



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**ESTUDIO DEL FENÓMENO DE
CAVITACIÓN EN EL DOMINIO
FLUIDIZADO IMPULSOR-VOLUTA
DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA
USANDO TÉCNICAS DE CFD**

**Fernández Jerónimo
Brizuela Giovanni**

Urb. Yuma II, calle N.º 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (máster) – Fax: (0241) 8712394



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

**ESTUDIO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN EL DOMINIO
FLUIDIZADO IMPULSOR-VOLUTA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA
USANDO TÉCNICAS DE CFD.**

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

Autores:

Fernández, Jerónimo

CI. 24.547.347

Brizuela, Giovanni

CI. 24.298.258

Tutor: Ing. Gruber A. Caraballo V

San Diego, mayo del 2019



FI-M-002-2019-ICR

Valencia, 14 de Marzo de 2019

Ciudadano:
Jerónimo Fernández
C.I:24.547.347
Giovanni Brizuela
C.I:24.298.258
Presente-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 01-2019 de fecha 14-03-2019 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado **ESTUDIO DE FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN EL DOMINIO FLUIDIZADO IMPULSOR-VOLUTA DE UNA BOMBA CENTÍFUGA USANDO TÉCNICAS DE CFD** presentado por usted(es) como requisitos para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Gruber Caraballo, C.I: 12.014.408 y la Ing. Alicia Yáñez, C.I: 4.598.880 como Tutores Académicos que los asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,


Prof. Luis Lira
Decano de la Facultad de Ingeniería

e.e. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

L/lc.



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, GRUBER A. CARABALLO V., portador(a) de la cédula de identidad N.º V-12.014.408, hace constar que he leído el Proyecto del Trabajo de Grado, presentado por el ciudadano (a) BRIZUELA MAESTRE, GIOVANNI JOSÉ, portador(a) de la cédula de identidad N.º V-24.298.258, y FERNÁNDEZ BRANDT, JERÓNIMO ALEJANDRO portador(a) de la cédula de identidad N.º V-24.547.347, titulado **ESTUDIO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN EL DOMINIO FLUIDIZADO IMPULSOR-VÓLUTA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA USANDO TÉCNICAS DE CFD** presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero MECÁNICO, y acepta la tutoría del mencionado Proyecto durante su etapa de desarrollo hasta su elaboración y evaluación; según las condiciones de la Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado de la Facultad de Ingeniería de la Universidad José Antonio Páez y sus correspondientes Reglamentos.

En San Diego, a los 03 días del mes de JUNIO del año dos mil DIECINUEVE.

Firma

Nombre del Tutor: Gruber A. Caraballo V.

C.I. del Tutor: V:12.014.408

AGRADECIMIENTOS

Ante todo, gracias a **Dios** nuestro señor, por permitirnos haber estudiado esta maravillosa carrera y por guiarnos en el camino correcto cada día y por permitirnos estar junto a nuestros seres queridos en el camino al éxito universitario.

A la **Universidad José Antonio Páez**, nuestra Alma Mater, por ser nuestro recinto universitario para la adquisición y ampliación de conocimientos tanto profesionales como de vida, al igual que al **Equipo de Profesores** relacionados a la carrera de Ingeniería Mecánica, por compartirnos sus conocimientos, por su guiatra y sus buenos consejos.

A nuestro tutor, el Profesor **Gruber Caraballo**, por compartir sus conocimientos en las áreas relacionadas con la mecánica de fluidos y las turbomáquinas, y en su figura como tutor por ser nuestro guía y consejero para nuestro trabajo de grado, muchas gracias por sus recomendaciones, sus consejos y por su disposición al desarrollo de nuestras capacidades de la mano con usted como excelente profesional, conocido profesor y buena persona.

A nuestras familias, por darnos el apoyo necesario para alcanzar esta meta propuesta, y principalmente a nuestros padres **“Jerónimo Fernández y Miriam Brandt/Jerónimo Fernández”** y **“Norberto Herrera y Carmen Maestre/Giovanni Brizuela”** por ser nuestros pilares, consejeros de vida, por brindarnos su amor, su confianza y por inculcarnos los valores necesarios para ser unas excelentes personas, tanto profesionales y como individuos de este hermoso país, muchas gracias por su esfuerzo para con nosotros así como también agradecimientos a compañeras sentimentales **“María Rodríguez/Jerónimo Fernández”** y **“Glennys Silva/Giovanni Brizuela”** y amigos como **“Carlos Granados y Wilhelm Lara”** por su colaboración en diversos aspectos de nuestro trabajo de grado y por su amistad incondicional a lo largo de nuestra carrera.

ÍNDICE GENERAL

CONTENIDO	pp.
ÍNDICES DE FIGURAS.	ix
ÍNDICE DE GRÁFICAS.	xi
ÍNDICE DE TABLAS.	xii
RESUMEN INFORMATIVO.	xiii
INTRODUCCIÓN.	1
 CAPÍTULO	
 I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del problema.	3
1.2 Formulación del problema.	5
1.3 Objetivos de la investigación.	5
1.3.1 Objetivo general.	5
1.3.2 Objetivos específicos.	5
1.4 Justificación de la investigación.	6
1.5 Alcance.	6
 II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes.	7
2.2 Bases teóricas.	13
2.2.1 Ecuación de Navier Stokes para flujo turbulento.	13
2.2.2 Ecuación de Bernoulli.	14
2.2.3 Bombas centrífugas.	15
2.2.3.1 Elementos constitutivos de las bombas.	15
2.2.4 Ecuaciones para las turbomáquinas.	16
2.2.5 Triángulos de velocidades.	17
2.2.6 Ecuación de Euler.	17
2.2.7 Cavitación.	23
2.2.7.1 Tipos de cavitación.	26
2.2.8 Modelos de turbulencia Eddy Viscosity.	28
2.2.8.1 Modelo de turbulencia Kappa-Épsilon κ - ε	30
2.2.8.2 Modelo de turbulencia κ - ω	31
2.2.9 Modelo de cavitación.	32
2.2.10 Dinámica computacional de fluidos (CFD).	35
2.2.10.1 Componentes de un CFD.	36
2.3 Glosario de términos.	40
 III MARCO METODOLÓGICO	
3.1 Propósito de investigación.	43

3.2	Tipos de investigación.	43
3.3	Nivel de la investigación.	44
3.4	Diseño de la investigación.	44
3.5	Fases metodológicas.	44
IV	RESULTADOS	
4.1	Investigación acerca de las variables que intervienen en el comportamiento del campo de flujo a través de una bomba centrífuga.	47
4.2	Seleccionar una bomba centrífuga real e identificar sus características geométricas con la finalidad de modelarla mediante una herramienta (CAD).	48
4.3	Simular el campo de flujo mediante una herramienta dinámica de fluidos computacional (CFD).	57
4.3.1	Generación del mallado.	58
4.3.2	Definición de los dominios y las condiciones de borde.	60
4.3.3	Configuración del solver.	67
4.3.4	Verificación del mallado.	68
4.4	Obtención de resultados.	69
4.4.1	Convergencia de las simulaciones.	70
4.4.2	Visualización de resultados.	73
4.4.3	Resultados y análisis.	76
4.4.4	Simulación de la bomba a 1750rpm.	81
	CONCLUSIONES.	86
	RECOMENDACIONES.	88
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	90
	APÉNDICE.	92
	ANEXOS.	111

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA	pp.
1 Planos de representación de una bomba centrífuga.	16
2 Diferencia entre el proceso de ebullición y cavitación.	24
3 Bomba afectada por el fenómeno de la cavitación.	25
4 Zonas de formación e implosión de burbujas en el impulsor.	26
5 Etapas de cavitación.	27
6 Colapso de una burbuja.	28
7 Ejemplo de un mallado 2D, estructurado, no ortogonal.	38
8 Ejemplo de un mallado 2D estructurado en bloque.	38
9 Ejemplo de un mallado sin estructura 2D.	39
10 Selección del tipo de proyecto a usar en el modelado geométrico mediante la herramienta CAD CFTurbo.	49
11 Configuraciones previas para el diseño del impulsor.	50
12 Ventana emergente, pestaña 1: Para la configuración del impulsor.	51
13 Pestaña 2: Para cargar parámetros del impulsor.	51
14 Pestaña 3: Para cargar dimensiones conocidas del impulsor.	52
15 Vista meridional de impulsor. Valores informativos arrojados por CFTurbo. .	52
16 Ventana de propiedades del álabe, pestaña 1: Configuración del álabe.	53
17 Pestaña 2: Ángulos del álabe.	53
18 Extensión del álabe.	54
19 Adición del nuevo componente de la bomba centrífuga KSB-ETA 32-200. ..	54
20 Configuración de entrada de fluido a la voluta.	55
21 Configuración de los parámetros de entrada.	55
22 Vista de las áreas de desarrollo de la espiral y vista en 2D del difusor a la salida de la espiral.	56
23 Conjunto final de dominio fluidizado en vista 3D.	57
24 Vista 3D del dominio fluidizado de la bomba centrífuga KSB-ETA 32-200 en el programa ANSYS Versión 18.1.	58
25 Propiedades generales del mallado.	59
26 Resultado del mallado aplicado al conjunto de componentes del dominio fluidizado.	59
27 Vista 3D del mallado.	60
28 Detalles del mallado.	60
29 Dominio del impulsor 32-200 de una bomba centrífuga KSB-ETA.	62
30 Dominio del impulsor, modelo de flujo.	62
31 Ventana de dominio del impulsor, modelos para el par de fluidos.	63
32 Sección del dominio de flujo en la voluta-difusor de una bomba centrífuga KSB-ETA 32-200.	64
33 Sección del dominio de flujo en el interfaz impulsor-voluta de una bomba centrífuga KSB-ETA 32-200.	65

34	Sección de entrada del fluido a la bomba.	65
35	Detalles de la sección de entrada del fluido a la bomba.	66
36	Valores del fluido de entrada a la bomba.	66
37	Sección de salida del fluido de la bomba.	67
38	Consideraciones tomadas en el solver ANSYS.	68
39	Análisis del mallado arrojado por ANSYS.	69
40	Presión de la bomba centrífuga KSB-ETA 32-200 a 3500RPM, a caudales de 8m ³ /h (a), 14 m ³ /h (b), 18 m ³ /h (c) y 24 m ³ /h (d).	74
41	Fracción de vapor en la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500RPM, a caudales de 8m ³ /h (a), 14 m ³ /h (b), 18 m ³ /h (c) y 24 m ³ /h (d).	75
42	Fracción de vapor en la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500RPM, a caudales de 8m ³ /h (a), 14 m ³ /h (b), 18 m ³ /h (c) y 24 m ³ /h (d).	76
43	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=8m ³ /h a 3500rpm.	98
44	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=8m ³ /h a 3500rpm.	99
45	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=10m ³ /h a 3500rpm.	99
46	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=10m ³ /h a 3500rpm.	100
47	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=12m ³ /h a 3500rpm.	100
48	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=12m ³ /h a 3500rpm.	101
49	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=14m ³ /h a 3500rpm.	101
50	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=14m ³ /h a 3500rpm.	102
51	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=16m ³ /h a 3500rpm.	102
52	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=16m ³ /h a 3500rpm.	103
53	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=18m ³ /h a 3500rpm.	103
54	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=18m ³ /h a 3500rpm.	104
55	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=20m ³ /h a 3500rpm.	104
56	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=20m ³ /h a 3500rpm.	105
57	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=22m ³ /h a 3500rpm. ...	105
58	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=22m ³ /h a 3500rpm.	106
59	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=24m ³ /h a 3500rpm. ...	106
60	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=24m ³ /h a 3500rpm.	107
61	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=8m ³ /h a 1750rpm.	107
62	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=8m ³ /h a 1750rpm.	108
63	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=12m ³ /h a 1750rpm. ...	108
64	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=12m ³ /h a 1750rpm.	109
65	Presión absoluta en todo el dominio de la bomba Q=16m ³ /h a 1750rpm. ...	109
66	Vapor de agua con valores de presión absoluta, Q=16m ³ /h a 1750rpm.	110

ÍNDICE DE GRÁFICAS

CONTENIDO	pp.
GRÁFICA	
1 RMS para las ecuaciones de volumen y momento para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$	71
2 RMS para las ecuaciones de turbulencia para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$	71
3 RMS de las ecuaciones de masa para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$	72
4 Imbalance para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$	72
5 Máxima fracción de vapor vs caudal, para los caudales simulados a 3500rpm.	78
6 Volumen cavitado en la bomba vs caudal, para los caudales simulados a 3500rpm.	79
7 Número de cavitación vs caudal, para los caudales simulados a 3500rpm. ..	80
8 Factor de Thoma vs caudal, para los caudales simulados a 3500rpm.	81
9 Comparación de fracción de vapor vs caudal, entre 1750 y 3500rpm.	83
10 Comparación de volumen cavitado vs caudal, entre 1750 y 3500rpm.	83
11 Comparación de factor de Thoma vs caudal, entre 1750 y 3500rpm.	84
12 Comparación entre número de cavitación vs caudal, entre 1750 y 3500rpm.	84
13 RMS e imbalance para $Q=10\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	93
14 RMS e imbalance para $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	93
15 RMS e imbalance para $Q=14\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	94
16 RMS e imbalance para $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	94
17 RMS e imbalance para $Q=18\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	95
18 RMS e imbalance para $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	95
19 RMS e imbalance para $Q=22\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	96
20 RMS e imbalance para $Q=24\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.	96
21 RMS e imbalance para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.	97
22 RMS e imbalance para $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.	97
23 RMS e imbalance para $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.	98

ÍNDICE DE TABLAS

CONTENIDO	pp.
TABLA	
1 Condiciones de borde para realizar las simulaciones a 3500rpm.	70
2 Valores resultantes de las simulaciones realizadas (1/2)	76
3 Valores resultantes de las simulaciones realizadas (2/2)	77
4 Resultados de número de cavitación y factor de Thoma a 3500rpm.	77
5 Condiciones de borde para realizar las simulaciones a 1750rpm.	82
6 Resultados de las simulaciones a 1750rpm (1/2).	82
7 Resultados de las simulaciones a 1750rpm (2/2).	82
8 Resultados del número de cavitación y factor de Thoma a 1750rpm.	83



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE MECÁNICA
CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

**ESTUDIO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN EL
DOMINIO FLUIDIZADO IMPULSOR-VOLUTA DE
UNA BOMBA CENTRÍFUGA USANDO
TÉCNICAS DE CFD.**

Autores:

Fernández Brandt, Jerónimo Alejandro

Brizuela Maestre, Giovanni José

Tutor: Ing. Gruber A. Caraballo V

Fecha: 01/2019

RESUMEN INFORMATIVO

El presente trabajo de investigación está basado en realizar estudios del fenómeno de cavitación en el dominio fluidizado impulsor-voluta de una bomba centrífuga usando técnicas de CFD (Dinámica de Fluidos Computacional), para lograr entender el comportamiento del fluido, las burbujas de vapor y todo el fenómeno que representa la cavitación durante el funcionamiento de una bomba centrífuga. Las bombas centrífugas tienen un papel importante al diseñar redes de flujo y sistemas de bombeo tanto para aplicaciones industriales como caseras, gracias a ellas se puede enviar caudales de agua requeridos para múltiples propósitos. Este trabajo se basa en la búsqueda de variables importantes para comprender el fenómeno de cavitación el cual es perjudicial para el funcionamiento óptimo de las bombas centrífugas y para su tiempo de vida útil. También se usarán datos para parametrizar las simulaciones, así como también, se selecciona una bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500RPM para su modelado 3D y la determinación de su dominio de flujo de acuerdo a sus componentes, en el cual se aplicarán las técnicas de dinámica de fluidos computacional y de esta manera se obtendrán los datos en forma de tablas, imágenes y gráficas, con la finalidad de ser interpretadas en función a la mecánica de fluidos.

Palabras clave: Bombas Centrífugas, Cavitación, Simulación.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad los avances tecnológicos han llevado a desarrollar nuevas tecnologías para la creación de nuevos modelos de bombas, entre estas quizás la más comunes son las bombas centrífugas, ya que se ajustan a muchas aplicaciones caseras e industriales. Esto lleva a evaluar a la hora del diseño de sistemas de bombeo y redes de flujo las desventajas de estos sistemas y los fenómenos físicos que afecten de manera negativa a los materiales y a las condiciones óptimas de operación para las cuales fueron diseñadas dentro del sistema. Sin embargo, para estos desarrollos se necesitan de ciertos elementos que nos permitan realizar los estudios y pruebas de los diseños, lo que genera gastos elevados con cada prueba aplicada. Con esta premisa, damos pie a evaluar maneras más económicas para los estudios correspondientes a estos factores negativos que afectan en el rendimiento y en muchos casos la integridad de los materiales de construcción de estas máquinas.

Teniendo en cuenta los avances tecnológicos en materias de computación, se plantea el uso de programas especiales y parametrizados que sean ideales para la solución de modelos matemáticos en base a geometrías definidas que permitan observar el comportamiento de los fluidos en el proceso de bombeo generado por un modelo de bomba que tomaremos como modelo base de diseño. De esta manera podemos variar parámetros como diferencia de Presiones, temperatura del fluido, turbulencias, entre otros. Esto con el fin de simular todas las combinaciones de parámetros requeridas para asegurar que estas tendrán una buena eficiencia, los mejores materiales y los más bajos costos de producción y operación.

Dentro de los fenómenos más comunes en este tipo de bombas esta la cavitación, de manera que mediante el uso de las técnicas de fluido dinámico computacional evaluaremos este modelo y lo compararemos con los datos proporcionados por el fabricante para así verificar si este método de estudio para dicho fenómeno es confiable y genera los resultados esperados.

La investigación se divide de la siguiente manera:

En el capítulo I, se plantea la formulación del problema a estudiar y se establece el objetivo general y los objetivos específicos que se desean alcanzar en la investigación, la justificación y el alcance de esta.

El capítulo II, contempla los antecedentes que contribuyen con información y datos para el desarrollo de la investigación, de igual manera se plasmaron las bases teóricas correspondientes a las ecuaciones necesarias y los fundamentos teóricos de la herramienta CFD.

El capítulo III, describe la metodología utilizada para desarrollar la investigación, como lo son el propósito, el nivel, el diseño y las etapas de la investigación.

El capítulo IV, se nombran los resultados, análisis de los resultados, con sus debidas conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1.Planteamiento del problema

El fenómeno de cavitación es de vital importancia en el estudio de la dinámica de los fluidos, ya que este puede afectar a todo sistema hidráulico bajo ciertas condiciones específicas de presión. En algunos casos este fenómeno de manera controlada puede ser beneficioso, sin embargo, en el caso de las bombas centrífugas la presencia de cavitación no es deseada, ya que desgasta los álabes, genera vibraciones y ruidos, entre otros defectos.

Desde los inicios de la era de las bombas centrífugas en las actividades cotidianas se han presentado fenómenos asociados principalmente a su funcionamiento y a las propiedades de los fluidos que estas desplazan, el más importante y controversial de estos fenómenos es la cavitación. Está en muchos casos es diagnosticada prematuramente sin tener las bases suficientes para dicha aseveración. Todo esto debido a que muchos de los defectos producidos por la erosión o corrosión presentes en los álabes de un impulsor de una bomba centrífuga son similares a los producidos por la cavitación en el mismo, de igual manera los síntomas perceptibles en el funcionamiento de la bomba centrífuga como las altas vibraciones, pérdida de rendimiento, pérdida de capa límite o superficial, puntos de estancamiento, recirculación, entre otros, también son asociados de manera errónea al fenómeno de la cavitación. Debido a que el personal que supervisa estas bombas puede no estar capacitado para diferenciar entre el fenómeno de cavitación y otros síntomas de funcionamiento, usualmente se aplican acciones e intervenciones a las bombas que causan pérdidas importantes de tiempo, esfuerzo y dinero. En los últimos tiempos los avances tecnológicos en las bombas centrífugas y el aumento en los costos de fabricación, ha llevado a la creación de máquinas con mayores velocidades,

lo cual aumenta el riesgo de presentar cavitación, esto se debe a que a mayor velocidad desarrollen los álabes del rotor las zonas de baja presión se extenderán dentro del dominio del impulsor, esto causará una caída brusca de presión lo que permite que el fluido líquido cambie de fase a gaseoso. Posteriormente a esto se forman micro burbujas las cuales al salir de la zona de baja presión y entrar al final del recorrido por la superficie del álabe, ya se encuentran en una zona de mayor presión lo que causa que estas cavidades de gas que se formaron previamente imploten y produzcan una especie de toroide en este proceso, este envía una pequeña muestra del líquido hacia los álabes produciendo una serie de micro picaduras las cuales llevarán a la formación de otros fenómenos o síntomas de funcionamiento en las bombas centrífugas como la corrosión y la erosión. Debido a esto es importante entender a profundidad este fenómeno para que de este modo se evite el mal funcionamiento, las caídas de caudales, desgaste antes de tiempo de los componentes de las bombas, entre otros problemas.

Para describir el comportamiento de un fluido que pasa a través de una bomba centrífuga, es necesario la aplicación de ecuaciones y modelos matemáticos de gran complejidad, por lo tanto, el uso del cálculo tradicional no es recomendable. Sin embargo, existen herramientas computacionales que basados en estos modelos matemáticos logran simular de buena manera el comportamiento de los fluidos en situaciones determinadas por el usuario, estas herramientas se conocen como CFD (Computational Fluid Dynamics o Dinámica de Fluidos Computacional).

La dinámica de fluidos computacional (CFD. Por sus siglas en inglés: Computational Fluid Dynamics); es una buena opción a la hora de aplicar análisis para estos comportamientos, ya que se ha convertido en una herramienta muy importante para ingenieros y proyectistas los cuales requieren el estudio del comportamiento de diferentes fluidos. Esta consiste básicamente en analizar el movimiento de los fluidos mediante simulaciones computarizadas, cuyo objetivo es la búsqueda de una solución aproximada a las ecuaciones que gobiernan el movimiento

de los fluidos, discretizando o dividiendo el dominio de cálculo en elementos y resolviendo allí dichas ecuaciones.

Con esa premisa, tenemos razones suficientes para identificar las técnicas de CFD como la mejor herramienta en la actualidad para obtener análisis experimentales con un margen de resultados muy preciso y acertado, todo esto con una correcta selección de parámetros para garantizar que nuestros resultados posteriores a la simulación son los más cercanos a los fenómenos reales de acuerdo a la variación de parámetros de estudio que puede ser modificada de manera instantánea, arrojando así en un corto tiempo los resultados requeridos, sin gastos físicos, de tiempo, o de otros recursos.

1.2 Formulación del problema

¿Cómo se puede predecir el comportamiento del fluido dentro del dominio fluidizado formado por el impulsor y la voluta de una bomba de presión dinámica mediante el uso de herramientas de dinámica de fluidos computacional?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 Objetivo General

Estudiar el fenómeno de cavitación en el dominio fluidizado impulsor-voluta de una bomba centrífuga usando técnicas de CFD.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Investigar acerca de las variables que intervienen en el comportamiento del campo de flujo a través de una bomba centrífuga.
- Seleccionar una bomba centrífuga real e identificar sus características geométricas con la finalidad de modelarla mediante una herramienta (CAD).
- Simular el campo de flujo mediante una herramienta de dinámica de fluidos computacional (CFD).
- Obtener los resultados en forma de datos, gráficos o videos para su análisis mediante una herramienta computacional de procedimiento matemático.

· Describir los resultados basados en los principios físicos de la mecánica de fluidos.

