMS, como para el de Imbalance en todo el dominio fluidizado de la bomba centrífuga, para un caudal de  $18m^3/h$ .

Al realizar el análisis de cada uno de los caudales de la Tabla 2, se pudo verificar que el comportamiento general de la convergencia de las ecuaciones de masa, momento y turbulencia, es que a medida que se aumenta el caudal de la bomba, las simulaciones convergen a número de iteraciones cada vez mayor, este comportamiento se observa mejor para caudales menores a  $18m^3/h$ .

### 4.2. Resultados Obtenidos en la Simulación, sin Considerar el Modelo Numérico de Cavitación

1). Curva característica H vs Q: Se presenta en la Tabla 3 todos los caudales (Q) simulados, con las presiones manométricas de entrada (Ps) y salida (Pd) obtenidas desde el post-procesamiento del programa de simulación CFD, y su respectiva disponibilidad.

Posteriormente se muestra la curva característica, disponibilidad en función del caudal (H vs Q), obtenida mediante el análisis numérico, comparado con la curva característica obtenida en el ensayo experimental realizado a la bomba, junto con la curva proporcionada por el fabricante, para de esta forma realzar el análisis comparativo entre ellas (ver Figura 9).

Como se puede observar en la Figura 9, la tendencia de la curva H vs Q, encontrada mediante el análisis numérico, tiene una tendencia decreciente, como sugiere la teoría de bombas centrífugas radiales con alabes curvados hacia atrás [10].

2). Visualización de los Resultados: A continuación (ver Figura 10) se muestran los contornos

Tabla 3: Valores de presión a la succión, presión a la descarga y disponibilidad, del post-procesamiento, para todos los puntos de la curva características simulados.

Punto	Q(m <sup>3</sup> /h)	$\dot{m}(kg/m^3)$	Ps (Pa)	Pd (Pa)	H(mca)
1	4	1,107777	-31045,2	815577	86,649
2	8	2,215555	-31043,2	815534	86,64
3	9	2,4925	-31051,7	814415	86,53
4	11	3,046388	-36083,1	803677	85,94
5	12	3,323333	-36101,9	800817	85,65
6	13	3,600277	-51512,7	783905	85,5
7	14	3,877222	-50948,5	777758	84,81
8	15	4,154166	-51734,1	774153	84,52
9	16	4,431111	-51861,5	772895	84,41
10	17	4,708055	-52091,1	758868	83
11	18	4,985	-52131,3	732323	80,28
12	19	5,261944	-64275,5	681128	76,29
13	20	5,538888	-69420,4	630288	71,61



Figura 9: Curvas características H vs Q, comparando la curva numérica, experimental y la curva del fabricante.



Figura 10: Contorno de presión en la superficie de la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500 rpm, (a)  $4m^3/h$ , (b)  $20m^3/h$ .

de presión sobre la superficie del dominio de la bomba para el mínimo y el máximo caudal.

Detallando la Figura 10, se puede apreciar que la magnitud numérica del contorno de presión sobre la superficie de la bomba centrífuga, va decreciendo, es decir, la máxima presión que se alcanza en la salida del difusor, va disminuyendo su valor a medida que se aumenta el caudal. Igualmente se observa como la energía de presión crece desde la entrada (ojo de entrada con presiones en el rango inferior, mostradas en color azul claro) hasta la voluta y hacia el conducto difusor (zonas de presión en color rojo).

Como segunda observación, se tiene que el contorno de presión varia sobre la voluta y difusor, de forma apreciable a medida que se aumenta el caudal, hasta llegar a verse que con el caudal de  $20m^3/h$ , en la lengüeta de la bomba se presentan diferentes presiones, específicamente en la zona donde empieza la voluta y donde empieza el difusor, y a lo largo del difusor se logra apreciar el aumento de presión.