1.4 Justificación de la investigación

La finalidad del presente proyecto de investigación es la de ampliar el campo de estudio en el área de dinámica de los fluidos a través del estudio del fenómeno de la cavitación en bombas centrífugas por medio del uso de las técnicas de dinámica de fluido computacional (CFD), el cual proporciona una gran ventaja en estos proyectos de investigación, ya que esta herramienta permite la realización de simulaciones de campos de flujos utilizando los modelos matemáticos existentes en la actualidad, de una manera rápida y precisa, sin la necesidad de la presencia de prototipos físicos para la realización de pruebas.

Entre las facilidades asociadas a este tipo de estudio es el bajo costo respecto a la inversión en bancos de prueba, ya que estos son muy costosos y debido los avances tecnológicos se han desarrollado muchos modelos de bombas centrífugas lo que significaría una gran cantidad de bancos de prueba para satisfacer el estudio, utilizando las técnicas CFD podemos modelar cualquier bomba en el software correspondiente y simular las condiciones y propiedades de este fluido para observar el desarrollo de los fenómenos dentro de una bomba centrífuga.

1.5 Alcance

Esta investigación se centrará en el estudio del fenómeno de cavitación en el dominio voluta-impulsor de una bomba centrífuga seleccionada KSB 32-200 ETA a 3500RPM y utilizando las técnicas de CFD; no se estudiará dicho fenómeno en ninguna otra zona que nos sea el dominio antes mencionado, ni se aplicará el CFD a ningún otro modelo de bomba centrífuga diferente al seleccionado, de igual manera esta investigación abarcará solo estudiara el fenómeno de cavitación despreciando otros sub-fenómenos o deterioros específicos debido a este fenómeno.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

De acuerdo con los avances tecnológicos respecto a las turbomáquinas, su diseño, sus materiales, sus rendimientos y otros parámetros importantes para este tipo de máquinas tan importantes en la actualidad, las técnicas de CFD nos permiten modelar y simular las posibles condiciones de operación a las cuales se pueden someter las mismas e identificar posibles defectos, fenómenos, condiciones o propiedades del sistema diseñado.

A continuación, se dejan plasmadas en este trabajo de investigación algunas investigaciones anteriores usadas como soporte base para profundizar y tomar referencia para nuestra investigación:

Herrera, C y Puerto, A (2016) en el trabajo titulado **“Estudio de los efectos generados por la variación del número de álabes y el ángulo de descarga en un rodete cerrado de entrada radial”** realizado en la Universidad Distrital Francisco José de Caldas de Bogotá Colombia, para obtener el grado de Tecnólogo en mecánica, muestra el desarrollo de un análisis computacional de fluidos (CFD) de un impulsor de una bomba centrífuga con entrada radial, con el fin de estudiar la influencia de distintos parámetros de diseño del impulsor y su influencia en las propiedades del fluido, esto con la utilización del software de ingeniería ANSYS.

Para la realización de su estudio deciden tomar una bomba comercial, de este modo tienen los parámetros de funcionamiento que se requieren para la realización de la simulación, seguidamente procedieron a la realización del esquema de simulación, que no es más que los pasos a seguir para la realización de una simulación en ANSYS, primero se debe colocar el modelo 3D o la geometría a la cual se le quiere hacer el estudio, en este caso el impulsor seleccionado para el estudio, luego se debe

generar el mallado del componente, el cual es muy importante, ya que influye tanto en la convergencia y precisión de los resultados como en el tiempo de computo de la simulación, luego se definen las condiciones de simulación, como son los parámetros de entrada y salida, los valores límites, los criterios de convergencia y los modelos matemáticos a utilizar para representar el comportamiento del fluido, para finalizar se da inicio a la simulación y se obtienen los resultados, estos pasos se repitieron para distintos números de álabes y se compararon los resultados para un análisis de la influencia del número de álabes en la eficiencia de la bomba y las variables del fluido.

La investigación les permitió concluir que mayor número de álabes permite mayor eficiencia por la disminución de la turbulencia, también se obtuvo una mayor velocidad cuando el ángulo de descarga era menor (20°), esto se debió a que, con este valor, los álabes están más cerrados facilitando la canalización del fluido y suministrándole mayor energía cinética.

La investigación mostrada anteriormente aporta una visión de lo valioso de la utilización de los softwares de elementos finitos para el estudio de la ingeniería, principalmente en el área de la dinámica de los fluidos debido a la complejidad matemática que representa la realización de los cálculos tradicionales y el gran costo de la implementación de un banco de pruebas.

Por otra parte, Meijn, G. (2015) presentó en su trabajo de grado, para obtener el título de master en ingeniería mecánica, titulado **“Physical modeling of cavitation using an enthalpy based model”** (Modelado físico de cavitación usando un modelo basado en la entalpia) de la “Delft University of Technology” (Universidad tecnológica de Delf), ubicada en Delf, Países bajos, tiene como objetivo la obtención del modelado físico de la cavitación usando un modelo basado en la entalpia, para de este modo obtener un modelo de cavitación que puede predecir la cavitación para fluidos diferentes del agua.

Para el cumplimiento de los objetivos planteados por Meijn, se estructuró el trabajo para cumplir con cada uno de ellos, para empezar, se realizó una investigación

bibliográfica sobre la cavitación y sus teorías, tanto desde el punto de vista como problema numérico y como problema físico. De esta investigación se genera un modelo y se implementa en situaciones de una y dos dimensiones, comparándolas con la teoría y resultados experimentales previamente observados. Luego hacen una investigación más extensa en el fenómeno de cavitación desde el punto de vista termodinámico y con la mecánica de fluidos, además de la influencia de la viscosidad y la tensión superficial, para también tomar en cuenta los modelos de cavitación utilizados en los simuladores CFD. Más adelante hace observaciones sobre la evolución de los modelos CEV (Constant Elasticity of Variance) y su utilización para modelar fluidos. Para finalizar se estudian los resultados obtenidos con los distintos modelos y métodos de estudio y se comparan entre ellos para lograr concluir sobre su fiabilidad.

Al dar por finalizado su estudio, Mejin concluyó, entre otras cosas, lo siguiente, la estabilidad del modelo desarrollado deja mucho que desear con respecto a su estabilidad, tanto en una como en dos dimensiones. Una de las mayores diferencias encontradas entre los modelos de cavitación incompresible usando los términos de Rayleigh y el modelo compresible de cavitación, como el desarrollado en su trabajo, es que la transferencia de masa sucede de manera instantánea en el modelo de compresión. Por estas razones mencionadas y otras que menciona el autor en su trabajo, se concluye que el modelo generado no está aún en un estado recomendable para su uso en problemas reales de ingeniería, pero el mismo sugiere ciertas recomendaciones que podrían ayudar a su evolución para mejor.

Este estudio nos permite observar de manera más profunda como son los modelos numéricos y los métodos matemáticos utilizados por los softwares CFD para el cálculo y la simulación de un fluido y más específicamente para el fenómeno de la cavitación, con lo cual nos aporta gran material bibliográfico en estos temas.

Así mismo, Vargas, S (2015) en su trabajo de grado titulado **“Estudio del fenómeno de la cavitación en una bomba centrífuga de 1 hp y su influencia en los parámetros de rendimiento energético en la facultad de ingeniería civil y**

mecánica” de la Universidad Técnica de Ambato, en Ambato, Ecuador, realizó un estudio y análisis del fenómeno de cavitación en una bomba centrífuga de 1HP y su influencia en la eficiencia de la máquina y el sistema hidráulico al que pertenece a través de la utilización de un banco de prueba existente en su recinto universitario, para luego con la utilización de cálculos teóricos estudiar el efecto que tiene este fenómeno en el sistema y la eficiencia.

Para la buena realización de este estudio primero se recopiló toda la información bibliográfica, se estudió y analizó para la generación de hipótesis, luego se recolectaron los datos obtenidos por el estudio de la bomba en el banco de pruebas y con ambos conocimientos se realizaron las conclusiones del estudio, es importante destacar que en el banco de pruebas se utilizaron los parámetros de trabajo de la bomba y luego se modificó el sistema para inducir la cavitación en la bomba y comparar los resultados de cálculos de eficiencia, entre otras propiedades, entre la bomba sin cavitación y la bomba cavitando.

Luego de realizadas las pruebas y los cálculos, Vargas concluyó, entre muchas otras cosas, lo siguiente, que al cerrar la válvula más de 60° provoca una caída suficiente de presión como para que el fluido de trabajo, en este caso agua, Cavite en los álabes de la bomba y ocasione las siguientes consecuencias, pequeñas picaduras y signos de oxidación en el rodete de la bomba, disminución del caudal máximo, disminución de la potencia de entrada, disminución de la eficiencia y aumento del ruido.

Este estudio aporta una mayor comprensión del fenómeno de cavitación en una bomba centrífuga en un banco de prueba con datos experimentales reales y su influencia en los sistemas hidráulicos y las características de la bomba, además de permitirnos una mayor comprensión de los factores que pueden ocasionar la cavitación de un fluido de trabajo.

También, Duarte, A y Montevideo, N (2011) de la Universidad de Carabobo, en su trabajo de grado titulado **“Análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga”** realizaron un

estudio de las propiedades físicas y el comportamiento del agua en el campo de flujo de una bomba centrífuga a través del análisis numérico del campo de flujo en el dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500 rpm, comparando los resultados de este análisis numérico obtenido de una herramienta CFD con los datos experimentales y los proporcionados por el proveedor de la máquina y de esta manera verificar la confiabilidad de la herramienta CFD.

Para la realización de este estudio se dividió en varios pasos, en primer lugar se seleccionó el sistema impulsor-voluta específico de estudio, esta selección se basó en que existía un trabajo previo en el cual se realizó el estudio de este sistema impulsor-voluta de manera tradicional, para de esta forma poder validar los resultados obtenidos por la simulación realizada y la comprobación de la curva característica proporcionada por el fabricante, en segundo lugar, se deben seleccionar los modelos matemáticos a utilizar, basándose en la bibliografía realizada con trabajos de grado previos, libros especializados y tutoriales de la herramienta CFD que se desea utilizar, luego de estas selecciones se debe diseñar el impulsor-voluta a estudiar por medio de un software de diseño asistido por computadora, para el diseño se utilizaron dos software, para la geometría utilizaron CfTurbo pero para el modelado 3D SolidWorks, seguidamente se procede a la generación y configuración de la discretización espacial del dominio, que no es más que la realización del mallado del dominio de estudio, para esto se tomaron en cuenta las geometrías de los elementos para utilizar el menor número de nodos posible y así disminuir el tiempo de cómputo, también se refinó la malla en lugares importantes como lo es el inicio del impulsor para obtener resultados más precisos en estas zonas, luego se procede a la configuración del dominio, las condiciones de borde y criterios de convergencia, que son los datos que requiere el programa para la realización de los métodos numéricos y modelos matemáticos, esta configuración la realizaron tanto para casos con presencia de cavitación como sin esta, las condiciones de borde es importante destacar que fueron basadas en un estudio que se realizó tiempo atrás, el cual se tomó como bibliografía para este trabajo, en el cual se observan de manera experimental todas

estas condiciones, por último se obtiene la curva característica de la bomba con los datos obtenidos por el programa.

Luego de la realización del estudio y cumplidos los objetivos de la investigación, los investigadores llegaron a una gran cantidad de conclusiones, las que consideramos las más importantes es la importancia de un buen mallado para la convergencia de los resultados, se encontró también que para la inclusión del fenómeno de cavitación en la simulación se requiere de un alto poder de cómputo para lograr la convergencia, mientras mayor presencia de cavitación, más difícil se vuelve la convergencia del resultado y por último pero no menos importante, los resultados obtenidos con la herramienta CFD fueron muy cercanos a los resultados obtenidos por experimentación y a los datos proporcionados por el proveedor, lo cual comprueba la fiabilidad de esta herramienta de simulación si se utiliza de la manera correcta.

La investigación descrita nos aporta la demostración de que el software ANSYS CFX es una herramienta idónea para la simulación y el estudio del fenómeno de cavitación en el dominio fluidizado impulsor-voluta, ya que todos sus resultados lograron converger y fueron acertados con la realidad, además de detallar experiencia previa con el trabajo del programa en bombas centrífugas y su dominio fluidizado impulsor-voluta.

Finalmente, Goncalves, J y Martínez, L (2010) en la Universidad de Carabobo, realizaron un proyecto de grado titulado **“Análisis numérico del fenómeno de cavitación en el impulsor tipo cerrado de una bomba centrífuga”** donde se realiza un estudio de las distintas variables que influyen en el fenómeno de cavitación al simular el comportamiento del fluido a través de una bomba centrífuga de impulsor tipo cerrado, para al final comparar estos resultados con datos experimentales y así concluir acerca de las ventajas del método CFD.

Esto lo realizaron de la siguiente manera, en primer lugar identificaron los parámetros físicos que influyen en la aparición del fenómeno de cavitación y los modelos matemáticos y leyes fundamentales que definen el comportamiento de dicho

fenómeno en un impulsor, basándose en información bibliográfica, con tesis y publicaciones previas, luego se seleccionó un diseño específico de impulsor para ser estudiado tomando como criterio principal para esta selección la presencia de datos experimentales previos para poder comparar los resultados de la investigación, más adelante seleccionaron los modelos matemáticos apropiados para la simulación numérica basándose en la investigación bibliográfica, por último se realizaron el experimento numérico, que constó de varias etapas, el modelado del impulsor por medio de un software de diseño asistido por computadora (CAD), la definición del dominio, malla y condiciones de contorno, configuración del Solver, convergencia de la simulación y la obtención y valoración de los resultados.

Una vez realizados todos estos pasos para lograr los objetivos planteados en el estudio, los investigadores concluyeron, entre otras cosas, que las burbujas de vapor de agua se presentan en la base del álabe, justo donde el fluido entra en contacto con el mismo, en la zona de baja presión. Otra de sus conclusiones fue que el aumento de la fracción de volumen de vapor no aumenta de manera proporcional con la disminución de la presión de entrada, si no que describen un comportamiento parabólico, además concluyeron que al momento de configurar el software para el estudio se forzaba la presencia de otra fase de agua, lo cual podría ocasionar que se observe cavitación a pesar de que las condiciones no sean favorables. Por otro lado, se detalló que para el estudio de Presiones muy bajas era difícil encontrar la convergencia de la solución, debido a la fuerte presencia de cavitación en el flujo.

Este estudio aporta a nuestra investigación tanto una base bibliográfica sobre los modelos matemáticos que describen el flujo a través de una bomba centrífuga, como una experiencia previa trabajando con cavitación en bombas centrífugas con la utilización de la herramienta CFD de ANSYS CFX, de esta forma, basándonos en su experiencia previa y sus recomendaciones podremos realizar un estudio más preciso y directo del fenómeno en la bomba seleccionada por nosotros.

2.2.Bases teóricas.

2.2.1.Ecuación de Navier-Stokes para flujo turbulento.

Si el fluido es real, y por lo tanto viscoso, las ecuaciones que definen su comportamiento dinámico son las ecuaciones de Navier -Stokes. Dichas ecuaciones son un conjunto de ecuaciones diferenciales de derivadas parciales no lineales que surgen de los principios de conservación de la mecánica y de la termodinámica aplicados al fluido. Dependiendo del problema que se desea resolver, existirá una formulación específica para dicho problema, pero todas surgen del siguiente conjunto de ecuaciones diferenciales:

$$\frac{dv_x}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nabla^2 v_x$$

$$\frac{dv_y}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nabla^2 v_y$$

$$\frac{dv_z}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nabla^2 v_z$$

Donde ∇^2 es un operador de Laplace, cuya expresión es:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

Y la letra ν representa la viscosidad cinemática.

2.2.2.Ecuación de Bernoulli.

La ecuación de Bernoulli es una ecuación fundamenta de la dinámica de los fluidos, esta relaciona la energía, la presión, la altura y la velocidad de dos puntos de un mismo flujo y es aplicable únicamente a fluidos incompresibles, la ecuación conocida como **ecuación de Bernoulli con pérdidas** es la siguiente:

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 * g + \frac{v_1^2}{2} - y_{r1-2} = \frac{p_2}{\rho} + z_2 * g + \frac{v_2^2}{2}$$

(Ec. 1)

Donde p_1 es la presión en el punto 1, z_1 es la altura en el punto 1, v_1 es la velocidad del fluido en el punto 1 y y_{r1-2} son las pérdidas entre el punto 1 y el punto 2 (las variables se repiten, pero con el subíndice 2 para el punto 2).

Si la corriente atraviesa una o varias máquinas que le suministren energía, este incremento de energía se expresa en forma de altura y la llamamos ΣH_b . Asimismo, si la corriente atraviesa máquinas a las que cede energía, habrá un decremento de la energía y se expresará, también, en forma de altura y será llamada $-\Sigma H_t$. De esta forma podemos escribir la **ecuación de Bernoulli generalizada**:

$$\frac{p_1}{\rho} + z_1 * g + \frac{v_1^2}{2} - \Sigma H_{r1-2} + \Sigma H_b - \Sigma H_t = \frac{p_2}{\rho} + z_2 * g + \frac{v_2^2}{2} \quad (\text{Ec. 2})$$

2.2.3. Bombas centrífugas.

Una bomba centrífuga, es una máquina rotodinámica hidráulica de fluido que cumple con el concepto de bomba, que son máquinas de fluido hidráulicas, las cuales reciben energía mecánica y la convierten en energía que un fluido adquiere en forma de velocidad, posición o presión, pero además trabaja bajo la acción dinámica sobre el fluido, el cual fluye de manera continua a través de la máquina.

Estas bombas son siempre rotativas y su principio de funcionamiento se basa en la ecuación de Euler. Su característica principal es su capacidad para desplazar grandes caudales, sin embargo, los niveles de presión alcanzados son limitados.

Las bombas centrífugas se clasifican con respecto a las siguientes características:

- Según la presión de entrada: Bombas de baja, media o alta presión.
- Según la posición del eje: Bombas de eje horizontal, vertical o inclinado.
- Según el número de flujos en la entrada de la bomba: Bombas de simple o doble succión.
- Según el número de etapas: Bombas de una o varias etapas.
- Según la dirección del flujo: Bombas de flujo radial o mixto.

2.2.3.1. Elementos constitutivos de las bombas

- Rodete, que gira solidario con el eje de la máquina y consta de un cierto número de álabes que imparten energía al fluido en forma de energía cinética y energía de presión.
- Corona directriz o corona de álabes fijos, que recoge el líquido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección de flujo. Esta corona directriz no existe en todas las bombas.
- Voluta o caja espiral, transforma también la energía dinámica en energía de presión, y recoge además con pérdidas mínimas de energía el líquido que sale del rodete, conduciéndolo hasta la tubería de salida.
- Tubo difusor, que realiza una tercera etapa de difusión, transformando de energía dinámica a energía de presión.

2.2.4. Ecuaciones para las turbomáquinas

Para representar una turbomáquina se utilizan dos cortes, el corte meridional y el corte transversal.

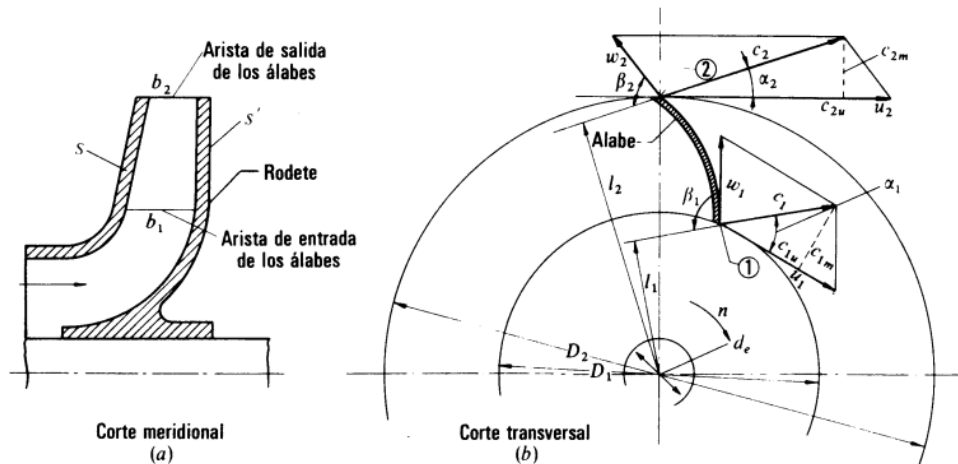


Figura 1. Planos de representación de una bomba centrífuga.

Fuente: Claudio Mataix (1982).

En la Figura 1 a se representa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama corte meridional. En este corte se pueden ver las aristas de entrada y salida de los álabes y los anchos del rodete a la entrada b_1 y en la salida b_2 de los álabes.

En la Figura 1. b se representa el corte transversal por un plano perpendicular al eje. En este corte se observa la forma del álabe, los diámetros de entrada y salida D_1 y D_2 y el diámetro del eje d_g .

Para la representación de diferentes variables importantes para el estudio de turbomáquinas se utilizan los triángulos de velocidades.

2.2.5.Triángulos de velocidades

Son dos triángulos, llamados triángulo de entrada y triángulo de salida, respectivamente, en estos triángulos se representan las siguientes variables, u_1 que representa la velocidad absoluta del álabe a la entrada o la velocidad tangencial a la entrada, c_1 es la velocidad absoluta del fluido en la entrada, w_1 como la velocidad relativa en la entrada del fluido con respecto al álabe, c_{1r} que es el componente radial de la velocidad absoluta del fluido en la entrada, c_{1t} como el componente tangencial de la velocidad absoluta del fluido a la entrada, α_1 que representa el ángulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1 , y por último, β_1 que es el ángulo que forma w_1 con $(-u_1)$, para el triángulo de velocidades de salida se toman las mismas variables pero sustituyendo el subíndice por un 2.

2.2.6.Ecuación de Euler:

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas. Constituye la ecuación básica tanto para el estudio de las bombas, ventiladores, turbinas hidráulicas, como para el estudio de los turbocompresores, turbinas de vapor y turbinas de gas. Esta ecuación expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas.

La deducción de la ecuación de Euler será relacionada con la Figura 1, que representa el rodete de una bomba centrífuga.

Supongamos que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la bomba. Sea c_1 la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe (punto 1 en la Figura 1 b). El rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 el rodete tiene una velocidad periférica $u_1 = \frac{\pi * D_1 * n}{60}$. Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad w_1 , llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades \bar{c}_1 , \bar{u}_1 y \bar{w}_1 están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo por la ecuación vectorial:

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}_1 \quad (\text{Ec. 3})$$

Suponemos que el álabe tiene la dirección del vector \bar{w}_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa de salida \bar{w}_2 , que será tangente al álabe en el punto 2. En el punto 2 el álabe tiene la velocidad periférica \bar{u}_2 . La misma composición de velocidades de la ecuación (Ec. 3) nos proporciona la velocidad absoluta a la salida \bar{c}_2 :

$$\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}_2 \quad (\text{Ec. 4})$$

La partícula de fluido ha sufrido, pues, en su paso por el rodete un cambio de velocidad de \bar{c}_1 a \bar{c}_2 .

Del teorema de la cantidad de movimiento se deduce el teorema de momento cinético o del momento de la cantidad de movimiento.

$$d\bar{F} = dQ * \rho * (\bar{c}_2 - \bar{c}_1) \quad (\text{Ec. 5})$$

Tomando momentos en la ecuación (Ec. 5) con relación al eje de la máquina tendremos:

$$dM = dQ * \rho * (I_2 * c_2 - I_1 * c_1) \quad (\text{Ec. 6})$$

Que es el teorema del momento cinético, donde dM es el momento resultante con relación al eje de la máquina de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas que integran el filamento de corriente considerado para hacerle variar su momento cinético, dQ es el caudal del filamento, I_1 e I_2 son los brazos de momento de los vectores c_1 y c_2 respectivamente.

Supóngase ahora que todas las partículas de fluido entran al rodete a un diámetro D_1 con la misma velocidad c_1 , y salen a un diámetro D_2 con la misma velocidad c_2 . Esto equivale a suponer que todos los filamentos de corriente sufren la misma desviación, lo cual a su vez implica que el número de los álabes es infinito para que el rodete guie al fluido perfectamente. Aplicando esta hipótesis llamada teoría unidimensional, o teoría del número infinito de álabes, al hacer la integral de la ecuación (Ec. 6) el paréntesis del segundo miembro será constante, obteniéndose finalmente:

$$M = Q * \rho * (I_2 * c_2 - I_1 * c_1)$$

Donde M es el momento total comunicado al fluido o momento hidráulico y Q es el caudal total de la bomba, pero, de la Figura 1. se deduce fácilmente que:

$$I_1 = r_1 * \cos(\alpha_1) \text{ y } I_2 = r_2 * \cos(\alpha_2)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior se obtiene:

$$M = Q * \rho * (r_2 * c_2 * \cos(\alpha_2) - r_1 * c_1 * \cos(\alpha_1)) \quad (\text{Ec. 7})$$

Este momento multiplicado por ω será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido. Por lo tanto,

$$P_u = M * \omega = Q * \rho * \omega * (r_2 * c_2 * \cos(\alpha_2) - r_1 * c_1 * \cos(\alpha_1)) \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ es la velocidad angular del rodete en rad/s .

Por otra parte, si llamamos Y_u a la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido, en nuestro caso la energía específica que el rodete de la bomba comunica al fluido, y G al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá en el SI:

$$P_u(W) = G \left(\frac{kg}{s} \right) * Y_u \left(\frac{J}{kg} \right) = Q \left(\frac{m^3}{s} \right) * \rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) * g \left(\frac{m}{s^2} \right) * H_u(m) \quad (Ec. 9)$$

Donde H_u es la altura equivalente a la energía intercambiada en el fluido:

$$Y_u \left(\frac{J}{kg} \right) = Y_u \left(\frac{m^2}{s^2} \right) = H_u(m) * g \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Igualando las dos expresiones de la potencia de las ecuaciones (Ec. 8) y (Ec. 9) se tiene:

$$Q * \rho * Y_u = Q * \rho * \omega * (r_2 * c_2 * \cos(\alpha_2) - r_1 * c_1 * \cos(\alpha_1)) \quad (Ec. 10)$$

Pero

$$\begin{aligned} r_1 * \omega &= u_1 r_2 * \omega = u_2 \\ c_1 * \cos(\alpha_1) &= c_{1u} c_2 * \cos(\alpha_2) = c_{2u} \end{aligned}$$

Donde c_{1u} y c_{2u} son proyecciones de c_1 y c_2 sobre u_1 y u_2 o componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada y a la salida de los álabes.

Sustituyendo estos valores en la ecuación (Ec. 10) y simplificando, se obtiene la ecuación de Euler:

$$Y_u = u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u} \quad (Ec. 11)$$

Esta es la ecuación de Euler para bombas, ventiladores y turbocompresores, todas estas máquinas son máquinas generadoras, es decir, el rodete imprime energía al fluido. La ecuación (Ec. 7) expresa el momento comunicado al fluido y la ecuación (Ec. 8) la potencia comunicada al fluido, y por lo tanto el valor de Y_u en la ecuación

(Ec. 11) es la energía específica comunicada al fluido, que se expresa en $\left(\frac{J}{kg}\right)$ o equivalentemente en $\left(\frac{m^2}{s^2}\right)$ en el SI.

Sin embargo, en el caso de las máquinas motoras el rodete no impulsa al fluido, sino que el fluido impulsa al rodete, este es el caso de las turbinas hidráulicas, turbinas de vapor y turbinas de gas, esto significa que el fluido imparte energía al rodete. Por eso al deducir la ecuación de Euler para las máquinas motoras es análogo al de las máquinas generadoras, pero escribiendo el momento que el fluido ejerce sobre el rodete, con lo que el segundo miembro de la ecuación (Ec. 7) tendría los signos cambiados y lo mismo con los segundos miembros de las ecuaciones (Ec. 8) y (Ec. 11), Y_u ya no será la energía específica que da la máquina al fluido, son que absorbe la máquina.

No obstante, en ambos casos Y_u será la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido. Por lo tanto, para todas las turbomáquinas hidráulicas y térmicas, tanto motoras como generadoras se tendrá:

$$Y_u = \pm(u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u}) \quad (Ec. 12)$$

Esta ecuación (Ec. 12) se conoce como la primera forma de la ecuación de Euler, la expresión energética, en la cual se utilizará el signo positivo para las máquinas motoras y el signo negativo para las generadoras.

En las turbomáquinas hidráulicas se prefiere utilizar la ecuación de Euler expresada en términos de altura. En las máquinas hidráulicas la altura es una variable de gran significado físico: altura bruta de un salto de agua, altura neta de una turbina hidráulica, altura de elevación de una bomba, etc.

Existe la relación entre Y y H a través de la siguiente ecuación:

$$Y_u \left(\frac{m^2}{s^2}\right) = H_u(m) * g \left(\frac{m}{s^2}\right) \quad (Ec. 13)$$

Entonces, dividiendo los dos términos de la ecuación (Ec. 12) por g se obtiene:

$$H_u = \pm \frac{u_1 * c_{1u} - u_2 * c_{2u}}{g} \quad (\text{Ec. 14})$$

Esta ecuación (Ec. 14) se conoce como la primera forma de la ecuación de Euler expresada en alturas, y es aplicable para turbomáquinas motoras (utilizando el signo positivo) y para turbomáquinas generadoras (utilizando el signo negativo) al igual que la ecuación expresada en términos de energía.

Del triángulo de entrada se deduce trigonómicamente que

$$\begin{aligned} w_1^2 &= u_1^2 + c_1^2 - 2 * u_1 * c_1 * \cos(\alpha_1) = u_1^2 + c_1^2 - 2 * u_1 * c_{1m} \\ u_1 * c_{1u} &= 1/2 * (u_1^2 + c_1^2 - w_1^2) \end{aligned} \quad (\text{Ec. 15})$$

Asimismo, del triángulo de velocidades de salida se deduce que

$$u_2 * c_{2u} = 1/2 * (u_2^2 + c_2^2 - w_2^2) \quad (\text{Ec. 16})$$

Llevando a la ecuación de Euler (Ec. 12) los valores de $u_1 * c_{1u}$ y $u_2 * c_{2u}$ de las ecuaciones (Ec. 15) y (Ec. 16) y ordenando los términos tenemos:

$$Y_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right) \quad (\text{Ec. 17})$$

La ecuación anteriormente mostrada (Ec. 17) se conoce como la segunda forma de la ecuación de Euler expresión energética, como en la primera forma, se utilizará con signo positivo para las máquinas motoras y signo negativo para las máquinas generadoras. De forma análoga a la obtención de la primera forma de la ecuación de Euler expresada en alturas, podemos dividir ambos términos de la ecuación (Ec. 17) entre g y obtenemos lo siguiente:

$$H_u = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2 * g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 * g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 * g} \right)$$

(Ec. 18)

Esta fórmula (Ec. 18) se conoce como la segunda forma de la ecuación de Euler expresión en alturas, válido para todas las turbomáquinas, con signo positivo para máquinas motoras y signo negativo para máquinas generadoras.

Escribiendo la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida del rodete, sin tener en cuenta las pérdidas en el mismo, se obtiene:

$$H_u = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho * g} + z_1 - z_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 * g} \right)$$

Igualando esta ecuación con la ecuación (Ec. 16) obtenemos lo siguiente:

$$\pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2 * g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 * g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 * g} \right) = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho * g} + z_1 - z_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 * g} \right)$$

El término $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2 * g}$ es claramente la altura dinámica que da el ruido al rodete o el rodete al fluido, por lo tanto, los dos primeros términos del segundo miembro de (Ec. 16) serán la altura de presión del rodete. Es decir:

La altura de presión del rodete vendrá definida por la siguiente ecuación:

$$H_p = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho * g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2 * g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 * g} \right)$$

(Ec. 19)

Por lo tanto, la altura dinámica del rodete viene dada por la siguiente ecuación:

$$H_d = \pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 * g}$$

(Ec. 20)

2.2.7. Cavitación.

La cavitación es un fenómeno de la mecánica de fluidos y de gran influencia en el funcionamiento de toda máquina hidráulica.

Se entiende por cavitación como la formación de bolsas localizadas de vapor dentro del líquido, en su mayoría en las proximidades de las superficies sólidas que limitan con el líquido.

A diferencia de la ebullición, la cual es causada por el calentamiento o la disminución de la presión estática del ambiente, la cavitación es una vaporización local del líquido, inducido por una reducción hidrodinámica de la presión.

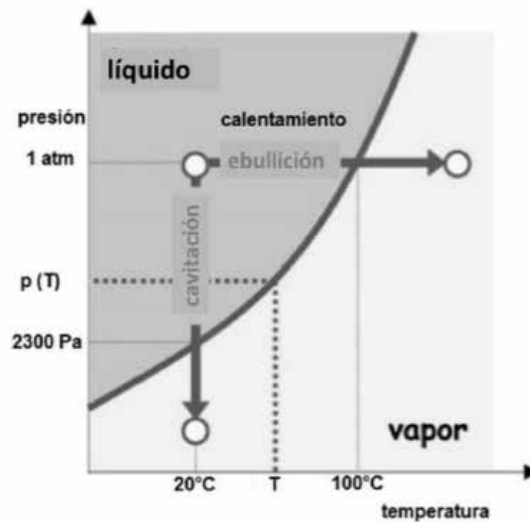


Figura 2. Diferencia entre el proceso de ebullición y cavitación.

Fuente: Araujo (2015).

La condición física fundamental para la aparición de la cavilación es que la presión en el punto de formación de las bolsas caiga hasta la tensión de vapor del fluido en cuestión.

Las regiones de depresión local solo pueden existir como consecuencia de la acción dinámica del movimiento, y una forma de esta acción proviene de la inevitable conversión de la presión en energía cinética, es decir, como indica el principio de Bernoulli, al aumentar la velocidad de un fluido, su presión disminuye.

Sin embargo, lo dañino para la maquinaria no es únicamente la presencia de estas bolsas de vapor localizadas, si no su implosión de dichas burbujas, esto sucede cuando pasan de esta zona de baja presión a una de mayor presión, en la cual implotan y generan una corriente de fluido a grandes velocidades que al chocar con las paredes de la máquina la erosionan. Este es el caso de la cavitación en las bombas centrífugas y el por qué es tan dañino para las mismas.

Entre las consecuencias de este fenómeno que acompaña a la cavitación en bombas centrífugas están, la pérdida de sólidos en las superficies límites, ruidos, vibraciones, pérdidas y alteraciones de las propiedades hidrodinámicas.



Figura 3. Bomba afectada por el fenómeno de la cavitación.

Fuente: Marchegiani (2006).

La cavitación no es un fenómeno inevitable, sino un efecto para ser evaluado desde el punto de vista económico.

En el caso de las turbomáquinas hidráulicas, la cavitación es un factor determinante, marcando límites para el tamaño de la máquina y la velocidad del flujo medio.

Existen numerosos factores que intervienen en la presencia del fenómeno de cavitación en un sistema hidráulico, estos factores son, en relación al fluido, la temperatura, la densidad, las propiedades físico-mecánicas, las concentraciones de los gases, la composición química, las concentraciones de la fase sólida y el pH, en relación con las características de la red, la altura de succión, la presión atmosférica, la altura de la presión de vapor y las pérdidas en la succión, y por último los factores

relacionados con la bomba están, el caudal, la velocidad de rotación y el coeficiente de velocidad específica.

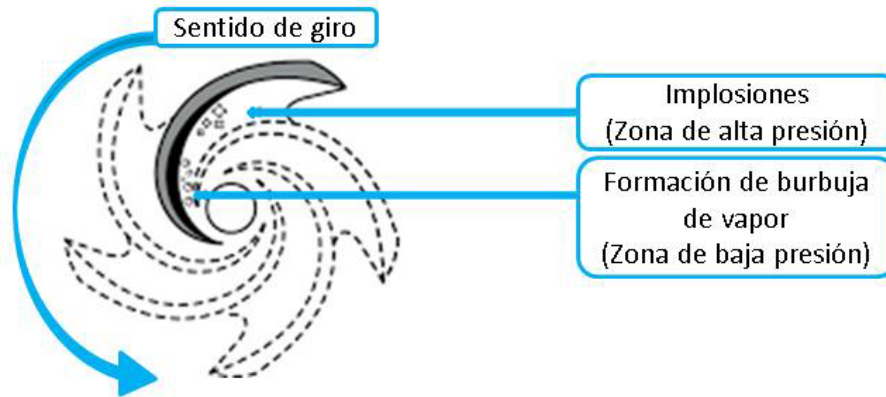


Figura 4 Zonas de formación e implosión de burbujas en el impulsor.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019).

Tipo de cavitaciones.

En el contexto de las bombas centrífugas, el término cavitación implica un proceso dinámico de formación de burbujas dentro del líquido, su crecimiento y posterior colapso a medida que el líquido fluye a través de la bomba. Generalmente, las burbujas que se forman dentro del líquido son de dos tipos:

Burbujas de vapor o burbujas de gas.

1. Las burbujas de vapor se forman debido a la vaporización de un líquido del proceso que se está bombeado. La condición de cavitación inducida por la formación y colapso de burbujas de vapor es comúnmente referida como Cavitación Vaporosa.

2. Las burbujas de gas se forman debido a la presencia de gases disueltos en el líquido que es siendo bombeado (generalmente aire, pero puede haber cualquier gas en el sistema). La cavitación inducida por la formación y colapso de burbujas de gas es comúnmente referida a como cavitación gaseosa. Ambos tipos de burbujas se forman en un punto dentro de la bomba donde la presión estática local es menor que la presión de vapor del líquido (cavitación vaporosa) o la presión de saturación del gas (cavitación gaseosa). Cavitación vaporosa es la forma más común

de cavitación encontrada en plantas de proceso. Generalmente ocurre debido a la insuficiencia del NPSH disponible o al fenómeno de recirculación interna. Eso generalmente se manifiesta en forma de rendimiento reducido de la bomba, ruido excesivo y vibraciones y desgaste de las piezas de la bomba. La extensión del daño por cavitación puede variar desde una cantidad relativamente pequeña de picaduras después de años de servicio hasta una falla catastrófica en un período de tiempo relativamente corto.

La cavitación gaseosa ocurre cuando cualquier gas (más comúnmente aire) entra en una bomba centrífuga junto con líquido. Una bomba centrífuga puede manejar aire en el rango de 0.5% por volumen. Si la cantidad de aire aumenta al 6%, la bomba comienza a cavitarse. La condición de cavitación también se conoce como enlace de aire. Rara vez causa daños al impulsor o la carcasa. El principal efecto de la cavitación gaseosa es la pérdida de capacidad.

Hay tres pasos para que ocurra la cavitación.

Paso 1, Formación de burbujas dentro del líquido que se bombea.

Paso 2, crecimiento de burbujas.

Paso 3, colapso de burbujas.

La cavitación se divide en el proceso de formación de burbujas y en el de implosión de las mismas.



Figura 5. Etapas de cavitación.

Fuente: Marchegiani (2006).

El crecimiento de la burbuja aparece asociado a los puntos de nucleación (discontinuidades), presentes, ya sea en el fluido o en la superficie por donde circula

el fluido. Puede ser lenta o rápida según el mecanismo predominante que genere la cavitación. El crecimiento es función de la formación inicial de las burbujas y de la presión exterior.

El colapso de una burbuja induce una onda de presión en el medio que la rodea. Localmente, los niveles de presión no son muy elevados, pero sus efectos pueden ser catastróficos por actuar normalmente sobre superficies muy reducidas. Este hecho es acompañado por niveles altos de conversión de energía, resultando en un efecto de martilleo real en los alrededores de las superficies.

La súbita irrupción del líquido en la cavidad que se crea con la desaparición de las burbujas de vapor, es la causa de una destrucción mecánica, puesta algunas veces como acción perforadora, denominada como erosión. También tiene lugar una reacción química entre los gases y el metal cuyo resultado es la corrosión y destrucción complementaria de este último. Otra característica de la cavitación, es la de dar lugar a intensas vibraciones en los equipos, que van acompañadas de ruidos.

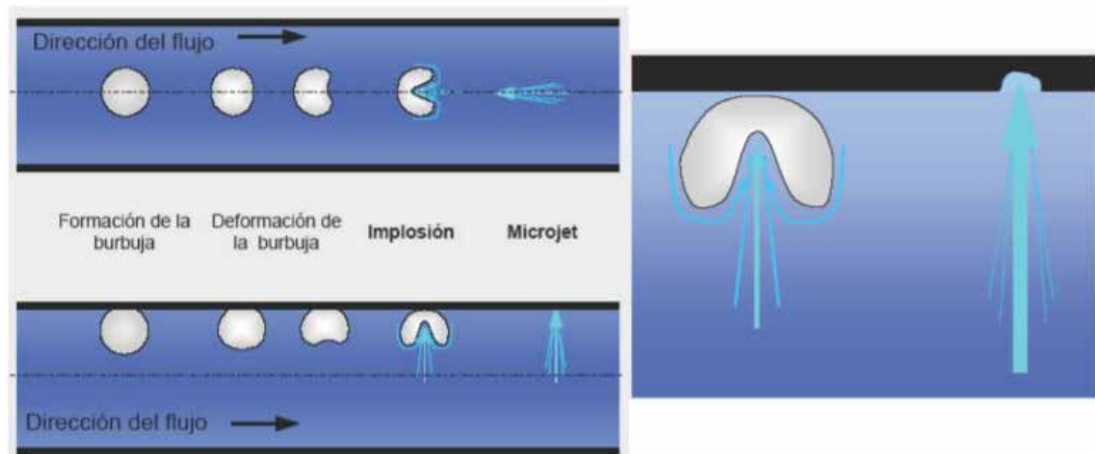


Figura 6. Colapso de una burbuja.

Fuente: Marchegiani (2006).

2.2.8. Modelos de turbulencia Eddy-Viscosity.

Existe una hipótesis sobre la turbulencia que indica que esta se compone de remolinos que se forman y disipan continuamente, en la cual los esfuerzos de Reynolds

se consideran proporcionales a los gradientes de la velocidad media. Estos son los modelos de “Eddy-Viscosity”.

La hipótesis indica que los esfuerzos de Reynolds están relacionados con los gradientes de velocidad promedio y la viscosidad de “Eddy”, a través de la hipótesis gradiente de difusión, el cual se muestra en la siguiente ecuación:

$$-\rho * \overline{UxU} = \mu_t(\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{2}{3}\delta(\rho k + \mu_t UV) \quad (\text{Ec.21})$$

Donde μ_t es la viscosidad turbulenta o viscosidad de Eddy.

De manera análoga a la viscosidad de Eddy, la difusividad de Eddy es la hipótesis que afirma que los flujos de Reynolds son un escalar linealmente relacionados con el gradiente de la media escalar:

$$-\rho * \overline{U\Phi} = \Gamma_t x \nabla \Phi \quad (\text{Ec.22})$$

Donde Γ_t es la difusividad de Eddy, y viene dada por:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (\text{Ec.23})$$

En la cual Pr_t es el número de Prandtl.

Las ecuaciones anteriores sólo pueden expresar los términos de las fluctuaciones de la turbulencia en función de la velocidad promedio si la viscosidad turbulenta se conoce, tomando en cuenta que en los modelos κ - ε y κ - ω esta variable es proporcionada como dato. Sujeto a esta hipótesis, tanto la ecuación de momento promedio de Reynolds y la ecuación escalar de transporte se escriben como:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U x U) = B - \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff}(\nabla U + (\nabla U)^T)) \quad (\text{Ec.24})$$

Donde B es la suma de las fuerzas en el cuerpo y μ_{eff} es la viscosidad efectiva, la cual está definida por la siguiente formula:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

Y p' es la presión modificada definida por:

$$p' = p + \frac{2}{3}pk + \frac{2}{3}\mu_t \nabla \cdot U$$

(Ec.25)

2.2.8.1. Modelo de turbulencia Kappa-Épsilon κ - ε .

Para flujos multifásicos se utiliza una generalización del modelo κ - ε para una sola fase. Implementando el modelo κ - ε sólo para la fase continua no teniendo en cuenta los efectos de la fase dispersa sobre la turbulencia de la fase continua.

$$\frac{\partial(r_a \rho_a \kappa)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_a \rho_a U_a \kappa) = \nabla \cdot \left(r_a \frac{\mu_{effa}}{C_\kappa} \nabla \kappa \right) + P_\kappa - \rho_a \varepsilon$$

(Ec.26)

$$\frac{\partial(r_a \rho_a \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (r_a \rho_a U_a \varepsilon) = \nabla \cdot \left(r_a \frac{\mu_{effa}}{C_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{\kappa} (C_1 P_\kappa - C_2 \rho_a \varepsilon)$$

(Ec.27)

$$P_\kappa = 2\mu_t \varepsilon u : \varepsilon(u)$$

(Ec.28)

$$\mu_{eff1} = \mu_t + \mu_1$$

(Ec.29)

$$\mu'_{eff\beta} = r_\beta \mu_\beta + r_1 \mu_{eff1}$$

(Ec.30)

$$\mu_t = C_\mu \rho_a \frac{\kappa^2}{\varepsilon}$$

(Ec.31)

El modelo κ - ε tiene cinco constantes, que garantizan la homogeneidad dimensional. Estas son:

$$C_\mu = 0,09; C_{\varepsilon 1} = 1,44; C_{\varepsilon 2} = 1,92; \sigma_\kappa = 1,0; \sigma_\varepsilon = 1,3$$

(Ec.32)

Los modelos estándar de dos ecuaciones, como el modelo κ - ε , dan una buena predicción para muchos problemas de ingeniería, sin embargo, existen aplicaciones en las cuales puede que no sean los más adecuados. Entre estos modelos se encuentran: Flujos con separación de capa límite, corrientes con cambios bruscos en la tasa promedio de los esfuerzos, flujos rotativos, flujos sobre superficies curvas.

Las principales ventajas de este modelo son que no se necesitan fijar condiciones iniciales ni de contorno, los resultados son satisfactorios para una gran cantidad de flujos, es el modelo turbulento más ampliamente utilizado en la mayoría de los flujos en aplicaciones industriales y por último se dispone de leyes de pared desarrolladas como condiciones de contorno para este tipo de modelos. Sin embargo, como todo, este modelo presenta ciertos inconvenientes, como pueden ser, una implementación más compleja que los modelos algebraicos debido a la introducción de dos ecuaciones diferenciales adicionales y que otorga resultados bastante pobres en los casos mencionados en el párrafo anterior.

2.2.8.2. Modelo de turbulencia κ - ω .

El modelo de turbulencia κ - ω , a diferencia del κ - ε , no requiere la resolución de ecuaciones no lineales complejas y se aplica para zonas cercanas a la pared para cálculos con bajo número de Reynolds, esto lo hace un modelo más preciso y robusto.