En la Figura 11, se logra ver a detalle la zona de la bomba donde se presentan las presiones que están cerca de la presión de vapor de agua a 25°C, más adelante se demostrará que este comportamiento se mantiene introduciendo el estudio de la cavitación en el análisis numérico del campo de flujo. Por ahora, se presenta sobre el contorno inicial del álabe, el volumen de fluido que posee esta presión de saturación, observándose que se aproxima a la superficie del álabe; además el fluido que se encuentra más cerca a la superficie donde inicia el álabe tiene las presiones más bajas.



Figura 11: Volumen de fluido que presenta la presión de saturación de vapor de agua a 25°C.

Para seguir con el análisis del comportamiento físico en el campo de flujo de la bomba centrífuga, se presenta a continuación la trayectoria y velocidad de una partícula de fluido (a) y su gráfica respectiva que describe como varia su presión a lo largo de su trayectoria por el impulsor, voluta y difusor, a diferentes caudales (b).

En la Figura 12 se puede evidenciar, con la bomba trabajando a  $18m^3/h$  que la presión absoluta en

la zona de ataque del álabe es de 11,42 kPa, que para menores caudales dicho valor aumenta, es un fuerte indicio de que podría presentarse burbujas de vapor de agua para caudales mas elevados y los efectos de la cavitación clásica a la entrada del impulsor aumentarían, también se observa un ligero recorrido elíptico de la línea de flujo, el cual es mas intenso a menor caudal. A su ves se verifica que a medida que se aumenta el caudal de la bomba, la presión a la entrada disminuye, también se logra ver que las caídas de presión en la zona de contacto inicial con el álabe se intensifica a elevados caudales, lo cual le da mayor peso a la hipótesis planteada en la sección anterior, que sugiere que ésta sería la zona de cavitación, mediante la muestra del volumen de fluido con presión cercana a la presión de saturación que se encuentra en la zona de ataque del álabe.





(b) Variación de presión en la trayectoria de flujo,  $Q = 18m^3/h$ .

Figura 12: Recorrido de una partícula de fluido en el Impulsor, Voluta y Difusor de la Bomba Centrífuga.

A continuación, en la Figura 13, se muestra la recirculación y la turbulencia que presenta la bomba, trabajando a dos caudales diferentes.

Se puede ver como existe deslizamiento del



Figura 13: Recirculación en la bomba.

flujo de agua en el interior del impulsor de la bomba a caudales menores bajos, para caudales altos en el impulsor no se observa el mismo grado de formación de torbellinos, aunque se logra apreciar un ligero flujo turbulento en el lado posterior del inicio del alabe. Igualmente, se aprecia para todos los caudales el flujo turbulento en el difusor, producto del desprendimiento de la capa limite.

### 4.3. Resultados Obtenidos en la Simulación, Considerando el Modelo de Cavitación.

A continuación se presentan los resultados obtenidos de fracción de volumen del vapor de agua, mediante gráficos e imágenes en el dominio estudiado para un caudal de  $12m^3/h$ , dicho estudio se realizó incluyendo el modelo numérico de cavitación Rayleigh Plesset.

En la Figura 14 se observa la fracción de volumen de vapor de agua, de la simulación, con una presión de entrada de -0,36 bar, a un caudal de  $12m^3/h$ . Se puede apreciar que la zona tridimensional representa la fracción de flujo donde existe presencia de burbujas de vapor por encima del 2% con respecto a la mezcla de agua líquida y vapor, la cual se manifiesta en la sección de entrada del álabe. Esto mediante un contorno de colores que permite identificar las zonas en las cuales el porcentaje de vapor de agua se hace cada vez mayor.