El modelo κ - ω asume que la viscosidad turbulenta está relacionada con la energía cinética de la turbulencia, mediante la relación:

$$\mu_f = \rho \frac{\kappa}{\omega} \tag{Ec.33}$$

Esta formulación parte de que el modelo κ - ω , desarrollado por Wilcox, resuelve dos ecuaciones de transporte, una para la energía cinética de la turbulencia, κ , y otra para la frecuencia de la turbulencia ω .

Ecuación .

$$\frac{\partial(\rho p \kappa)}{\partial t} + \nabla(pU\kappa) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}\right) \nabla\kappa\right) + P_\kappa - \beta' p \kappa \omega$$

(Ec.34)

Ecuación ω

$$\frac{\partial(p\omega)}{\partial t} + \nabla(pU\omega) = \nabla\left(\left(\mu + \frac{\sigma_\mu}{\sigma_{\kappa\mu}}\right) \nabla\omega\right) + \alpha \frac{\omega}{\kappa} P_\kappa - \beta' p \kappa \omega^2$$

(Ec.35)

Las variables independientes, la densidad, ρ , y el vector velocidad, U , son tratadas como variables conocidas provenientes de Navier-Stokes. P_κ es la tasa de producción de turbulencia, la cual se calcula en el modelo κ - ε .

Las constantes del modelo que garantizan la homogeneidad dimensional son las siguientes:

$$\beta' = 0,09; \alpha = \frac{5}{9}; \beta = 0,075; \sigma_\kappa = 1; \sigma_\omega = 2.$$

2.2.9. Modelo de cavitación.

La tendencia de un fluido a cavitarse se caracteriza por el número de cavitación, definido por:

$$C_\alpha = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2} \rho U^2}$$

(Ec.36)

También representada en la forma:

$$\sigma = \frac{(p_1 - p_v)}{0.5 \rho u^2}$$

(Ec. 36.1)

Donde P es una presión de referencia del fluido, P_v es la presión de vapor del líquido, y el denominador representa la presión dinámica del fluido, se observa que la tendencia a cavitarse aumenta a medida que el número de cavitación disminuye.

La cavitación se trata por separado de los cambios térmicos en la fase, ya que el proceso de cavitación es normalmente demasiado rápido para asumir hipótesis de equilibrio térmico en la interfaz. En los modelos más sencillos de cavitación, la transferencia de masa es impulsada por los efectos puramente mecánicos.

Las ecuaciones de Rayleigh-Plesset son derivadas de las ecuaciones de Navier-Stokes asumiendo simetría esférica. Estas son ecuaciones diferenciales ordinarias que gobiernan la mecánica de una burbuja de gas inmersa en un líquido infinito. Las ecuaciones describen que el aumento de las burbujas de gas en un fluido está dado por:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{P_V - P}{\rho_f} \quad (\text{Ec.37})$$

Donde R_B representa el radio de la burbuja, P_V es la presión en la burbuja (se asume la presión de vapor a la temperatura del líquido), P es la presión en el líquido que rodea las burbujas, ρ_f es la densidad del líquido, σ es el coeficiente de tensión superficial entre el líquido y el vapor. Asumiendo que no hay barreras térmicas que impidan el crecimiento de la burbuja y obviando las ecuaciones de segundo término y la tensión superficial, esta ecuación queda de la siguiente manera:

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_V - P}{\rho_f}} \quad (\text{Ec.38})$$

La tasa de cambio del volumen de las burbujas está definida por:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) \quad (\text{Ec.39})$$

$$\frac{dV_b}{dt} = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_V - P}{\rho_f}} \quad (\text{Ec.40})$$

La tasa de cambio de la masa de las burbujas está definida por:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} \quad (\text{Ec.41})$$

$$\frac{dm_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2P_V - P}{3\rho_f}} \quad (\text{Ec.42})$$

Si hay N_B burbujas por unidad de volumen, la fracción de volumen r_g puede ser expresada como:

$$r_g = V_B N_B \quad (\text{Ec.43})$$

$$r_g = 4\pi R_B^3 N_B \quad (\text{Ec.44})$$

Y la expresión total de la tasa de transferencia de masa por unidad de volumen es:

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} \quad (\text{Ec.45})$$

$$\dot{m}_{fg} = \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2P_V - P}{3\rho_f}} \quad (\text{Ec.46})$$

La expresión ha sido derivada asumiendo un crecimiento de las burbujas. Esta puede ser generalizada incluyendo la condensación:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_V - P|}{3\rho_f}} \text{sgn}(P_V - P) \quad (\text{Ec.47})$$

Donde F es un factor experimental, el cual puede diferir para la condensación y la vaporación, creado para justificar el hecho de que la tasa de crecimiento entre la vaporización y la condensación puede variar (la condensación es usualmente más lenta que la vaporización).

A pesar de que la ecuación anterior fue generalizada para la vaporización y condensación, ésta necesita de unas pequeñas modificaciones en el caso de la vaporización. La vaporización se inicia en el núcleo. Así como la fracción de volumen se incrementa, en el núcleo la densidad debe reducirse progresivamente, desde donde hay menos líquido. Para la vaporización r_g en la ecuación es remplazado por:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{r_{nuc}(1 - P_V)\rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_V - P|}{\rho_f} \text{sgn}(P_V - P)}$$

(Ec.48)

Donde r_{nuc} es la fracción volumétrica del núcleo.

Para obtener una tasa de transferencia de masa en la interface, se requieren de la especificación de algunas medidas y concentraciones de las burbujas. El modelo de Rayleigh-Plesset implementa los siguientes valores por defecto:

$$R_B = 1\mu m$$

$$r_{nuc} = 5 * 10^{-4}$$

$$F_{vap} = 50$$

$$F_{cond} = 0.01$$

Otro parámetro no dimensional, llamado factor de cavitación de Thoma como:

$$\sigma_{th} = \frac{(P_t - P_v)}{(P_2 - P_t)}$$

(Ec. 49)

2.2.10. Dinámica computacional de fluidos (CFD).

El flujo y sus diferentes fenómenos se pueden describir por ecuaciones diferenciales parciales, las cuales no pueden ser resueltas por procesos analíticos. Para lograr obtener una aproximación a la solución numérica se deben utilizar métodos de discretización que aproxime las ecuaciones diferencias a un sistema de ecuaciones algebraicas, las cuales pueden ser resueltas por una computadora.

La dinámica de fluidos computacional o CFD utiliza la discretización y los distintos métodos numéricos para resolver y analizar problemas de flujo en tres dimensiones y situaciones poco comunes o en las cuales simplemente no existe un software específico para el caso.

Existen diferentes ventajas en la utilización de CFD en lugar de las pruebas tradicionales, la principal y más evidente es la falta del modelo o prototipo, el cual es necesario para la realización de experimentos, pero no lo es para una simulación numérica, otra ventaja de usar estos métodos computacionales es la colocación de las condiciones de contorno, como la temperatura del fluido, las cuales son fáciles de especificar en una simulación, pero difícil de controlar en una prueba experimental.

Sin embargo, la precisión de los resultados y por lo tanto todas estas ventajas dependen de la capacidad del software CFD de resolver las ecuaciones de Navier-Stokes con precisión, lo cual, para un número de Reynolds elevado resulta bastante difícil.

Cuando las ecuaciones que gobiernan al fluido son conocidas y precisas, la solución a cualquier problema puede ser alcanzado utilizando la herramienta de CFD, sin embargo, para muchos fenómenos como la turbulencia, combustión y fluidos con múltiples fases las ecuaciones exactas o no están disponibles o su solución numérica no es factible. Esto hace que sea necesaria la introducción de modelos, e incluso con estos modelos y ecuaciones exactas, los resultados pueden no ser representativos de la realidad, por lo tanto, para validar estos modelos se deben observar datos experimentales.

2.2.10.1. Componentes de un CFD

· Modelos matemáticos.

El punto de inicio de cualquier método numérico es el modelo matemático. Al simular se escoge un modelo aproximado para la aplicación necesaria, ya sea fluido incompresible, turbulento, en dos o tres dimensiones, etc. Estos métodos están usualmente diseñados para un conjunto particular de ecuaciones, ya que tratar de encontrar un modelo o método general son imposibles o muy poco optimizados para ser aplicados.

· Método de discretización.

Después de la selección del modelo matemático, se debe escoger un buen método de discretización, existen muchas aproximaciones, pero los más importantes son: diferencias finitas, volumen y elementos finitos. Cada elemento muestra la misma solución si el mallado es muy fino, sin embargo, algunos métodos son más aplicables a algunos casos. La escogencia del método esta normalmente determinada por el desarrollador.

· Sistema de coordenadas.

El sistema de coordenadas incluye directamente en las formas de escribir las ecuaciones de conservación. La selección del sistema de coordenadas depende normalmente de flujo destino y puede influenciar el método de discretización y el tipo de mallado para ser utilizado.

· Mallado numérico.

Las localizaciones discretas en las cuales las variables serán calculadas están definidas por un mallado numérico que es, esencialmente, una representación discreta del dominio geométrico en el cual el problema será resuelto. Divide el dominio de la solución en un número finito de subdominios, elementos, volúmenes de control, etc. Algunas de las opciones disponibles para esto son las siguientes:

· Mallado estructurado regular.

El mallado estructural consiste en familias de líneas de mallas que tienen la propiedad de que estas líneas no miembros de su misma familia y solo cruzan un miembro de las otras familias una sola vez.

Esta es la estructura más simple, ya que es lógicamente equivalente a un mallado cartesiano, todo punto puede ser representado por un conjunto de dos coordenadas en el caso de mallado en 2 dimensiones y un conjunto de tres puntos para el caso de 3 dimensiones. Cada punto en el mallado posee vecinos cercanos en los cuales tiene una diferencia en uno de sus índices de 1, esta conexión entre los puntos del mallado simplifica muchísimo la programación y la matriz de sistema de ecuaciones algebraicas tiene una estructura regular, la cual puede ser utilizada para desarrollar una técnica o algoritmo de solución más simple.

La desventaja de este mallado estructural, es que solo se puede utilizar para dominios geoméricamente simples. Otra desventaja es que puede resultar difícil controlar la distribución de los puntos del mallado, la concentración de puntos en una región para aumentar la precisión se producirá un espaciado innecesariamente pequeño en otras partes del dominio en las cuales no se requiere esta precisión.

Existen tres tipos de mallados estructurales, los tipos, H, O, o C, los nombres provienen de la forma de las líneas del mallado.

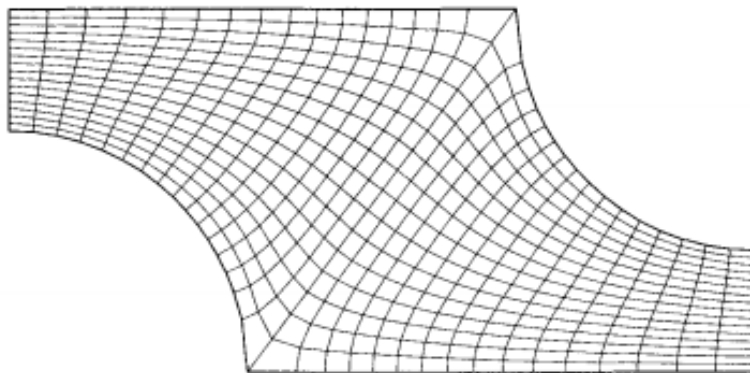


Figura 7. Ejemplo de un mallado 2D, estructurado, no ortogonal.

Fuente: Joel H. Ferziger y Milovan Peric, Computational methods for Fluid Dynamics (2002).

· **Mallado estructurado en bloques.**

En el mallado estructurado en bloques existen dos o más niveles de subdivisión del dominio de la solución. En el nivel grueso, están los bloques que son segmentos relativamente grandes del dominio, su estructura será irregular y es posible que estén sobrepuestas. En el nivel fino se define un mallado estructural. Un tratamiento especial es necesario en las interfaces de los bloques.

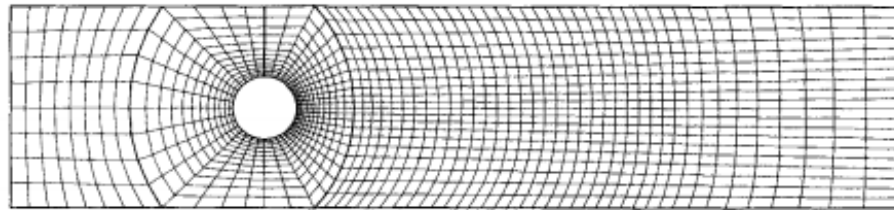


Figura 8. Ejemplo de un mallado 2D estructurado en bloque.

Fuente: Joel H. Ferziger y Milovan Peric, Computational methods for Fluid Dynamics (2002).

· **Mallado sin estructura.**

Se utiliza para geometrías complejas, es el tipo de mallado más flexible y puede adaptarse a dominios arbitrarios y límites. En principio estos arreglos pueden ser utilizados en cualquier esquema de discretización, pero se adaptan mejor para los métodos de volumen y elementos finitos. Los elementos o volúmenes de control pueden tener cualquier forma. En la práctica, los mallados hechos de triángulos o cuadriláteros en 2D, y tetraedros o hexaedros en 3D son los más utilizados. Estos mallados pueden ser generados de manera automática por algunos algoritmos.

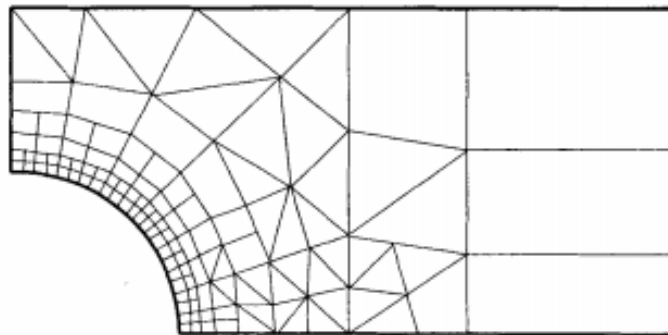


Figura 9. Ejemplo de un mallado sin estructura 2D.

Fuente: Joel H. Ferziger y Milovan Peric, Computational methods for Fluid Dynamics (2002).

· **Aproximaciones finitas.**

Luego de la selección de tipo de mallado se debe seleccionar las aproximaciones para utilizar en el proceso de discretización. En un método de diferencias finitas, se debe seleccionar una aproximación por derivadas en los puntos del mallado. En el método de volúmenes finitos, se deben seleccionar métodos de aproximación por integrales de superficie y volumen. En el método de elementos finitos, se debe seleccionar las funciones del peso y la forma de los elementos del mallado.

Existen muchas posibilidades de las cuales escoger, pero se debe tomar en cuenta que esta decisión afectará la precisión de la aproximación, la dificultad de desarrollar un método de solución, generar su código y la velocidad de corrida de este. Aproximaciones más exactas implican mayor memoria y mayor tiempo de procesamiento, ya que se deben resolver más nodos y más elementos del mallado.

· Métodos de solución.

La discretización arroja un gran sistema no lineal de ecuaciones algebraicas. El método de solución a ser aplicado depende del problema que se desea resolver, para flujos inestables se utiliza métodos basados en los que se utilizan para problemas de ecuaciones diferenciales ordinarias con valores iniciales. Para problemas de flujo estable normalmente se utilizan esquemas de iterancia.

· Criterio de convergencia.

Finalmente es necesario colocar un criterio de convergencia para el método iterativo a que es utilizado. Normalmente, hay dos niveles de iteraciones, internas, con los cuales se resuelven ecuaciones lineales, y externas, que trabajan con ecuaciones no lineales. Decidir cuándo detener el proceso de iteración en cada nivel es de vital importancia, tanto para la precisión de los resultados como para la eficiencia del programa.

2.3.Glosario de Términos

Densidad

Es la magnitud que expresa la relación entre la masa y el volumen de una sustancia. Su unidad en el Sistema Internacional es kilogramo por metro cúbico (kg/m^3), aunque frecuentemente también es expresada en g/cm^3 . La densidad es una magnitud intensiva.

Cavitación

La cavitación o aspiraciones en vacío es un efecto hidrodinámico que se produce cuando se crean cavidades de vapor dentro del agua o cualquier otro fluido en estado líquido en el que actúan fuerzas que responden a diferencias de presión, como puede suceder cuando el fluido pasa a gran velocidad por una arista afilada, produciendo una descompresión del fluido debido a la conservación de la constante de Bernoulli.

CAD

Es el uso de un amplio rango de herramientas computacionales que asisten a ingenieros, arquitectos y diseñadores. Estas herramientas se pueden dividir básicamente en programas de dibujo 2D y de modelado 3D. Las herramientas de dibujo en 2D se basan en entidades geométricas vectoriales como puntos, líneas, arcos y polígonos, con las que se puede operar a través de una interfaz gráfica. Los modeladores en 3D añaden superficies y sólidos.

Dinámica

Parte de la física que estudia el movimiento en relación con las causas que lo producen.

Impulsor

Un impulsor es un disco giratorio de hierro o acero con álabes en una bomba centrífuga. El impulsor transfiere energía desde el motor que impulsa a la bomba al líquido que se va a bombear, sin más que acelerar radialmente el líquido hacia fuera desde el centro de giro. La velocidad alcanzada por el impulsor se transforma en

presión cuando el movimiento radial del líquido se ve confinado por la carcasa de la bomba.

Fluidización.

Es un proceso por el cual una corriente ascendente de fluido (líquido, gas o ambos) se utiliza para suspender partículas sólidas. Desde un punto de vista macroscópico, la fase sólida (o fase dispersa) se comporta como un fluido, de ahí el origen del término fluidización. Al conjunto de partículas fluidificadas se le denomina también lecho fluidificado.

Voluta

Se denomina voluta a la cámara o carcasa en forma de espiral de una bomba centrífuga dentro de la cual gira el rodete y que recoge el fluido propulsado radialmente por éste, dirigiéndolo hacia las tubuladuras (de tubo) de salida.

Turbulencia

En términos de la dinámica de fluidos, turbulencia o flujo turbulento es un régimen de flujo caracterizado por baja difusión de momento, alta convección y cambios espacio-temporales rápidos de presión y velocidad. Los flujos no turbulentos son también llamados flujos laminares.

Discretización

En matemáticas aplicadas, la discretización es el proceso de transferencia de funciones continuas, modelos, variables y ecuaciones a contrapartes discretas. Este proceso generalmente se lleva a cabo como un primer paso para hacerlos adecuados para la evaluación numérica y la implementación en computadoras digitales.

Hidráulica

Es la rama de la física que estudia el comportamiento de los líquidos en función de sus propiedades específicas. Es decir, estudia las propiedades mecánicas de los líquidos dependiendo de las fuerzas a las que son sometidos. Todo esto depende de las fuerzas y las condiciones a las que esté sometido el fluido, relacionadas con la viscosidad de este.

Iteración

Es la acción de repetir un proceso con la intención de alcanzar una meta deseada, objetivo o resultado. Los resultados de una iteración se utilizan como punto de partida para la siguiente iteración.

Difusor

Es un dispositivo para la reducción de la velocidad y el aumento de la presión estática de un fluido que pasa a través de un sistema. La presión estática del líquido pasa a través de un conducto que comúnmente se conoce como recuperación de la presión.

Interfaz

Se denomina interfase a la zona de separación entre dos fases o medios diferentes, como, por ejemplo, agua/aire, metal/disolución, agua/disolvente orgánico, que corresponden respectivamente a interfases líquido/gas, sólido/líquido y líquido/líquido. Esa zona de nadie, o frontera, tiene una enorme importancia en el estudio de una gran cantidad de procesos físicos y químicos, ya que en ella ambas fases pierden sus propiedades características y aparecen nuevas fuerzas que son muy diferentes a las existentes en los medios por separado, lo que da lugar a nuevas estructuras y ordenaciones de compromiso entre las que demandan ambos medios.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Propósito de Investigación

El marco metodológico es la explicación de los mecanismos para el análisis de la problemática de investigación.

Según Finol y Camacho (2008, p.60), el marco metodológico está referida al “como se realiza la investigación, muestra el tipo y el diseño de la investigación, población, muestra, técnicas e instrumentos para la recolección de datos, validez y confiabilidad y las técnicas para el análisis de datos”.

Basado en esta definición, en este capítulo se presentará la descripción de la metodología utilizada en la investigación, formada por los siguientes tópicos: diseño de la investigación, nivel de investigación, fases y la descripción de cada una para el desarrollo de la investigación. Su finalidad, es una investigación aplicada, que busca estudiar los resultados obtenidos del comportamiento del campo de flujo y los fenómenos presentes en el funcionamiento de una bomba centrífuga, específicamente la cavitación en la bomba anteriormente seleccionada.

3.2. Tipos de investigación

De acuerdo al problema planteado y a los objetivos a alcanzar, la investigación se considera descriptivo, Hernández y colaboradores (2006, p.102) define las investigaciones descriptivas como las que “Buscan especificar las propiedades, características y los perfiles de personas, grupos, comunidades, procesos, objetos, o cualquier otro fenómeno que se someta a un análisis”, en el presente caso, se busca estudiar el fenómeno de la cavitación, por lo tanto está claramente dentro de este tipo de investigación. De acuerdo con la profundidad del análisis, es posible relacionar y explicar porque, no solamente pretenden medir variables, sino estudiar las relaciones

de influencia entre ellas, para conocer las estructuras y los factores que intervienen en los fenómenos de cavitación, el cual es el estudiado.

3.3.Nivel de la Investigación

El nivel de investigación es considerado el grado de dificultad o la profundidad con la cual se aborda un objeto o fenómeno. Hernández y colaboradores (2006, p.108) define las investigaciones explicativas como las que “Su interés se centra en explicar por qué ocurre un fenómeno y en qué condiciones se manifiesta, o por qué se relacionan dos o más variables”. Esta investigación busca explicar las razones de la presencia del fenómeno de cavitación en una bomba centrífuga y a su vez estudiar las variables, su comportamiento y la combinación de parámetros para que se presente este fenómeno.

3.4.Diseño de la Investigación

El enfoque de una investigación puede ser cuantitativo o cualitativo, en el caso de estudio, será una investigación cuantitativa, ya que, según Palella y Martins (2004), citados por Pelekais y colaboradores (2007), el paradigma cuantitativo asume la objetividad como única vía para alcanzar el conocimiento y su finalidad es explicar, predecir, controlar y verificar teorías, donde el investigador asume un punto de vista externo.

Así mismo Batista (2010), indica que una investigación cuantitativa “manifiesta que usa la recolección de datos para probar hipótesis, con base en la medición numérica y el análisis estadístico, para establecer patrones de comportamiento y probar teorías, además señala que este enfoque es secuencial y probatorio, cada etapa precede a la siguiente y no podemos “brumar o eludir” pasos.

Ya que el estudio del fenómeno de cavitación en una bomba centrífuga utilizando la herramienta CFD es un proceso de recolección de datos a través de una seguidilla de pasos lógicos para la realización del estudio de un fenómeno físico, es evidente que la investigación es de tipo cuantitativa.

3.5.Fases Metodológicas

Fase I: Identificar las variables y los parámetros que rigen la cavitación en bombas centrífugas.

En la primera fase del trabajo de investigación se plantea como objetivo el recopilar los documentos que contengan la información sobre los parámetros y variables que contribuyen con la aparición del fenómeno de cavitación en bombas centrífugas. Para esto se toma como base de datos una recopilación de trabajos de grado relacionados con la dinámica de fluidos y los estudios de cavitación, así como también múltiples bases teóricas obtenidas por medio de diversos medios como lo son: revistas, papers, publicaciones, entre otros. Posterior a esto se analizan y se comprenden las ecuaciones resultantes del estudio y se determinan las condiciones y parámetros fundamentales para el fenómeno de cavitación en bombas centrífugas.

Fase II: Uso del software CAD como herramienta de dibujo asistido para el diseño de la bomba centrífuga seleccionada.

Para esta segunda fase se usan los datos obtenidos previamente en la recopilación de información respecto a la bomba seleccionada, para su diseño se deben contar con las suficientes medidas para generar un modelado en 3D por medio de la herramienta CAD (Diseño Asistido por Computadora) Cfturbo, así como también datos obtenidos de los manuales de la bomba en cuestión y otros trabajos previos en los que usan este modelo.

En este proceso se tomarán como punto de enfoque los elementos que conformen el conjunto impulsor-voluta ya que en estos se desarrolla el campo de flujo que se estudiara ya que en estos se presenta el fenómeno a estudiar según investigaciones previas, así como también por lo evidenciado en investigaciones de campo realizadas por los autores de este trabajo.

Fase III: Discretizar el dominio y fijar las condiciones de borde del modelo aplicando las ecuaciones de gobierno para el campo de flujo de la bomba centrífuga.

Para la tercera fase se determinan las condiciones de borde de los mayados correspondientes a los elementos previamente diseñados respecto al dominio y se discretiza por modelación matemática el dominio del campo de flujo, el cual es el espacio en el cual el fluido de trabajo estará en constante circulación. Todo esto con el fin de aplicar las ecuaciones de gobierno que te dicten los parámetros de funcionamiento para que la simulación a realizar sea la más cercana al funcionamiento real del equipo.

Fase IV: Realizar la simulación del campo de flujo y usar parámetros para la cavitación.

En base a las condiciones de diseño y a las condiciones de funcionamiento, se toma el modelo discretizado, se le asignan valores predeterminados en el estudio para la cavitación y se simula el campo de flujo en funcionamiento. Todo esto con la ayuda de la herramienta de CFD (Dinámica de Fluidos Computacional) ANSYS CFX, de esta manera pudiendo obtener una serie de datos en el comportamiento del fluido mientras pasa por el dominio mencionado de la bomba seleccionada.

Fase V: Obtener los resultados en forma de datos y por medio de representaciones gráficas de las variables y parámetros que describen el fenómeno de cavitación.

Por último, en la quinta fase de este trabajo de investigación, se presentan los resultados obtenidos por medio del estudio, análisis, diseño, parametrización y simulación del fenómeno de cavitación en el dominio impulsor-voluta de una bomba KSB ETA 32-200 a 3500RPM. Esto con fin de generar tablas de datos, gráficas y simulaciones animadas que muestren el comportamiento del dominio fluidizado y la variación de parámetros y fases en el recorrido del fluido alrededor de los álabes. Con estos datos se llegará a la conclusión del fenómeno las causas más comunes y los valores óptimos de funcionamiento de la bomba seleccionada, para junto con el diseño del sistema de bombeo evitar la aparición de esta anomalía indeseable.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

El presente capítulo explica de manera clara y concisa el desarrollo de la investigación para llevar a cabo el cumplimiento de los objetivos planteados anteriormente, abarcando de manera individual cada uno de ellos. Otorgándole las propiedades necesarias a los casos estudio **de acuerdo con** distintos caudales para generar el fenómeno de cavitación en bombas centrífugas “KSB ETA 32-200 a 3500RPM” y evaluar los resultados de las simulaciones.

4.1. Investigación acerca de las variables que intervienen en el comportamiento del campo de flujo a través de una bomba centrífuga.

De acuerdo con las investigaciones previas sobre las bombas centrífugas, son muchos los que abarcan el estudio del campo de flujo interno y los distintos fenómenos que ocurren en el dominio de flujo de este tipo de bombas. No obstante, a través de la investigación previa realizada en el marco teórico del presente trabajo de grado, siendo esenciales los antecedentes presentados se logró obtener suficiente información para de manera concreta definir estas variables fundamentales para el estudio como:

- Presión de entrada a la bomba centrífuga [P_1 o P_s].
- Presión de salida de la bomba centrífuga [P_2 o P_d].
- Densidad del agua a la temperatura indicada 25°C – Densidad= 997Kg/m^3
- Presión de saturación del agua a la temperatura indicada 25°C - $P_{\text{sat}}=3169,8\text{Pa}$.
- Presión mínima en el campo de flujo interno de la bomba centrífuga [P_{min}].
- Velocidad de flujo [u o v].
- Caudal [Q].

4.2. Seleccionar una bomba centrífuga real e identificar sus características geométricas con la finalidad de modelarla mediante una herramienta (CAD).

Luego de haber seleccionado el modelo de la bomba centrífuga (KSB ETA 32-200 a 3500RPM) a utilizar en el estudio de cavitación se recopilaron distintos documentos del **fabricante**, así como también datos obtenidos de estudios previos a este modelo de bomba centrífuga, para con esa data generar el modelo en 3D, por medio de un software de diseño asistido por computadora. En este estudio se selecciona al programa CFturbo, ya que el mismo nos genera el espacio libre dentro de los componentes de la bomba lo que significa que este espacio es al que se le va a denominar dominio de flujo, esto porque ese volumen que ocupa ese espacio es donde ocurrirán los cambios de presión en el fluido, los cambios de velocidades, las líneas de movimiento y el fenómeno de cavitación. Esta herramienta permite dimensionar **de acuerdo con** la geometría deseada (diámetros, ancho de cara, ángulos de entrada y salida, número de álabes, etc.), las condiciones de trabajo del impulsor (velocidad angular, caudal) y las propiedades del fluido. Como se puede observar en la figura 9 este nos permite seleccionar el proyecto de trabajo para el cual seleccionaremos la opción “Pump” o bombas por su traducción al español.

Seguidamente tendremos una ventana, como se observa en la figura 10 la cual nos permitirá cargar la información global o parámetros de placa de la bomba seleccionada, para esto usamos valores como el caudal nominal, Q (Flow rate)= 14,515 m³/h, la altura o disponibilidad, H (Head)=72,7m , las revoluciones del motor, n (Revolutions)=3500RPM. Obtenidos del estudio previo a dicha bomba

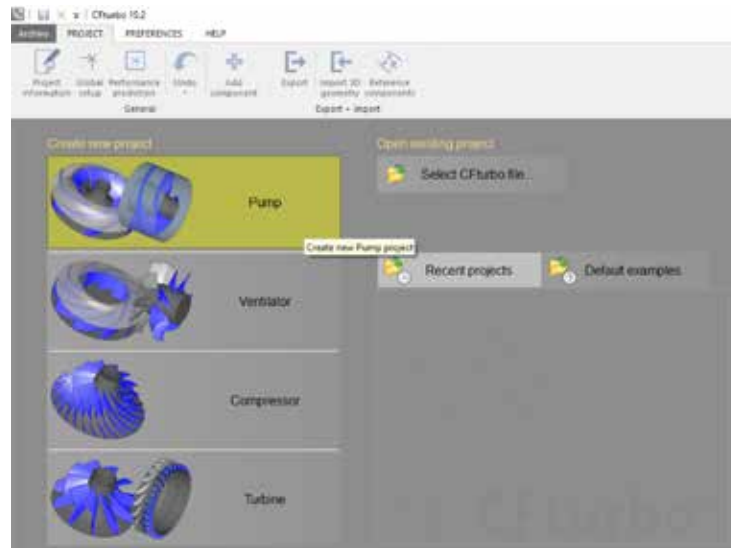


Figura 10: Selección del tipo de proyecto a usar para el modelado geométrico mediante la herramienta CAD CFturbo.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

.De igual manera seleccionamos el fluido de trabajo con una temperatura la cual nos dicte sus propiedades para que el programa pueda realizar los cálculos correspondientes a su funcionamiento, aunque en este caso este valor será de referencia, ya que este programa solo necesita dicho valor como recomendación del fabricante. En este caso se selecciona Agua a 20°C, para una densidad de 1000kg/m³, la cual entra a nuestra sección de estudio (Impulsor) con una presión de 1bar, y para finalizar en el apartado de opcional se especifican tanto la dirección de giro del impulsor, la eficiencia hidráulica=100%, como los ángulos del cubo y de la carcasa en este caso seleccionamos 90 grados para ambos.

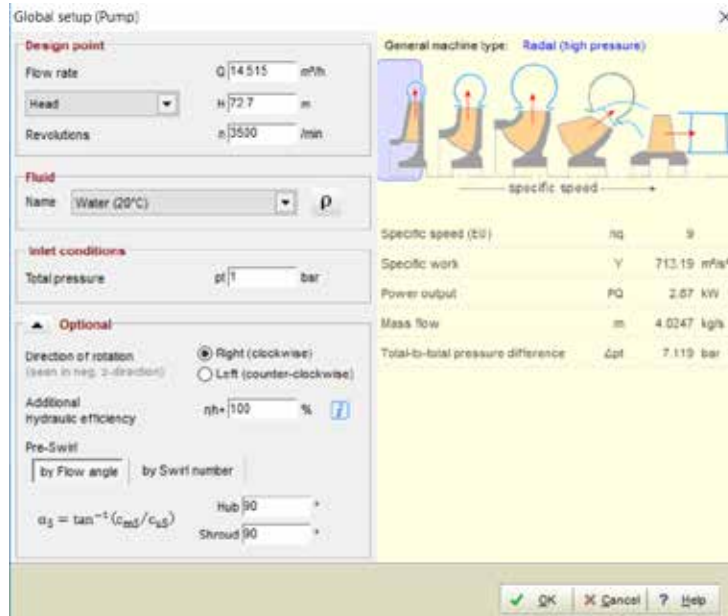


Figura 11: Configuraciones previas para el diseño del impulsor

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

En la figura 12, figura 14 y figura 15 podemos observar una ventana emergente perteneciente a la opción de agregar un componente, una vez allí, abrimos la opción “Radial/Mixed-Flow impeller”, en la cual podemos encontrar tres pestañas relacionadas con la configuración del impulsor, los parámetros de trabajo del mismo y las dimensiones del impulsor a diseñar siendo en este caso un 32-200 (32mm de diámetro entrada al impulsor y 200mm de diámetro global del impulsor). Teniendo en cuenta que será el primer componente a diseñar se cargan todos los parámetros correspondientes a estos requerimientos sin

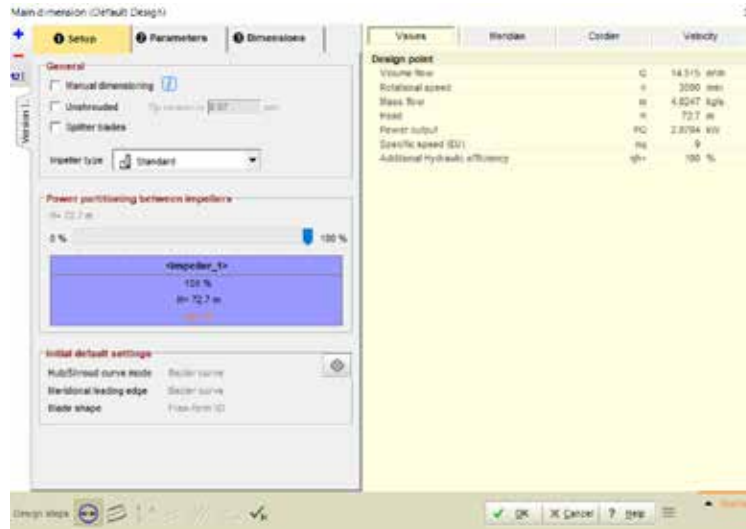


Figura 12: Ventana emergente, pestaña 1: Para la configuración del impulsor.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

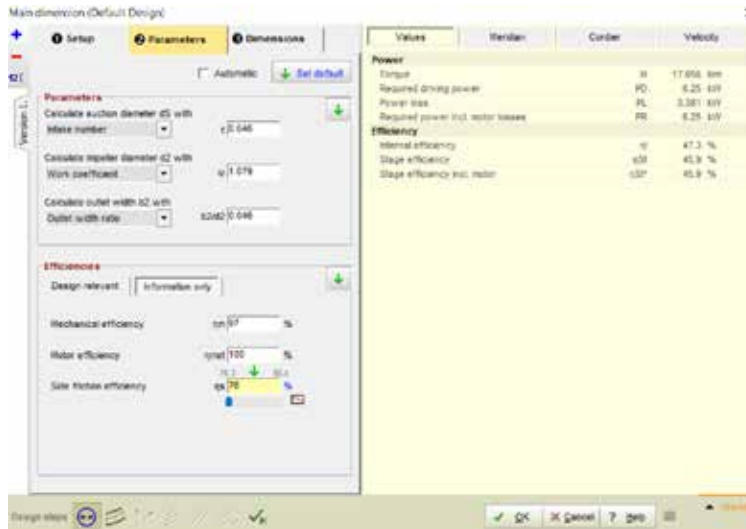


Figura 13: Pestaña 2: Para cargar parámetros del impulsor.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Figura 14: Pestaña 3: Para cargar para cargar dimensiones conocidas del impulsor.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

En este paso, se diseñan las geometrías correspondientes a la sección meridional del impulsor y la geometría de los álabes. El software CFTurbo, realiza el cálculo automático de los triángulos de velocidades pertenecientes a la entrada y salida del fluido en el impulsor previamente configurado y parametrizado.

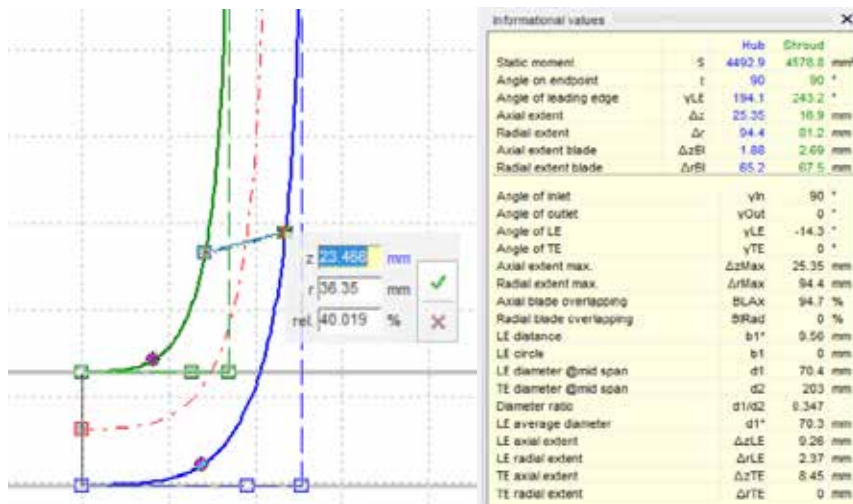


Figura 15: Vista meridional de impulsor. Valores informativos arrojados por CFTurbo.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

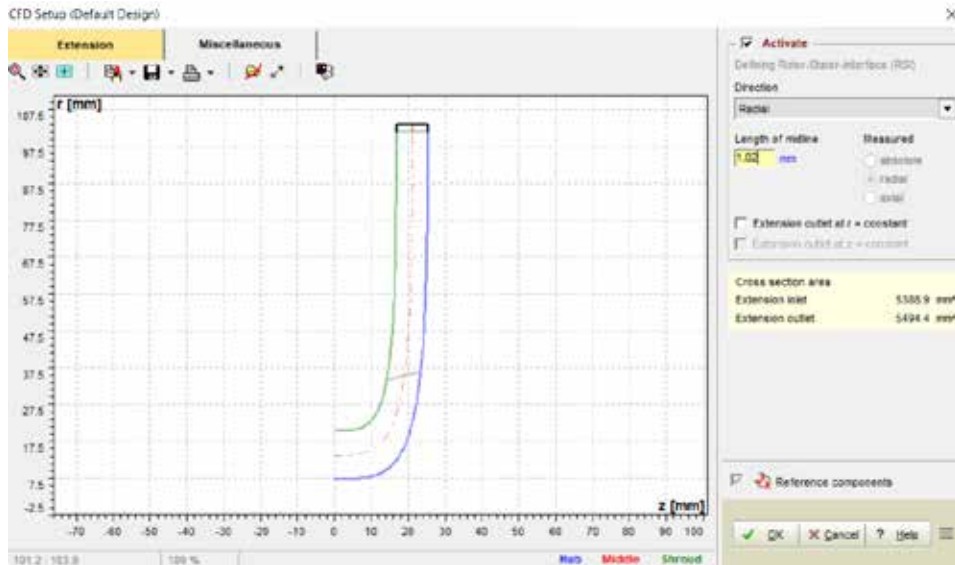


Figura 18: Extensión del álabe.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

En el siguiente paso, como se muestra en la figura 19 se diseñará la sección restante de la bomba ya que solo hemos agregado la parte motriz de la misma, para la sección de la voluta, seleccionamos la opción “New Volute” y de esta manera añade un nuevo componente al conjunto.

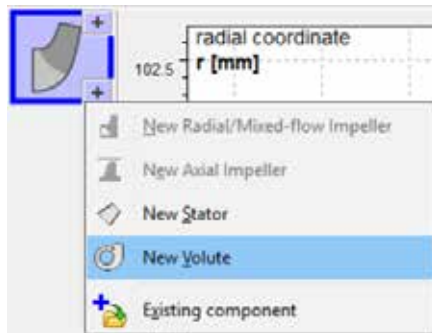


Figura 19: Adición del nuevo componente de la bomba centrífuga KSB ETA 32-200.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

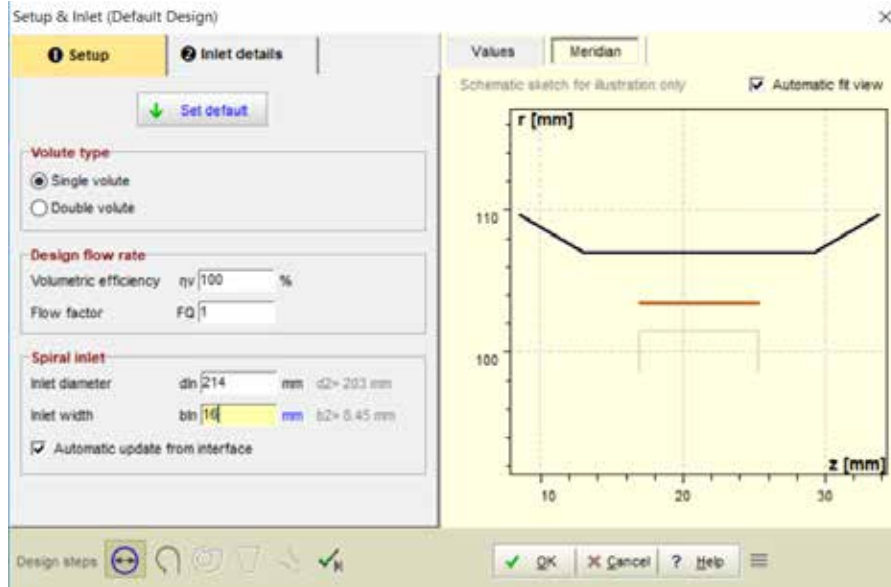


Figura 20: Configuración de entrada de flujo a la voluta.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

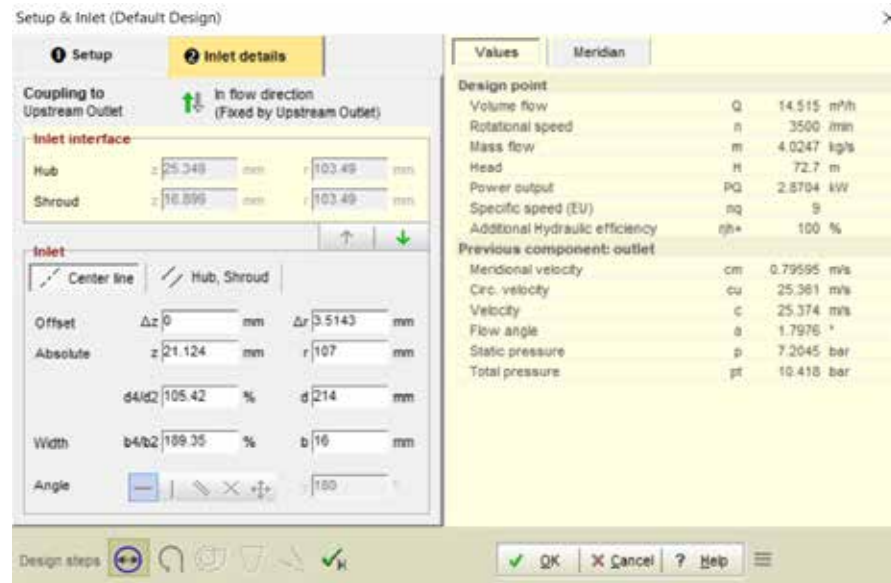


Figura 21: Configuración de los parámetros de entrada.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

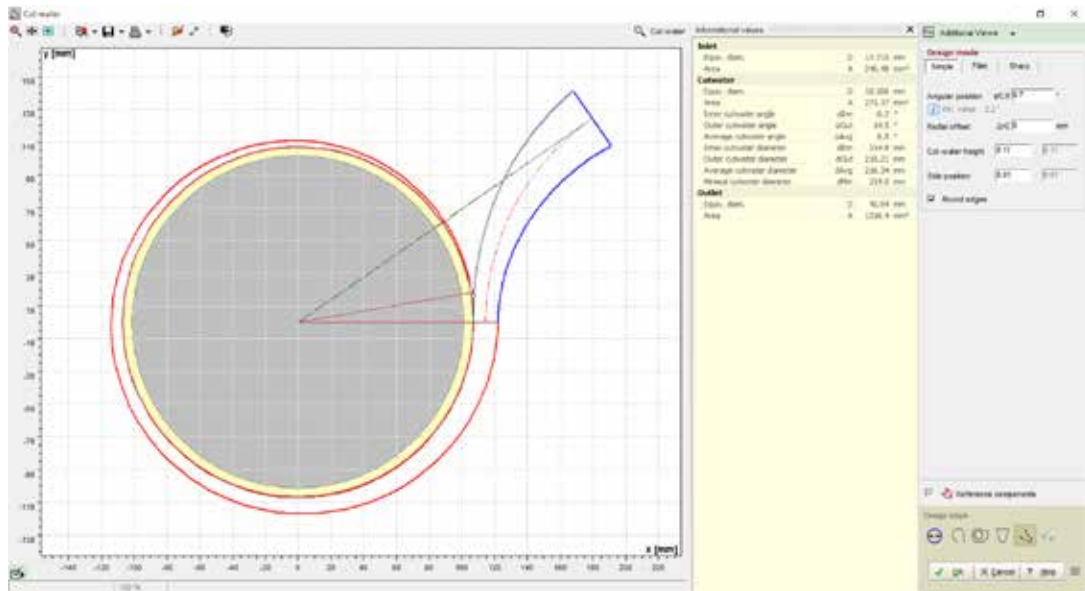


Figura 22: Vista de las áreas de desarrollo de la espiral y vista en 2D del difusor a la salida de la espiral.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Una vez introducidos los datos de diseño y de operación del impulsor, el programa de diseño CFturbo. Generará automáticamente la geometría del impulsor, y en función de los datos de la voluta-difusor, el mismo, de igual manera generará la geometría correspondiente a la voluta-difusor, como se indica en la figura 23 con la vista en 3D de este conjunto ensamblado el cual corresponde a una bomba centrífuga KSB ETA 32-200 (sin recorte de impulsor) con una velocidad de giro de 3500 revoluciones por minuto. Es importante señalar que la vista del modelado 3D que se muestra en esta imagen es la sección interna la cual será el dominio de los fluidos de trabajo (agua y vapor de agua), en la cual se realizarán pruebas de diversos caudales y se analizarán los valores arrojados por el programa para el estudio del fenómeno de cavitación.