En la Figura 14 (a) se observa el contorno de colores de la fracción de volumen de vapor de agua, sobre la superficie inicial del álabe y sobre las burbujas de vapor, donde se observa que la concentración del vapor de agua alcanza aproximadamente un 5,78 % en la parte más alejada del alabe, mientras que en la parte más cercana alcanza aproximadamente un 23,55 % de



Figura 14: Zona con presencia de vapor de agua  $Q = 12m^3/h$ .

la mezcla de líquido y vapor de agua, como se observa en la Figura 14 (d). En la Figura 14 (b), se aprecia que el contorno de color está en blanco y azul, donde la zona de color blanca representa la concentración del vapor de agua en la mezcla, y la zona azul representa la del agua líquida; donde se puede ver que la zona más cercana al alabe tiene la mayor concentración del vapor de agua, con un valor aproximado de 23,16 % de la mezcla. Dicho comportamiento también se evidencia en la Figura 14 (c) pero con un contorno de colores sobre la superficie inicial del álabe.

Se puede apreciar en la Figura 15 (a) que la zona sometida a cavitación se encuentra por detrás del álabe, y para este caudal, ocupa un espacio reducido. El valor máximo calculado de la fracción de volumen de vapor de agua es de 0,2071 y se representa en la imagen en la zona de color rojo, como indica la leyenda de la figura, es decir en esta zona roja el vapor de agua alcanzó una concentración del 20,71 % de la mezcla de líquido y vapor de agua. A medida que se vuelve más azul el contorno de colores, la concentración del agua líquida se hace mayor. Este valor es simétrico con respecto al valor mínimo de la fracción de volumen de agua líquida, que es de 0,7929, como se puede ver en la Figura 15 (b), en la zona de color azul; lo que corresponde con la ley de conservación de la masa, aplicada al flujo bifásico (agua líquida y vapor de agua a 25°C) estudiado en este caso. La configuración de la simulación numérica señalada anteriormente, que explica la configuración del dominio en el programa de análisis numérico CFD

considerando el modelo numérico de cavitación.



(a) Fracción de volumen de vapor de agua en un plano de la sección



(b) Fracción de volumen de agua líquida en un plano de la sección de entrada del álabe  $Q = 12m^3/h$ .

Figura 15: Formación del vapor de agua.

### 4.4. Análisis de Resultados.

1). Verificación de la Geometría y el Mallado: La modelación geométrica del dominio por medio de la utilización de herramientas CAD, respeta todos los parámetros de calidad geométrica, exigidos en la teoría de CFD [8]. Al respetar estos parámetros, se facilitó el proceso de mallado, el cual es el aspecto que realmente afecta la convergencia de las ecuaciones de continuidad, momento, turbulencia y cavitación, y que por lo tanto se debe cuidar con más detalle.

Ambos aspectos de calidad están relacionados (calidad geométrica y del mallado), es decir, al existir longitudes de aristas muy pequeñas en la geometría, se necesitará un mayor refinamiento en esta zona, aumentando los requerimientos computacionales de cálculo y posiblemente dificultando la convergencia de las ecuaciones de gobierno, por lo que se debe tener gran cuidado al momento de seleccionar la configuración del mallado, el polígono a usar, el tamaño y el refinamiento de los elementos en las zonas de curvaturas pequeñas y donde el flujo pueda presentar fenómenos físicos, ya que teniendo buena calidad en el mallado, las ecuaciones discretizadas, las cuales se resuelven en cada nodo de los elementos, encontraran la convergencia al igual que el software arrojará resultados más precisos.

Considerando lo antes mencionado, se valida la calidad del mallado, por medio del análisis de las estadísticas de calidad del mallado [8, 6], ya que cada uno de los parámetros, se lograron establecer dentro del rango permitido.

2). Convergencia de la simulación: El criterio de convergencia de imbalances para las ecuaciones de gobierno, siempre alcanzó el valor de 0%, para todos los caudales simulados en este trabajo, esto significa, que todas las ecuaciones de masa y momento, se conservan desde la entrada a la salida de la bomba, además para todos los caudales simulados en este trabajo se aprecia que se alcanza más rápido la convergencia del criterio de imbalances que la convergencia de las ecuaciones de masa, momento y turbulencia.

Los residuos RMS de las ecuaciones de masa y momento, convergieron a  $1 \times 10^{-4}$ , para todos los caudales simulados en este trabajo de grado; igualmente, para demostrar que para algunos caudales la convergencia puede llegar al valor de  $1 \times 10^{-5}$ , demostrando que los residuos de las ecuaciones de masa y momento convergen para altos caudales, pero necesitando mayor cantidad de iteraciones; a pesar de ello, el criterio establecido para la mayoría de las simulaciones de *RMS* =  $1 \times 10^{-4}$ , es un criterio de convergencia muy usado a nivel ingenieril, por la precisión de los resultados arrojados.

De igual forma ocurre con la convergencia del modelo matemático de turbulencia  $k - \varepsilon$ , el cual reduce sus residuos a medida que aumentaba el número de iteraciones. Las ecuaciones de turbulencia no están sujetas al criterio de convergencia RMS, estas ecuaciones se tratan de manera diferente, donde la convergencia se evalúa al converger las demás ecuaciones, y observando si sus residuos van disminuyendo al aumentar el número de iteraciones; analizando esto, el resultado obtenido es de una convergencia satisfactoria para el modelo de turbulencia.

*3).* Resultados obtenidos en la simulación, sin considerar el modelo numérico de cavitación: En la Figura 9 se puede apreciar como la curva de disponibilidad en función del caudal (H vs Q), realizada por medio del análisis numérico, por

métodos de CFD, se comporta de manera descendiente parabólica a media que se aumenta el caudal, lo cual concuerda a lo establecido en la teoría de bombas centrífugas de álabes curvados hacia atrás ( $\beta_2 < 90^\circ$ ); además se puede decir que la curva se comporta de manera estable, es decir, para cada caudal de trabajo existe una disponibilidad.

Se aprecia que la curva numérica empieza a inclinarse de manera notable desde  $15m^3/h$ , a diferencia de la curva del fabricante, que empieza a inclinarse desde  $12m^3/h$ , a pesar de ello, ambas curvas mantienen la misma tendencia de inclinación, aunque la curva numérica muestra una disponibilidad más alta en comparación a la curva del fabricante y a la curva experimental; esto se observa para caudales sobre  $14m^3/h$  en la curva numérica. Una posible causa de los valores superiores de la curva numérica, podría ser, que las principales perdidas presentes en el funcionamiento real de una bomba centrífuga y que podrían transformar la característica de la curva numérica a la del fabricante, no se pueden obtener por un análisis numérico, como lo son las perdidas mecánicas por fricción en disco, la fricción del eje con los cojinetes, perdidas por rozamiento del prensaestopas con el eje, y fricción en sellos, además de las perdidas volumétricas, como fugas a través de sellos y las perdidas por recirculación del fluido entre la carcasa y el impulsor, por el juego entre ambos elementos. A pesar de todo esto, la curva obtenida de forma numérica posee el mismo comportamiento descendiente de la curva del fabricante y la experimental, lo cual demuestra que mediante el análisis numérico se puede encontrar una aproximación de la curva H vs Q de una bomba centrífuga a la curva del fabricante, y es precisamente esto lo que se pretende demostrar mediante esta investigación.

El posible desgaste de los álabes o el posible aumento del ancho (b2) en la sección de salida del rodete, pudo haber provocado que la curva tenga una tendencia plana a caudales inferiores de  $15m^3/h$ .

Con respecto al contorno de presión sobre la superficie de la bomba, se puede decir que los

resultados concuerdan a lo establecido en la teoría de bombas centrífugas, porque se logra apreciar (ver Figura 10) el aumento progresivo de presión del fluido a medida que avanza por el impulsor, y el sistema voluta-difusor de la bomba, es decir, se evidencia el comportamiento de la bomba, como una turbomáquina generadora, que transforma la energía mecánica en energía de presión al fluido.