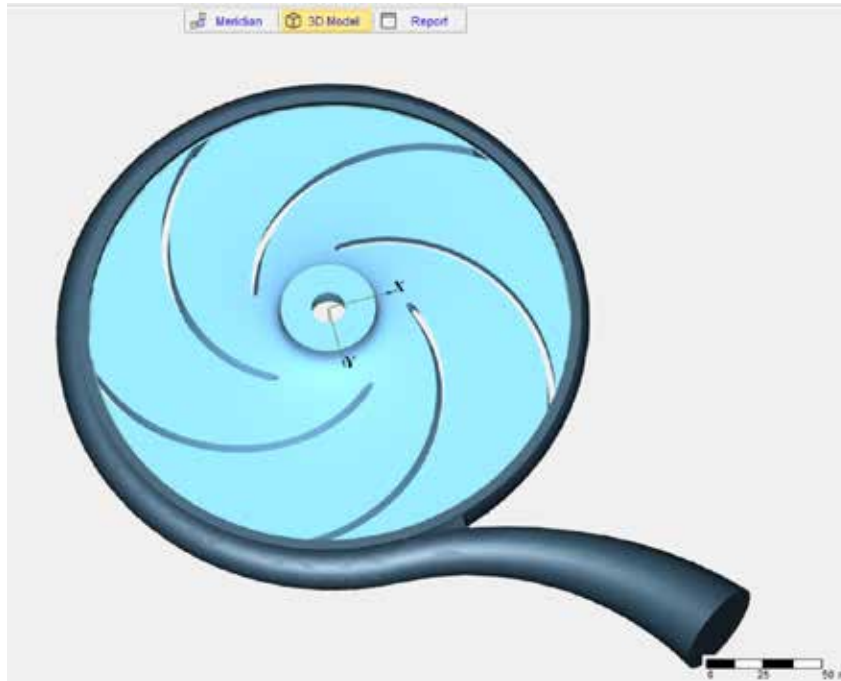


Figura 23: Conjunto final del dominio fluidizado en vista 3D.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Posterior a la obtención de las geometrías correspondientes al impulsor y la voluta-difusor de la bomba centrífuga antes mencionada, éstas fueron exportadas a un formato CAD compatible con ANSYS para iniciar con la fase de simulación y análisis de resultados para así determinar aspectos importantes y las condiciones necesarias para dar con el fenómeno de cavitación que aparece en este tipo de máquinas.

4.3. Simular el campo de flujo mediante una herramienta de dinámica de fluidos computacional (CFD).

Se importa la geometría previamente diseñada al software CFD, en nuestro caso este será ANSYS en su versión 18.1. Como se puede observar en la barra izquierda de la ventana en la figura 24 se reflejan los dos componentes que conforman el diseño, el componente 1, el cual comprende el impulsor y el componente 2, que comprende el conjunto de Interfaz-Voluta-Difusor.

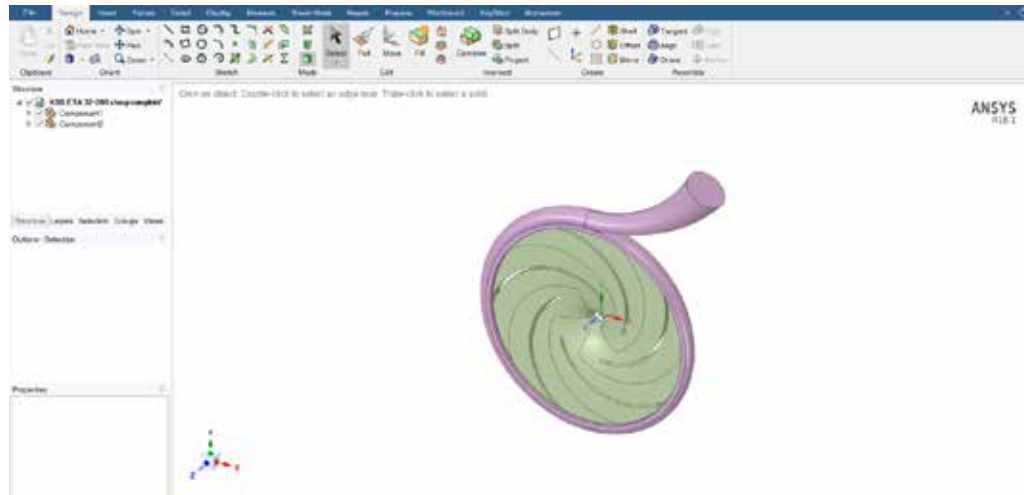


Figura 24: Vista 3D del dominio fluidizado de la bomba centrífuga KSB-ETA 32-200 en el programa ANSYS Versión 18.1.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

4.3.1 Generación del mallado

En el siguiente paso se definen las propiedades del mallado para que el software tenga las superficies necesarias que limitan el campo de flujo que comprende el diseño de la bomba seleccionada, se modificaron únicamente la preferencia física para ajustarlas al funcionamiento de la bomba para la simulación de cavitación, CFD que es el tipo de estudio físico el cual se refiere a la Dinámica de Fluidos computacional o la preferencia del solver, CFX que es el solver específico que se utilizará para la simulación de turbomáquinas, la relevancia, a la cual se le puede asignar un valor entre -100 y 100, mientras mayor sea la relevancia más pequeños serán los elementos finitos que comprenden el modelo, se decidió utilizar una relevancia de 0 para obtener un mallado fino y resultados precisos, pero sin exagerar en el número de elementos para mayor velocidad en las simulaciones.

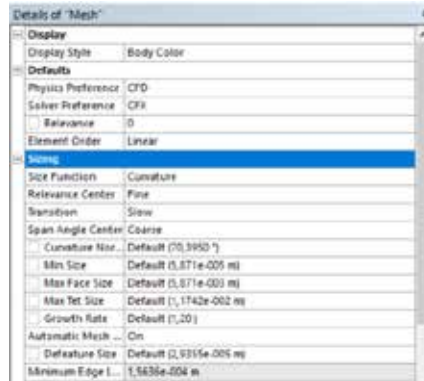


Figura 25: Propiedades generales del mado.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

En la figura 24 se muestra el resultado final del mallado con sus estadísticas correspondientes, las cuales serán verificadas posteriormente dentro del mismo programa para determinar si el mismo es de buena calidad para mantener la veracidad de los resultados que se obtendrán del estudio.

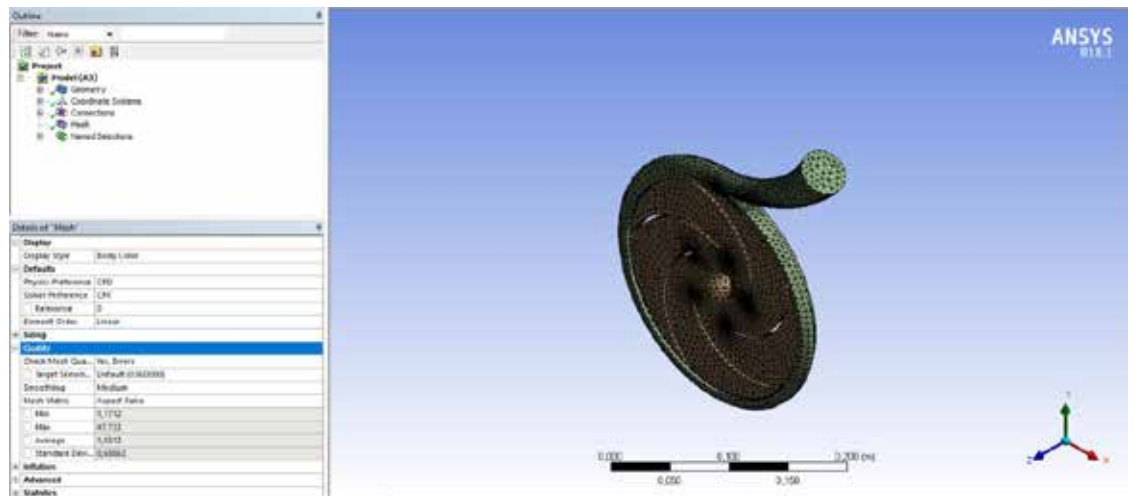


Figura 26: Resultado del mado aplicado al conjunto de componentes del dominio de flujo.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

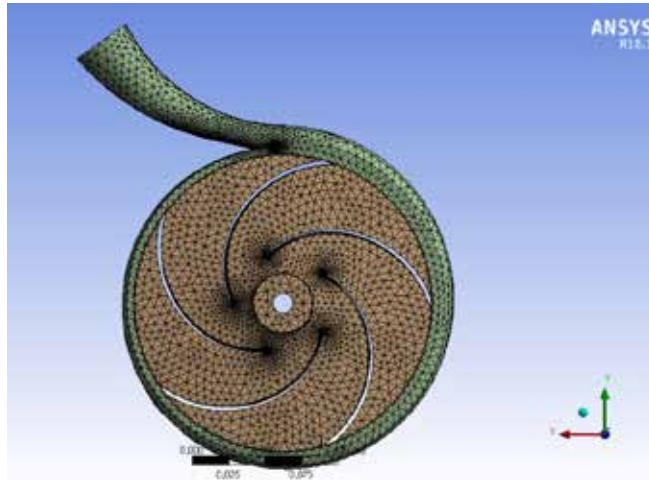


Figura 27: Vista en 3D del mallado.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Esta imagen comprende los detalles finales del mallado, entre estos se encuentran: las estadísticas del mallado, la relación de aspecto, la calidad del mallado, el número de elementos y el número de nodos.

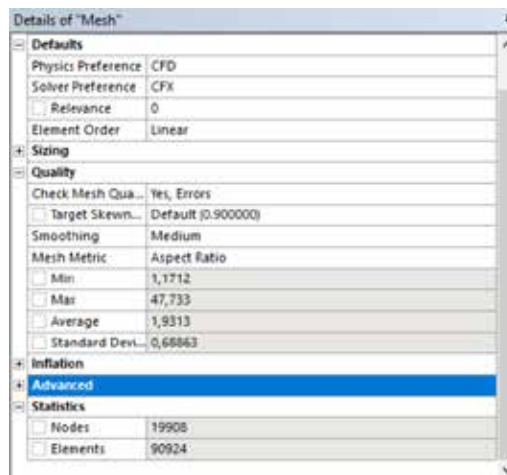


Figura 28: Detalles del mallado.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

4.3.2 Definición de los dominios y las condiciones de borde

Al momento de realizar un estudio de una máquina que trabaje con algún fluido se debe definir el espacio en el cual se encuentra este, y para esto se procede a definir el dominio del impulsor. En primer lugar se selecciona el sólido que representa el

dominio fluidizado del impulsor, se especifica que es un dominio de fluido, se definen los fluidos presentes en el dominio, en el caso de estudio estos serían agua y vapor de agua, ambos están presentes en la librería de materiales del programa con todas sus propiedades características necesarias para el cálculo y análisis. Luego se define la presión de referencia, que fue definida como una atmósfera 1,01325bar o (1 atm). Después se define el movimiento del dominio, en este caso como se está definiendo el impulsor, se debe colocar que es rotativo y colocar la velocidad angular en la cual se está evaluando a la bomba seleccionada, la cual es 3500rpm, sin embargo, como se puede observar en la figura 28, el giro sería en sentido -z, por lo tanto se colocó, -3500rpm, lo que nos indica un giro en sentido opuesto y corrige este para que corresponda con el diseño. Posterior a esto se define el eje de rotación, definimos el eje z ya que el mismo es axial a la entrada de agua al impulsor y por ser una bomba centrífuga está en su definición nos especifica que por su rotación crea fuerzas centrífugas que con la ayuda de los giros y la forma de los álabes expulsan al fluido del centro del impulsor hasta la voluta, en la cual el fluido es forzado a salir por el difusor debido al incremento de presión.

De igual manera se tomaron estos parámetros y consideraciones con una velocidad de giro de 1750RPM, para motivos prácticos del estudio, ya que es importante señalar que aunque no es la bomba seleccionada puede que por algún desperfecto se modificó el motor del sistema y en base a esto si no es el indicado y este gira a la mitad de las RPM de diseño y para las que esta recomendada esta bomba centrífuga puede causar problemas de cavitación que más adelante se explicaran posteriores a las simulaciones.

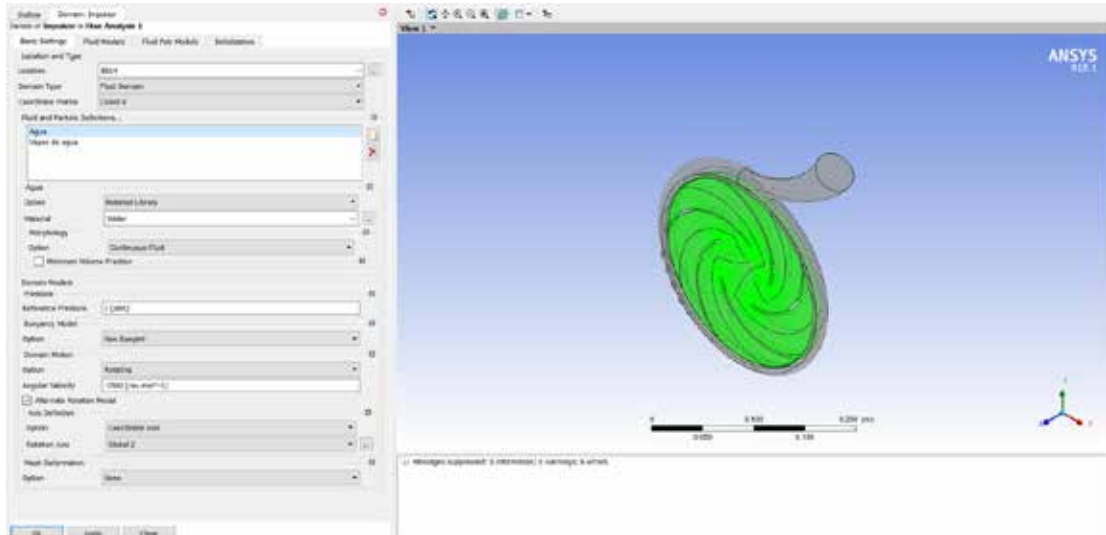


Figura 29: Dominio del impulsor 32-200 de una bomba centrífuga KSB ETA.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

En la siguiente pestaña se definen los modelos de fluido que definirán la simulación, en nuestro caso se activan el modelo homogéneo de multifase, ya que queremos que exista la presencia de las dos fases del agua (líquido y vapor), y en modelo de transferencia de calor se define como isotérmico a 25°C, lo que significa que la temperatura del fluido no va a variar.



Figura 30: Dominio del impulsor, modelo de flujo.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

En la siguiente pestaña se definen los modelos para ambos fluidos, para que el software tome en cuenta el fenómeno de cavitación se debe activar la transferencia de masa por cavitación, definir el modelo matemático bajo el cual se va a simular, que en nuestro caso es Rayleigh Plesset (ecuación diferencial ordinaria que gobierna la mecánica de una burbuja de gas inmersa en un líquido infinito) y también debemos definir la presión de saturación del agua, que para la temperatura de 25°C es de 3169.8Pa, y el programa para esta configuración toma el valor de 3170Pa por aproximación

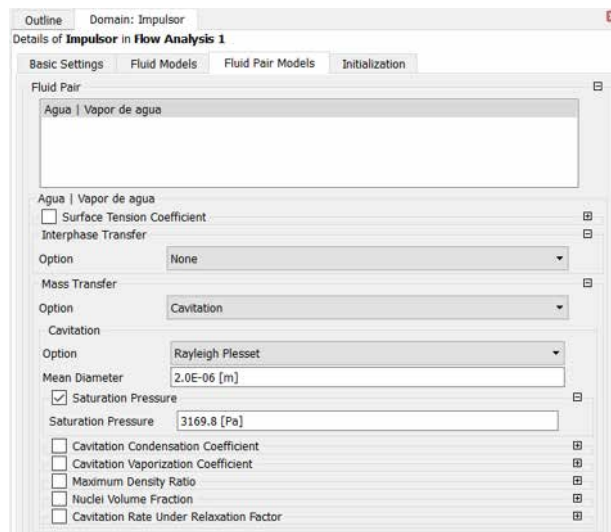


Figura 31: Ventana de dominio del impulsor, modelos para el par de fluidos.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019).

Se define el dominio de la voluta y el difusor de una manera similar a la del impulsor, con la diferencia que este se define como dominio estacionario ya que en esta parte de la bomba centrífuga no están partes móviles por tanto el fluido estaría en reposo sin la aceleración de la sección configurada anteriormente, los modelos de fluido y el modelo de cavitación son los mismos y el programa los define automáticamente si ya se creó previamente el otro dominio.

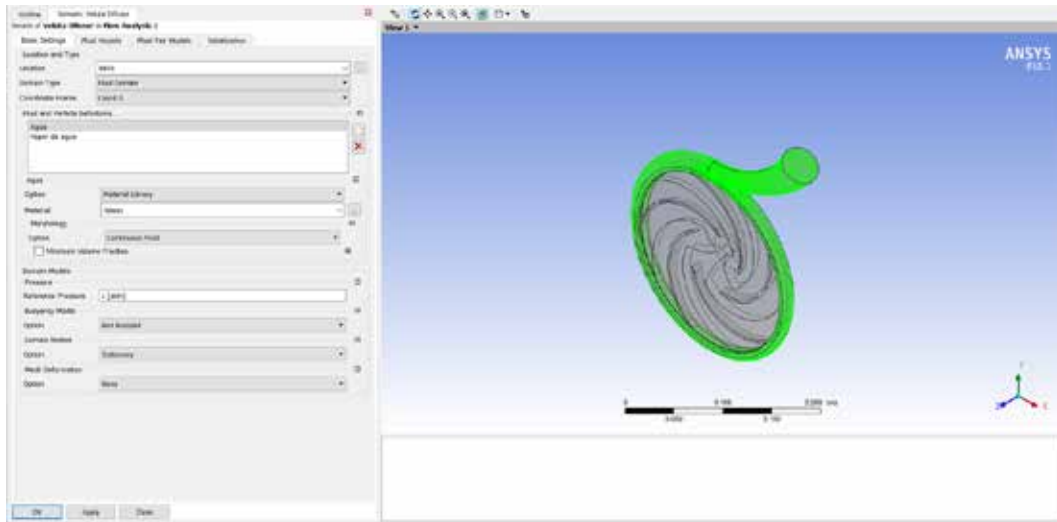


Figura 32: Sección del dominio de flujo en la voluta-difusor de una bomba centrífuga KSB ETA 32-200.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019).

La interfaz entre el impulsor y la voluta es creada automáticamente por el programa, sin embargo se debe definir el tipo de conexión entre ambos, en nuestro caso se definió una conexión general (“General connection”) y se especificó el modelo rotor estacionario (“Frozen rotor”) por ser el modelo más robusto para simular una interfaz entre un dominio en movimiento y uno estacionario, esta selección causa que la interfaz sea una especie de conexión no variable ya que al llegar el fluido que es impulsado por el rotor, el programa leerá los valores de sus propiedades en ese punto (impulsor-interfaz) y posterior a esto los duplica sin variación hasta el lado externo de la interfaz en el cual se encuentra el punto de conexión (interfaz-voluta). De esta manera se logra una mejor transición entre estos dominios de flujo.

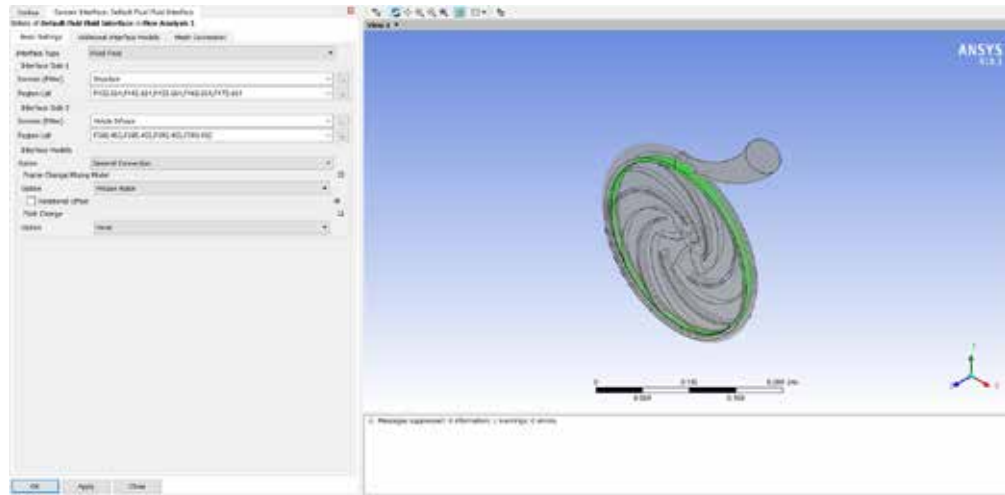


Figura 33: Sección del dominio de flujo en el interfaz impulsor-voluta de una bomba centrífuga KSB ETA 32-200

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Posterior a definir los dominios del impulsor, la interfaz y la voluta se procesa a la definición de la condición de borde de la entrada del fluido a la bomba centrífuga, en las caras del modelo que se muestra en la figura 33,

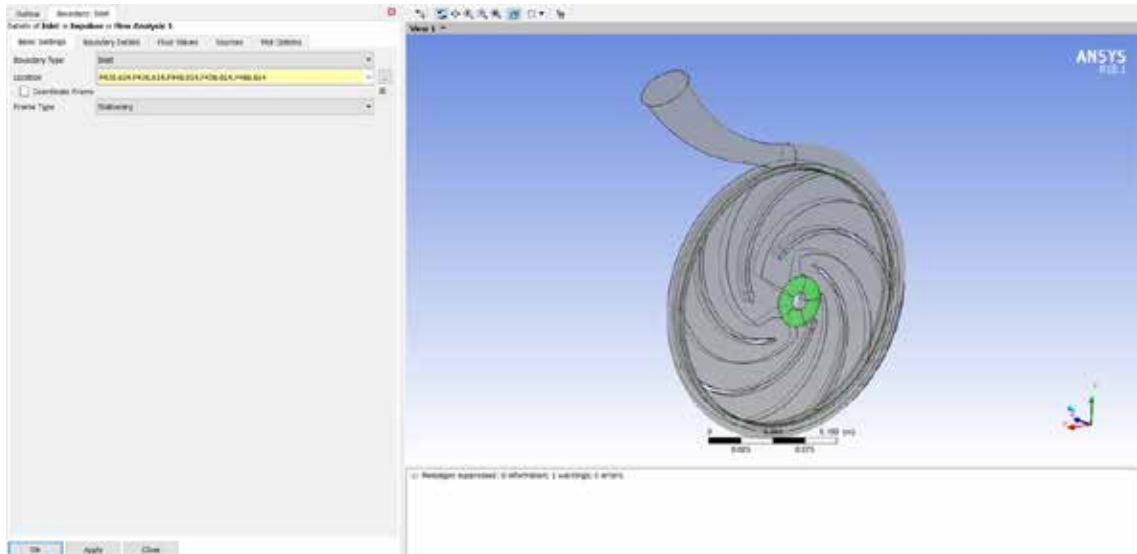


Figura 34: Sección de entrada del fluido a la bomba.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

La condición de borde de la entrada será presión estática, otorgada por los resultados de estudios previamente realizados sobre esta bomba. Se asume un flujo en

la entrada subsonico y sin turbulencia, esto teniendo en cuenta las consideraciones de un buen sistema de bombeo con una separación mínimo de tubería libre sin uniones ni válvulas de 10 veces la longitud de su diámetro nominal de entrada al impulsor.

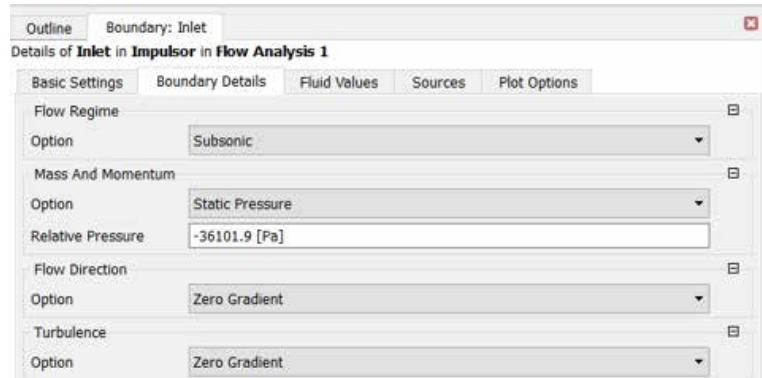


Figura 35: Detalles de la sección de entrada del fluido a la bomba.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

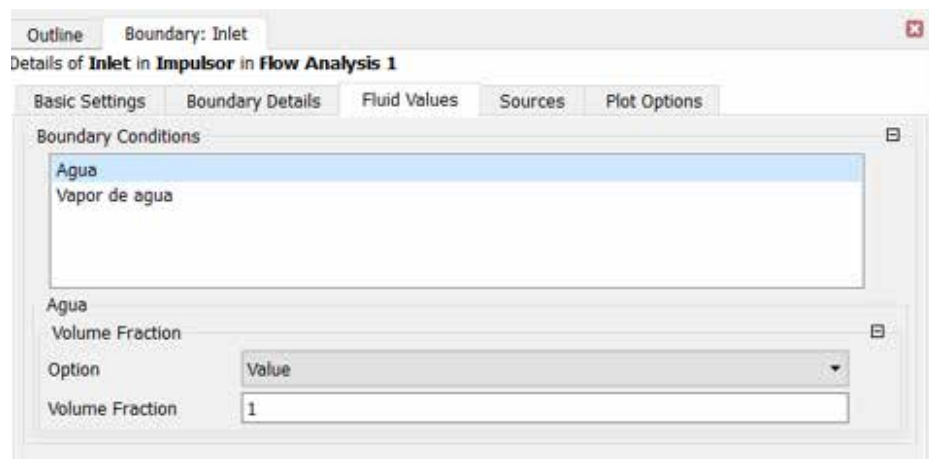


Figura 36: Valores del fluido de entrada a la bomba.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Para los valores de entrada de los fluidos, se definió que entraba un 100% de agua líquida, teniendo en cuenta que se desprecia cualquier alteración del fluido previa a esta entrada la cual pueda causar que un 1 o incluso un 2% del fluido que entre a la bomba sea aire o burbujas de vapor por procesos de perturbación previos al sistema de la bomba centrífuga.

En la definición de la salida de la bomba, se obtó por colocar el flujo másico, también obtenido de los resultados de los estudios previamente realizados. Esta seccion de salida esta identificada con la cara que se puede conservar en la figura 36, las cual es las seccion transversal de la salida del difusor el el cual comprende la parte final de la bomba centrífuga en estudio y este se conecta directamente a la tubería de descarga de la bomba junto con otros adicamentos o instrumentos de verificación y control según sea el uso o aplicación de esta.

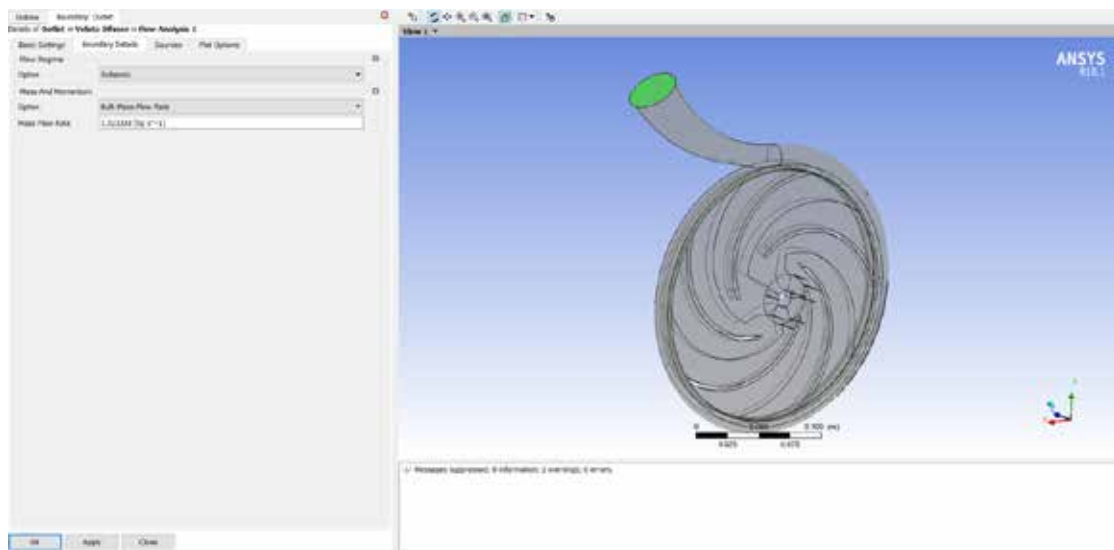


Figura 37: Sección de salida del fluido de la bomba
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

4.3.3 Configuración del solver

Para el solver o solucionador del programa ANSYS se realizaron las siguientes configuraciones:

- Se seleccionó un esquema de advección (“Advection scheme”) “High Resolution”, exceptuando en las ecuaciones de momento que se seleccionó “Upwind” ya que es un esquema más robusto que conserva las ecuaciones de continuidad y facilita la convergencia.
- La turbulencia se mantuvo en el predeterminado de primer orden.
- Para el máximo de iteraciones se colocó un numero exageradamente grande con el fin de que el programa nunca llegara a este valor y se detuviera por los otros criterios de convergencia.

- Para la escala de tiempo nos basamos en las recomendaciones que otorga la guía del usuario del programa, en esta se recomienda tener un escala de tiempo física, relacionada con algún valor constante de nuestro problema a ser simulado, por lo tanto se decidió utilizar la inversa de la velocidad angular en radianes por segundo, debido a esto se colocó la ecuación $1/(2*\pi*3500[\text{min}^{-1}])$.
- Para los últimos dos criterios de convergencia, que son el RMS y el imbalance, se definieron $1,0\text{e-}6$ para el RMS y $0,005$ o $0,5\%$ para el imbalance, esto nos dá seguridad de que se obtuvieron resultados precisos y confiables para este estudio.



Figura 38: Consideraciones tomadas en el solver ANSYS.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

4.3.4 Verificación del mallado

A continuación se muestra un resumen de las características que describen un mallado de buena calidad según el programa utilizado y según datos obtenidos de investigaciones previas:

- Ángulo de ortogonalidad “Mesh orthogonality”:
 El mínimo ángulo de ortogonalidad debe ser mayor a 20° .
- Factor de expansión “Mesh expansion factor”:
 El máximo factor de expansión debe ser menor de 20.
- Radio de aspecto “Mesh aspect ratio”:

El máximo radio de aspecto debe ser menor de 100.

A su vez en el archivo de resultados se pueden observar estas propiedades del mallado y el programa otorga una pequeña evaluación de su calidad respecto al trabajo realizado en simulación. Como se puede observar en la figura 38, el mallado cumple con las condiciones que caracterizan a un buen mallado lo que nos dara una mejor apreciacion de los resultados y el programa podra trabajar de manera mas fluida.

Mesh Statistics									
Domain Name	Orthog. Angle			Exp. Factor			Aspect Ratio		
	Minimum [deg]			Maximum			Maximum		
Impulsor	22.8	ok		115	!		8	OK	
Voluta Difusor	44.3	ok		11	ok		5	OK	
Global	22.8	ok		115	!		8	OK	
	%!	%ok	%OK	%!	%ok	%OK	%!	%ok	%OK
Impulsor	0	4	96	1	7	92	0	0	100
Voluta Difusor	0	<1	100	0	4	96	0	0	100
Global	0	2	98	<1	5	95	0	0	100

Figura 39: Análisis del mallado arrojado por ANSYS.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

4.4. Obtener los resultados en forma de datos, gráficos o videos para su análisis mediante una herramienta computacional de procedimiento matemático.

Para la obtención de resultados basados en la simulación del funcionamiento de una bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500RPM se evaluará este con distintos caudales para observar el comportamiento de los parámetros y cualidades importantes de un sistema de bomba centrífuga con cavitación. A continuación, se presentan en forma de tabla los valores de caudal, flujo másico y las presiones de entrada como condición de bordea utilizar en las simulaciones para la obtención de resultados. Se tomaron valores con intervalos de dos en dos, entre los 8m³/s y los 24m³/s para tener un amplio margen de trabajo y verificar el funcionamiento de esta bomba centrífuga.

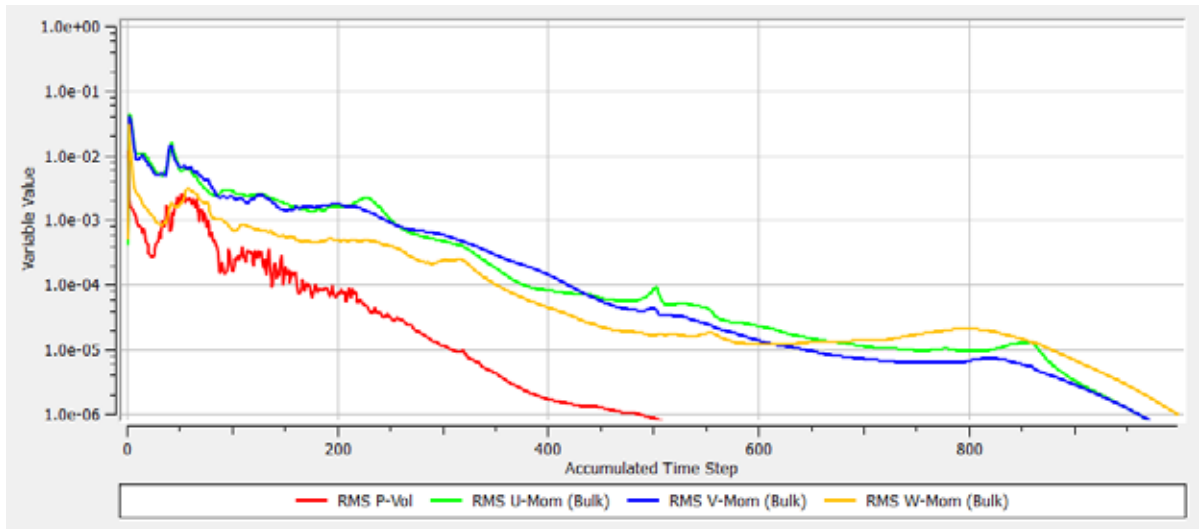
Tabla 1: Condiciones de borde para realizar las simulaciones a 3500rpm.

Q (m³/h)	Flujo másico (kg/s)	Presión de entrada condición de borde (Pa)
8	2,2155	-31043,2
10	2,7694	-36083.1
12	3,3233	-36101,9
14	3,8772	-50948,5
16	4,4311	-51861,5
18	4,985	-52131,3
20	5,5388	-69420,4
22	6,0928	-71029,4
24	6,6467	-72822,5

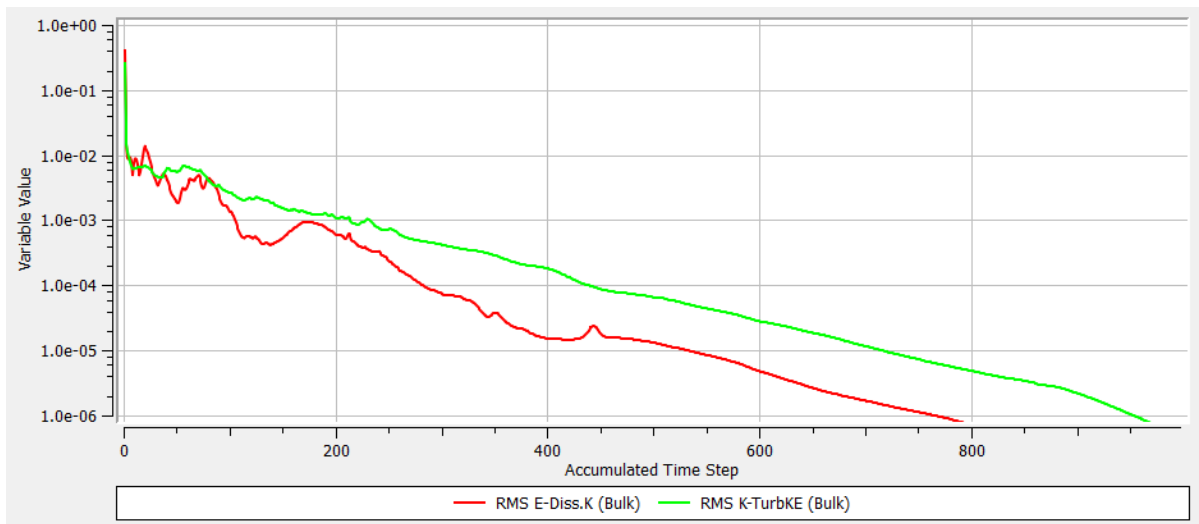
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

4.4.1. Convergencia de la simulación.

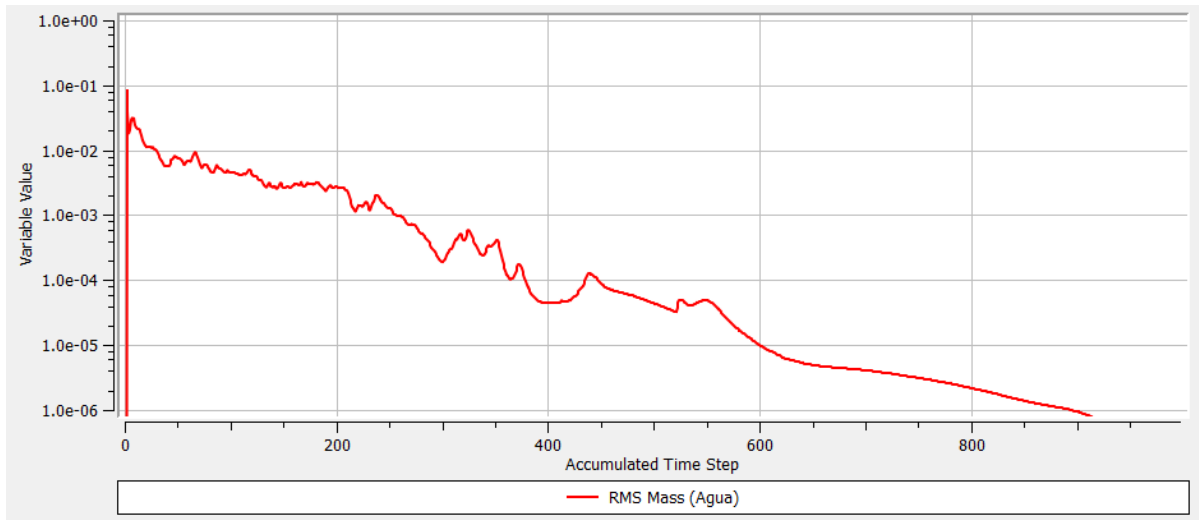
En la figura 39, la figura 40 y la figura 41 se muestra la gráfica de valores RMS de masa, momento, turbulencia y fracción de volumen para el caudal de 8m³/h. Se aprecia claramente que alcanzó la convergencia de 1e⁻⁶ luego de más de 950 iteraciones, lo que significa que a la repetición del proceso numero 950 el programa arroja resultados que en base al criterio seleccionado para tener el menor error posible (1e⁻⁶) se consideran aceptables y de buena calidad en relación al comportamiento de las curvas antes mencionadas.



Gráfica 1 RMS para las ecuaciones de volumen y momentos para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

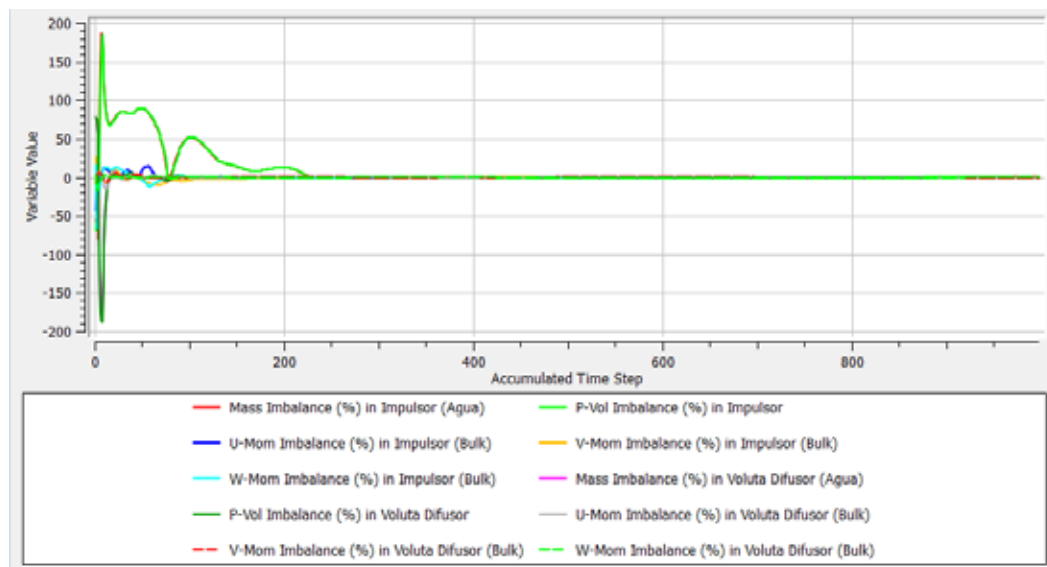


Gráfica 2 RMS para las ecuaciones de turbulencia para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Gráfica 3 RMS de las ecuaciones de masa para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

La figura 42 muestra el imbalance para el caudal de $8\text{m}^3/\text{h}$. El cual alcanzó el valor cercano a 0% en la iteración 250.



Gráfica 4 Imbalance para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Con estos valores y las gráficas, se asegura la convergencia de la simulación y por lo tanto la fiabilidad de los resultados obtenidos, esto con la finalidad de obtener

mejores resultados a la hora del análisis de este fenómeno presente en las bombas centrífugas.

Esto sucede para todos los caudales simulados, el caudal que convergió más rápido fue el de $10\text{m}^3/\text{h}$ el cual convergió o todas sus curvas de comportamiento alcanzaron el valor de 1e^{-6} a las 317 iteraciones, y el caudal que más tardó en converger, fue el caudal de $20\text{m}^3/\text{h}$, que logró la convergencia luego de 4442 iteraciones una diferencia notable de acuerdo al aumento de un caudal mucho mayor al de $10\text{m}^3/\text{h}$. Las gráficas correspondientes a todos los caudales restantes analizados en este estudio ($8\text{m}^3/\text{h}$, $12\text{m}^3/\text{h}$, $14\text{m}^3/\text{h}$, $16\text{m}^3/\text{h}$, $18\text{m}^3/\text{h}$, $22\text{m}^3/\text{h}$ y $24\text{m}^3/\text{h}$), se encuentran en la sección de anexos.

4.4.2. Visualización de resultados.

A continuación, se muestran los datos obtenidos en la visualización de resultados de ANSYS. En la figura 43 se muestran los valores de presión para los caudales $8\text{m}^3/\text{h}$ (a), $14\text{m}^3/\text{h}$ (b), $18\text{m}^3/\text{h}$ (c) y $24\text{m}^3/\text{h}$ (d). Con estas imágenes se pueden observar como las zonas de baja presión son en el inicio de los álabes en la parte central del mismo donde se encuentra la entrada de este y conforme aumenta el caudal, estas zonas se extienden a lo largo de los álabes llegando a ocupar una gran porción del impulsor y extendiéndose incluso hasta la zona de la interfaz impulsor-voluta.

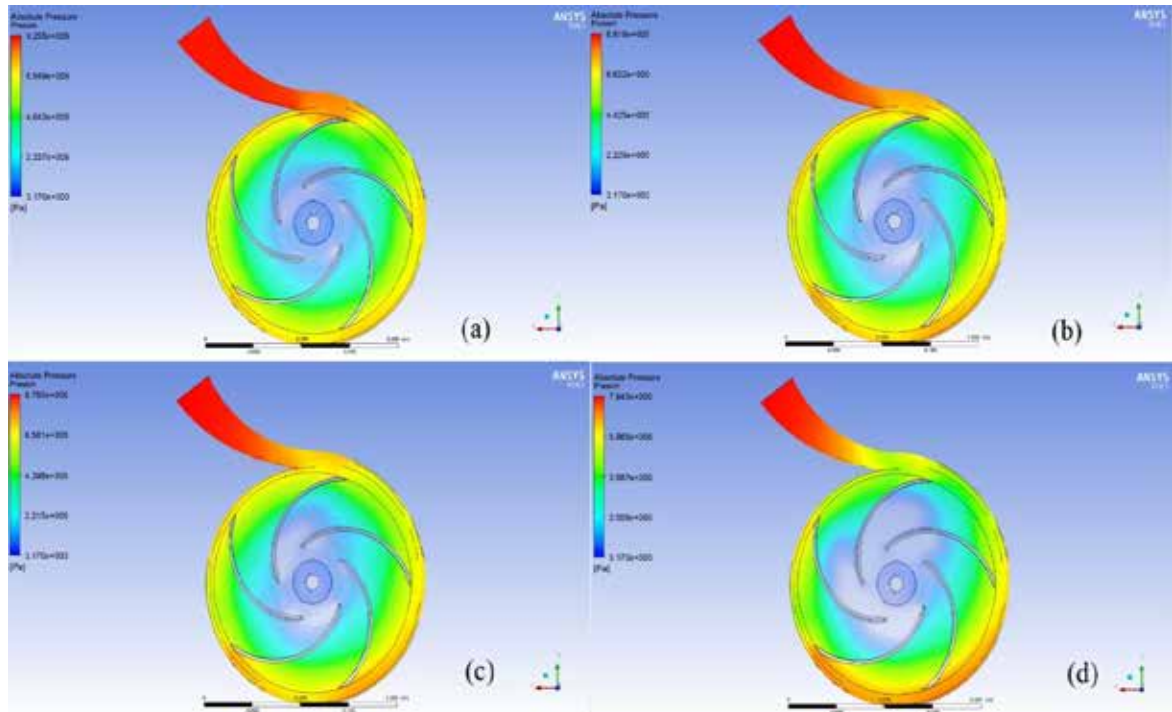


Figura 40: Presión en la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500RPM, a caudales de 8m³/h (a), 14 m³/h (b), 18 m³/h (c) y 24 m³/h (d).