Se evidencia, la disminución de la presión del fluido a la succión, a medida que se aumenta el caudal de la bomba. Además se observa que para el caudal de  $20m^3/h$ , se distingue un cambio en el contorno de presión a medida que el fluido avanza a través de la bomba, específicamente en la lengüeta, la cual presenta cambios bruscos de presión a estos caudales, esto se puede atribuir al hecho de que por el elevado caudal hay volumen de fluido que desde el impulsor pasa directamente al difusor sin atravesar la voluta, y dicho fluido se encuentra con el que sí recorrió la voluta, por lo que se observan cambios de presión en esta zona, pero luego el flujo al atravesar el difusor sigue aumentando su presión.

Por último, se aprecia en la Figura 11, un volumen de fluido con una presión cercana a la presión de saturación del agua a  $25^{\circ}$ C (Presión absoluta = 3169,8 Pa), sobre el contorno inicial de los álabes de la bomba (justo en la zona de baja presión), lo cual sugiere que en esta zona se podrían formar burbujas de vapor de agua, es decir, ocurriría el fenómeno de cavitación, es importante recordar, que estos resultados no incluyeron el modelo numérico de cavitación.

En cuanto al comportamiento de la presión en la trayectoria de una línea de flujo por toda la bomba centrífuga, la línea de flujo es similar con la bomba trabajando a bajos caudales, donde se aprecia que a la entrada, el flujo describe una trayectoria espiral, con mayores caídas de presión a medida que se aumenta el caudal, esto ocurre cuando el flujo llega a estar en contacto con el álabe, para luego aumentar la presión al avanzar por el impulsor; luego a la salida del rodete se observa un torbellino, disminuyendo su presión, hasta estabilizarse aumentando nuevamente la presión, para después ingresar a la voluta donde cae y luego aumenta la presión, y así pasar al difusor donde finalmente se observa su incremento.

En la Figura 12  $(18m^3/h)$ , se detalla como el deslizamiento del fluido o torbellino a la salida del impulsor esta por desaparecer al igual que la trayectoria espiral a la entrada, pero dicho comportamiento se empieza a observa con la bomba trabajando desde  $14m^3/h$  en adelante, es decir, los torbellinos presentes a la salida del impulsor (causantes de las caídas de presión) y la trayectoria espiral a la entrada, tienden a desaparecer a medida que se aumenta el caudal de la bomba sobre. Este comportamiento ocurre al mismo tiempo en la voluta, la cual presenta caídas de presión a bajos caudales, pero a medida que se aumenta el caudal, la presión de la línea de flujo se estabiliza hasta llegar al difusor donde finalmente aumenta.

La tendencia de la bomba a estabilizar sus líneas de flujo a media que se aumenta el caudal, se puede atribuir a que cada vez se acerca al punto nominal de la bomba, la cual según el fabricante es de  $18m^3/h$  aproximadamente.

Se observa como la voluta, también llamada caja espiral, transforma la energía dinámica que trae el fluido desde el impulsor en energía de presión, y recoge el fluido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida o tubería de impulsión (difusor). Finalmente se evidencia el comportamiento del difusor, como tercera etapa de difusión, que transforma la energía dinámica que viene trayendo el fluido en energía de presión.

Como último análisis, se tiene que al aumentar el caudal en la bomba, se observa que aumenta el flujo turbulento en el difusor, por el desprendimiento de la capa límite, provocando variaciones bruscas de presión en la línea de flujo, pero a medida que el flujo circula en el difusor, aumenta su presión.

Se valida el comportamiento esperado para este tipo de bomba, es decir, se observa que para caudales bajos, la bomba presenta una entrada de fluido al impulsor con una trayectoria en espiral, tratando el flujo de recircular, por lo que se podría sugerir que esta es la zona de recirculación, es decir es una zona de trabajo inestable, por lo plano de la curva característica a bajos caudales, baja eficiencia, y altos esfuerzos radiales y axiales, esta podría ser la zona de recirculación, la cual causa daños en el rodete de la bomba (específicamente en la zona de alta presión de los álabes), por el fenómeno de cavitación por recirculación. De igual forma, se observa que a medida que se aumenta el caudal, la trayectoria en espiral del fluido a la entrada, disminuye, estando en contacto el fluido más rápido con los álabes.

En el difusor se observa que el flujo es turbulento para todos los caudales de trabajo de la bomba, esta es la zona que presenta la velocidad más baja, y el fenómeno de desprendimiento de capa límite; la mayor turbulencia se pudo determinar para caudales menores a  $16m^3/h$ . Todo esto debido al hecho de que en la circunferencia de mayor diámetro, la capa limite es muy delgada ya que el volumen de fluido que circula ahí adentro (muy próximo a dicha circunferencia), posee las fuerzas viscosas en contra y las de presión a favor, produciendo que el flujo se acelere, tal como se puede apreciar en las líneas de flujo de la Figura 13. En cambio en la sección del difusor conformada por la circunferencia de menor diámetro, tanto las fuerzas viscosas como las de presión están en contra, por lo que el espesor de la capa limite en la sección aumenta y como consecuencia, el volumen de fluido que circula cerca de las paredes del solido se desaceleran, a medida que el volumen que circula más cerca del borde externo de la capa limite se acelera [?]. En consecuencia, los elementos de volumen más cercanos a la pared se desaceleran más rápidamente, siendo forzados a retroceder por el gradiente adverso de presión. En el punto en el cual ocurre este flujo inverso por primera vez (líneas de color azul oscuro) la pendiente del perfil de velocidad en la pared del sólido se hace cero, siendo este punto el punto de desprendimiento de la capa límite.

4). Resultados Obtenidos en la Simulación, Considerando el Modelo Numérico de Cavitación: Como se pudo apreciar en las Figuras 14 y 15, la formación de burbujas de vapor se localiza sobre la superficie de ataque de los álabes. ésta simulación se realizó considerando el modelo matemático de cavitación Rayleigh Plesset, y este resultado

concuerda con la hipótesis sugerida previamente en las simulaciones que no consideraron ente modelo matemático (ver Figura 11) las cuales sugerían que la ubicación de las burbujas de vapor seria en esta zona inicial del álabe. Todo indica que los resultados obtenidos por medio de la inclusión de este modelo, se adaptan a la realidad física de funcionamiento de la bomba para  $12m^3/h$ , además se observa en las Figura 14 y 15 (a), que el máximo valor de la fracción de volumen de vapor de agua es de 0,2071 (representa la concentración de vapor de agua en la mezcla liquido-vapor) en la zona de contacto inicial entre el fluido y los álabes. Este valor es simétrico con respecto al valor mínimo de la fracción de volumen de agua líquida, que es de 0,7929, como se puede ver en la Figura 15 (b), en la zona de color azul del contacto inicial con el álabe; lo que corresponde con la ley de conservación de la masa, aplicada al flujo bifásico (agua líquida y vapor de agua a 25°C) estudiado en este caso.

### **5. CONCLUSIONES**

En este trabajo se logró analizar numéricamente el campo de flujo a través del dominio fluidizado Impulsor-Volta de la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500 rpm, por medio de la aplicación de las ecuaciones de gobierno de masa, momento, el modelo matemático de turbulencia  $k - \varepsilon$ y el modelo de cavitación Rayleigh Plesset, en el campo de flujo, gracias a una buena discretización espacial del dominio (mallado), respetando los criterios estadísticos de calidad, para posteriormente realizar la selección de las condiciones de borde más adecuadas, las cuales son: presión en la succión como condición de borde de entrada y flujo másico en la descarga como condición de borde en la salida; todo esto para que el comportamiento del fluido se aproxime realmente a la realidad física, como en efecto se logró obtener.

Se alcanzó la convergencia de las ecuaciones de gobierno y el modelo matemático de turbulencia  $k - \varepsilon$ , para todos los flujos másicos establecidos como condición de borde, sin considerar el modelo matemático de la cavitación Rayleigh Plesset.

Posteriormente se incluyó este modelo, el cual necesita de un alto recurso computacional para lograr la convergencia con altos caudales, ya que en esta zona de la curva característica existe el fenómeno de cavitación en mayor grado y la convergencia del modelo se hace difícil, pero igualmente, se logró la convergencia de todas las ecuaciones de gobierno, incluyendo la cavitación para un caudal de  $12m^3/h$ , y se verificó la existencia de burbujas de vapor en la zona donde inicia el alabe, como previamente se sugirió sin introducir el modelo de cavitación, analizándolo por medio de contornos de presión y volúmenes de fluidos que presentan aproximadamente la presión de saturación del agua a 25°C; es decir, se validó la hipótesis de la ubicación de la cavitación sobre la superficie de contacto inicial del fluido con los alabes por medio de la inclusión del modelo Rayleigh Plesset en el análisis numérico.

El contorno inicial de los álabes es la región sometida a los efectos de la cavitación y por ende las más propensas a recibir los daños que este fenómeno supone, por lo que se debe considerar la utilización de materiales más resistentes en esta zona.

Todos estos resultados se adaptan a la realidad física de funcionamiento en el campo de flujo de la bomba.

El análisis numérico por el método de volúmenes finitos, el cual es el empleado para simulaciones en CFD, es una herramienta adecuada para afinar el diseño del impulsor, voluta y difusor, de una bomba centrífuga, sin necesidad de construir bancos de ensayos, tratando de disminuir los fenómenos físicos presentes en el campo de flujo, como torbellinos en el interior del impulsor, flujos turbulentos y desprendimiento de capa limite en el difusor, o zonas propensas a recibir daños por cavitación clásica o por recirculación, permitiendo rediseñar la geometría de las bombas y aumentar su eficiencia.

### Reconocimiento

Este artículo fue seleccionado por la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universiad de Carabobo, como premio a uno de los mejores Trabajos Especial de Grado del año 2012.

### Referencias

- [1] Motohiko N., Akira G. (2003) "Cavitation CFD in a centrifugal pump". Fifth International Symposium on Cavitation. Osaka Japan.
- [2] González J., Ballesteros R., Velarde S. (2006). "El Estudio del Flujo en Bombas Centrífugas", XIV Congreso Universitario de Innovación Educativa en las Enseñanzas Técnicas (CUIEET). España.
- [3] Rodríguez S., Juárez J. y Villalba C., (2010) "Rediseño y construcción de un banco de ensayos para bombas centrifugas de eje horizontal", Trabajo especial de grado. Universidad de Carabobo, Velenzuela.
- [4] Mataix C. (2004), "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulica", Alfaomega, Oxford University Press 2da ed. pp. 369-404 México.
- [5] White F. (1979) "Mecánica de los Fluidos". McGraw-Hill, Ed., pp 408-466.
- [6] Çengel J., Cimbala J. (2006) "Mecánica de Fluidos", Mc. Graw-Hill. 1ra ed. pp 398-417. México.
- [7] Ferziger J. and Peric M. (2002) "Computational Methods for Fluid Dynamics" Springer, Ed., 3ra ed. pp 122-304. Alemania.
- [8] "ANSYS CFX-Solver Theory Guide" (2009). Release 12.0, ANSYS, Inc.
- [9] Barrio R., Fernández J., Parrondo J. Blanco E., (2010) "Performance prediction of a centrifugal pump working in direct and reverse mode using Computational Fluid Dynamics,? International Conference on Renewable Energies and Power Quality. España.
- [10] Fernández P. (2000) "Bombas Centrífugas y Volumétricas"[On-Line]. Disponible en: http://libros.redsauce.net/