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Aquí en la figura44 podemos observar la evolución del vapor de agua en función de los caudales mostrados anteriormente y el valor de la máxima fracción de vapor de acuerdo con el aumento de estos caudales, lo que causa un crecimiento de la cantidad de vapor que se encuentra en el dominio de flujo del impulsor. Esta evolución se evidencia en el extremo interno de los álabes ya que para que se produzca esta fracción de vapor se necesita roce con una superficie y a su vez esta superficie se encuentra en la zona de menor presión por lo que se alcanza la presión de saturación del agua y se crea ese volumen de vapor visible, lo que posteriormente con el incremento de presión debido al impulsor producirá la cavitación.

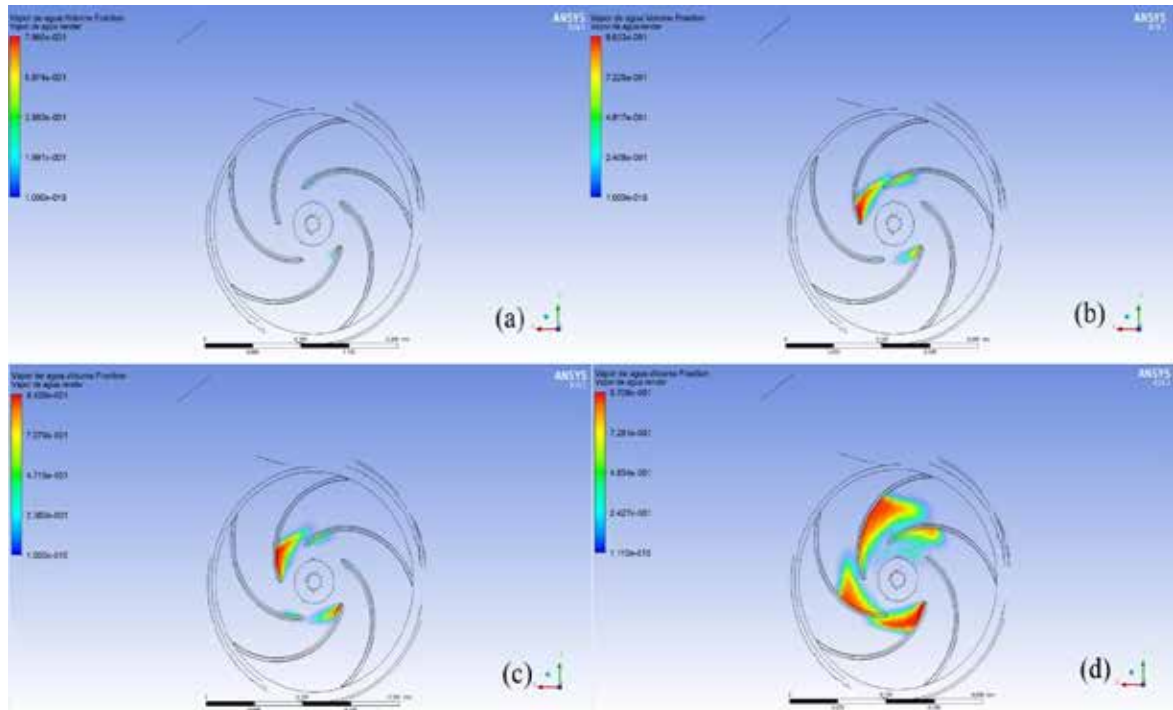


Figura 41: Fracción de vapor en la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500RPM, a caudales de 8m³/h (a), 14 m³/h (b), 18 m³/h (c) y 24 m³/h (d).

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Se puede observar en la figura 45 la evolución del volumen cavitado (este volumen representa los elementos finitos que contienen más de 0,1% de vapor de agua). También se muestra la variación de presión en la zona cavitada, que como se puede ver, conforme se aleja de la base del álabe aumenta la presión, hasta el punto en el cual ya no existe vapor de agua, es decir, han implotado todas las burbujas.

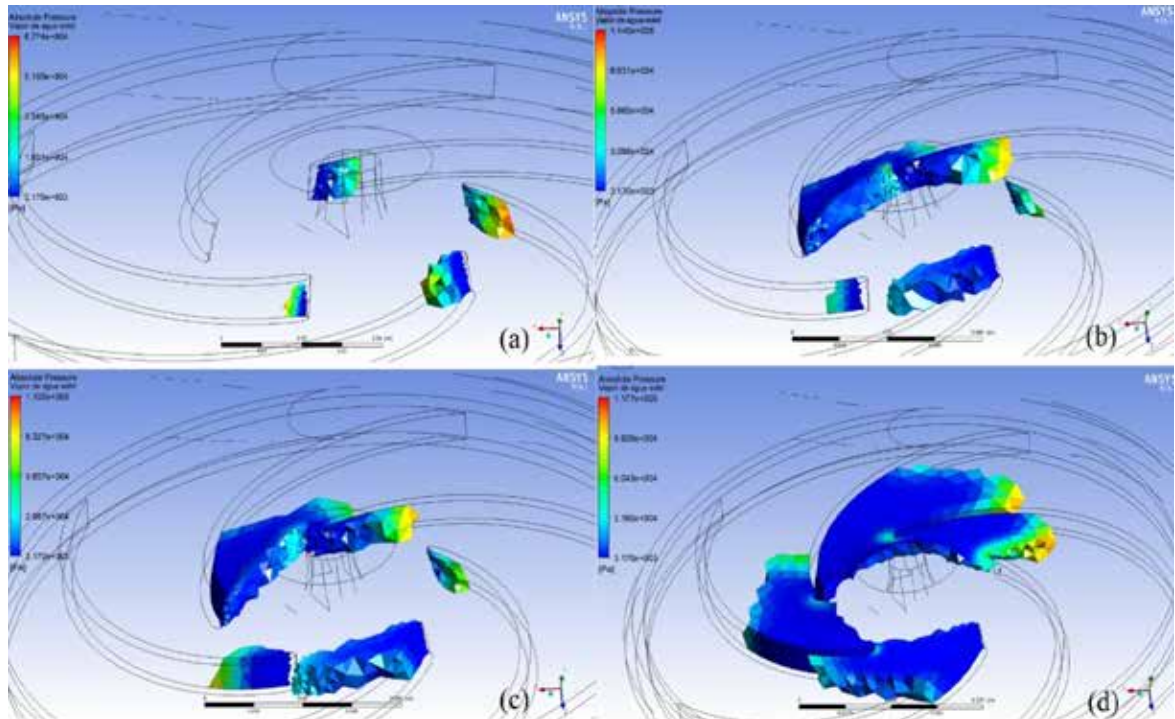


Figura 42: Fracción de vapor en la bomba centrífuga KSB ETA 32-200 a 3500RPM, a caudales de 8m³/h (a), 14 m³/h (b), 18 m³/h (c) y 24 m³/h (d).

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

4.4.3. Resultados y análisis

En la tabla se muestran los valores que resultaron de la simulación

Tabla 2: Valores resultantes de las simulaciones realizadas (1/2).

Q (m ³ /h)	Ps (Pa)	Pd (Pa)	Presión máxima (Pa)
8	72307,05	910954	925465
10	65981,95	905065,5	917279
12	66146,35	903955	910129
14	51667	879938	881923
16	50712,35	874567	877159
18	50226,5	873203,5	876464
20	32373,2	857233	861197
22	31406	818248	822996
24	29735,35	788709	794287

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Tabla 3: Valores resultantes de las simulaciones realizadas (2/2).

Q	Max Fracción	Velocidad	Velocidad	Volumen
---	--------------	-----------	-----------	---------

(m³/h)	de vapor	media Inlet	Media Outlet	cavitado (m³)
8	0,796527	5,002005	1,67548	1,02789E-06
10	0,916181	5,754745	2,10424	1,83312E-06
12	0,880277	6,127405	2,530495	3,75548E-06
14	0,963334	6,3907	2,95236	1,07774E-05
16	0,969616	6,78894	3,375035	1,25056E-05
18	0,943808	7,191595	3,80138	1,27904E-05
20	0,955592	7,713615	4,24284	1,93315E-05
22	0,968271	8,091095	4,67729	4,21221E-05
24	0,970805	8,285225	5,116555	5,02785E-05

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

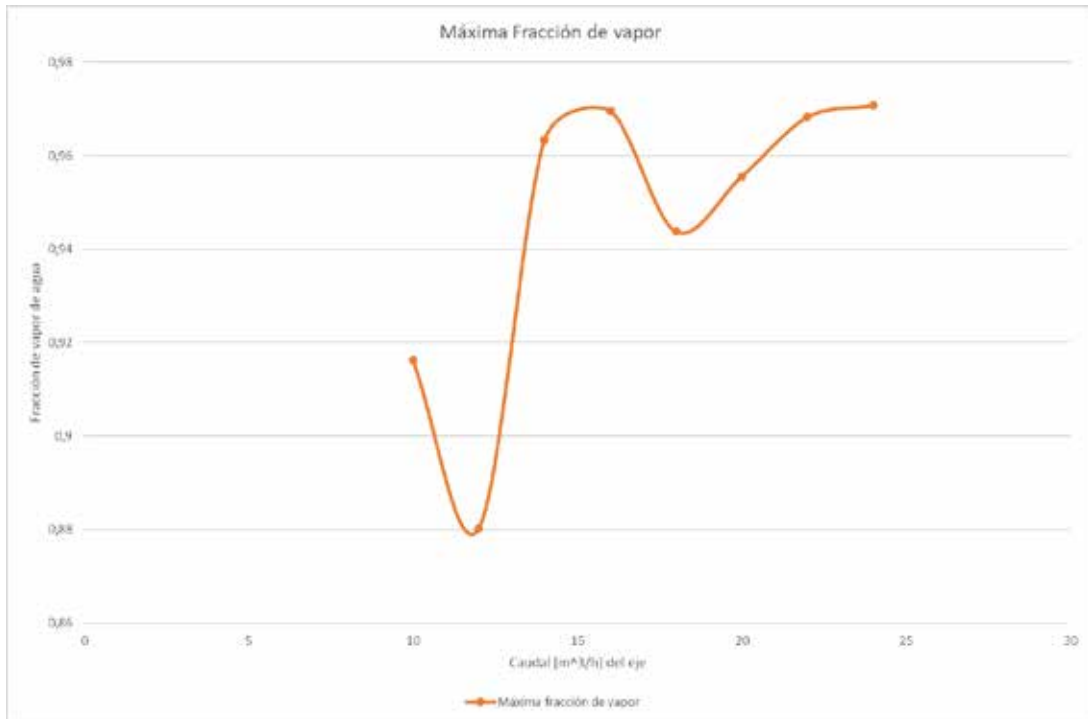
Utilizando estos valores y junto con las ecuaciones descritas en el capítulo II- Marco teórico (Ec.36 y Ec.49) se calcularon los siguientes valores:

Tabla 4: Resultados de número de cavitación y factor de Thoma a 3500rpm.

Q (m³/h)	Numero de cavitación	Factor de cavitación de Thoma
8	5,543248509	0,082440114
10	3,804806288	0,074859113
12	3,364857958	0,075169253
14	2,382114871	0,05855342
16	2,069291099	0,057708541
18	1,825215581	0,057179727
20	0,984613353	0,035405168
22	0,865247451	0,03588662
24	0,776353916	0,035003126

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

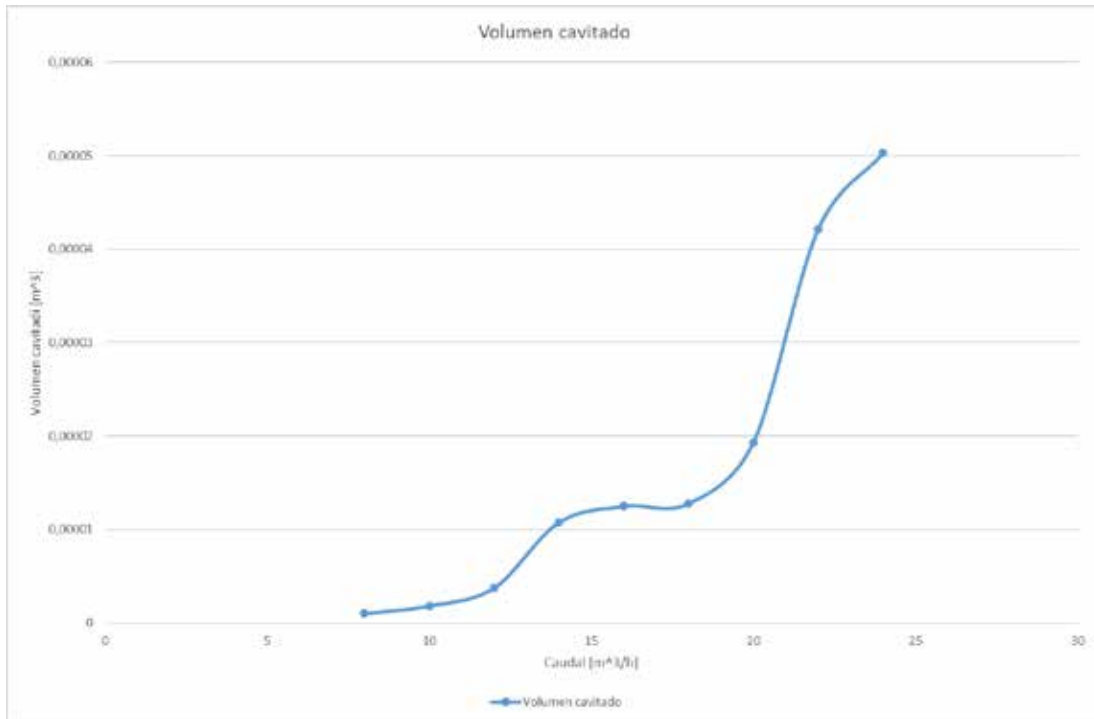
Y se realizaron las siguientes gráficas para la fácil visualización de los resultados.



Gráfica 5 Máxima fracción de vapor para los caudales simulados.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

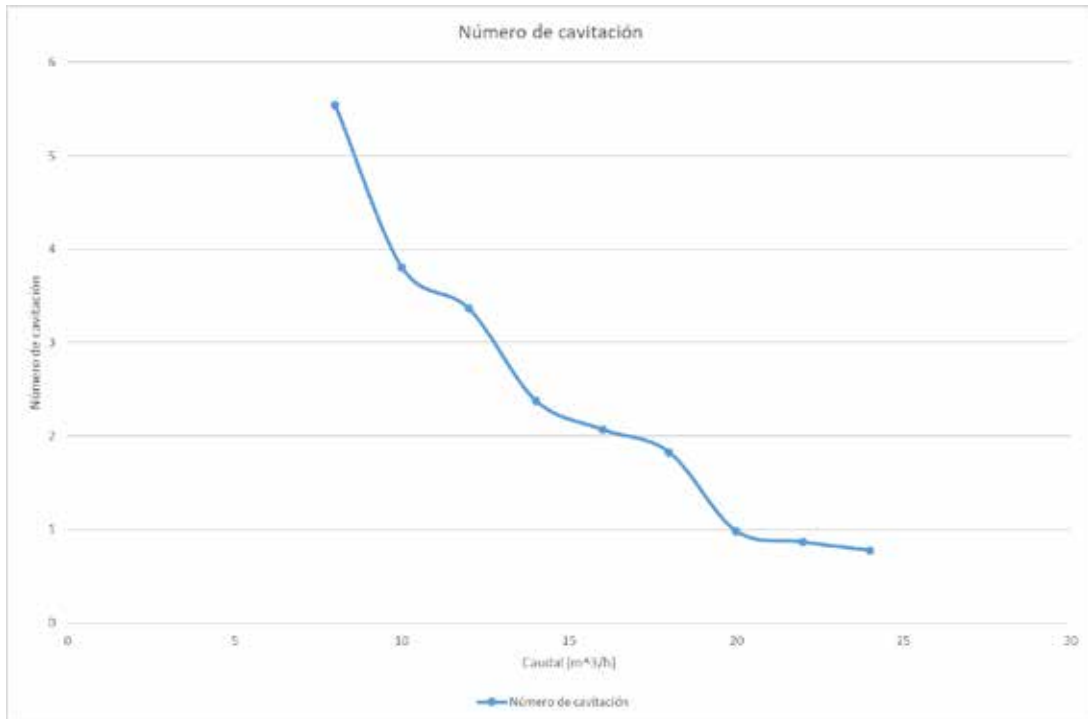
La figura 46 representa la máxima fracción de volumen de vapor en todo el dominio de la bomba. Se observa en la gráfica que el aumento de fracción de vapor no es función del caudal ni del aumento de presencia de cavitación, esto tiene sentido, ya que solo representa la máxima fracción de volumen de vapor de agua en los elementos finitos, la cual puede ser alta o baja sin ser influenciado por la extensión de volumen de la bomba cavitado.



Gráfica 6 volumen cavitado en la bomba para los caudales simulados.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

La figura 47 muestra la cantidad de volumen en la cual se presenta una fracción de vapor mayor al 0,1% en m^3 . Si bien se aprecia un aumento en función del caudal, como en la figura 46, su comportamiento es un poco distinto, en este caso se observa un aumento menos constante, con una diferencia un tanto pequeña en los caudales bajos, como lo son $8 m^3/h$ y $10 m^3/h$, pero a medida de que aumenta el caudal, aumenta también la diferencia de volumen cavitado entre los mismos, siendo la diferencia más grande la que existe entre los caudales de $22 m^3/h$ y $24 m^3/h$.

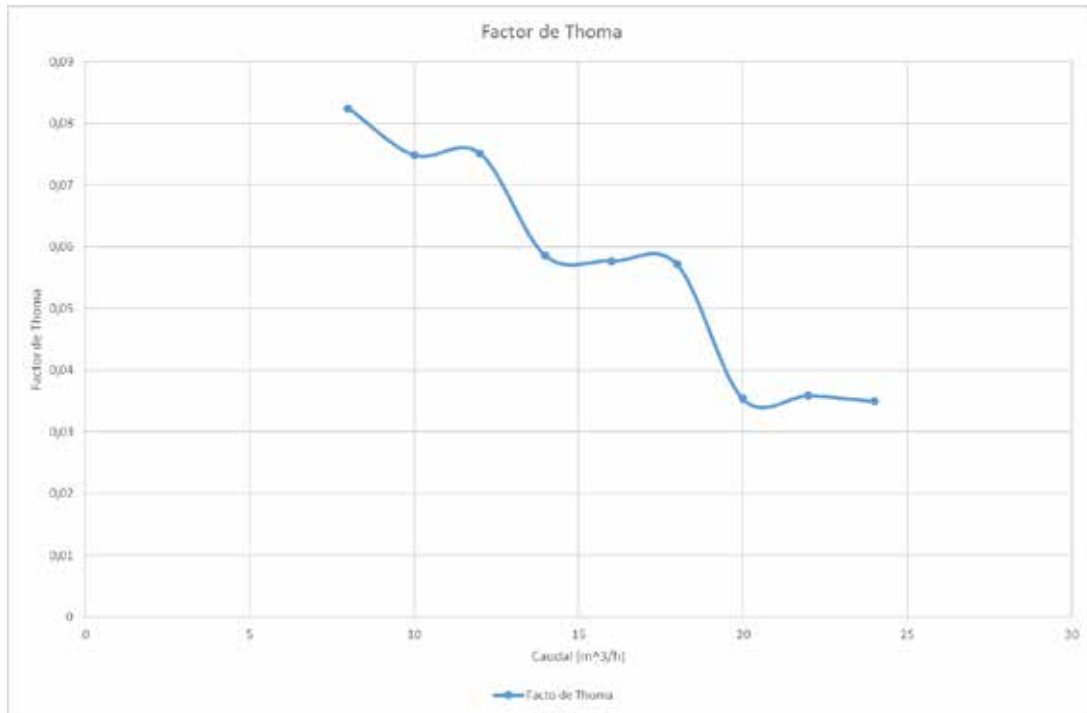


Gráfica 7 Número de cavitación para los caudales simulados.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

El número de cavitación es una relación entre la diferencia de presión absoluta en un punto del fluido y su presión de vapor con la energía cinética por volumen de flujo. Normalmente su uso es para la detección de posibilidad de cavitación en un punto específico, en nuestro caso el punto es la entrada de la bomba. Mientras menor sea el resultado, más propensa será la bomba a cavitación, debido a que la presión se encuentra más cerca de la presión de vapor. Por tomar la presión en la entrada de la bomba, ninguno de nuestros resultados dieron negativos, lo que es lógico debido a que en la entrada de la bomba no existe presencia de burbujas de vapor, sin embargo se observa que a medida de que aumenta el caudal, este valor tiende a ser menor, por lo cual se pueden deducir que debido a que en la entrada del álabe existirá siempre una caída de presión, mientras este valor sea menor en la entrada de la bomba, requerirá una caída de presión menor para mostrar el fenómeno de cavitación. También se

puede intuir que de seguir aumentando el caudal de la bomba este fenómeno se extenderá hasta la entrada de la bomba.



Gráfica 8 Resultados del factor de Thoma para los caudales simulados.

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

La figura 49 muestra el factor de Thoma en función del caudal, este es un factor adimensional que relaciona la diferencia de presión en un punto con la presión de vapor y la diferencia de presión de salida con la presión en dicho punto. En nuestro caso se seleccionó la entrada como el otro punto para medir la presión. Se observa como al aumentar el caudal este factor disminuye, por lo tanto, mientras menor sea el factor de Thoma, mayor será la posibilidad o la presencia de cavitación.

4.4.4. Simulación de la bomba a 1750rpm

Para verificar la influencia de los rpm en el fenómeno de cavitación se realizaron simulaciones con caudales y Presiones de entrada iguales a las simulaciones ya realizadas con 3500rpm, pero esta vez a 1750rpm, bajo iguales condiciones y parámetros de diseño, con la única diferencia de que los rpm se

redujeron a la mitad ya que es otro valor comercial y el timescale o escala de tiempo, que también es función de la velocidad angular.

La siguiente tabla muestra los datos de las simulaciones realizadas a 1750rpm, con 3 valores de caudales de referencia los cuales fueron 8m³/h, 12m³/h y 16m³/h.

Tabla 5: Condiciones de borde para realizar las simulaciones a 1750rpm.

Q (m ³ /h)	Flujo másico (kg/s)	Presión de entrada condición de borde (Pa)
8	2,2155	-31043,2
12	3,3233	-36101,9
16	4,4311	-51861,5

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Las graficas de RMS e imbalance se encuentran en la sección de apéndice, todas estas lograron la convergencia en menos de 500 iteraciones, lo cual confirma la veracidad de los resultados.

En las simulaciones pertenecientes a estas pruebas a 1750RPM se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 6: Resultados de las simulaciones a 1750rpm (1/2).

Q (m ³ /h)	Ps (Pa)	Pd (Pa)	Presión máxima (Pa)
8	70472,15	275532,5	276170
12	65317,45	259693	261066
16	49522,1	211242,5	225150

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Tabla 7: Resultados de las simulaciones a 1750rpm (2/2).

Q (m ³ /h)	Max Fracción de vapor	Velocidad media Inlet	Velocidad Media Outlet	Volumen cavitado (m ³)
8	0,307854	3,343665	1,69389	2,18347E-08
12	0,405202	4,23153	2,546375	7,93447E-08
16	0,780766	5,122105	3,366225	7,35036E-07

Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

Y al igual que con los resultados a 3500rpm se calculó el número de cavitación y el factor de Thoma, los valores obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

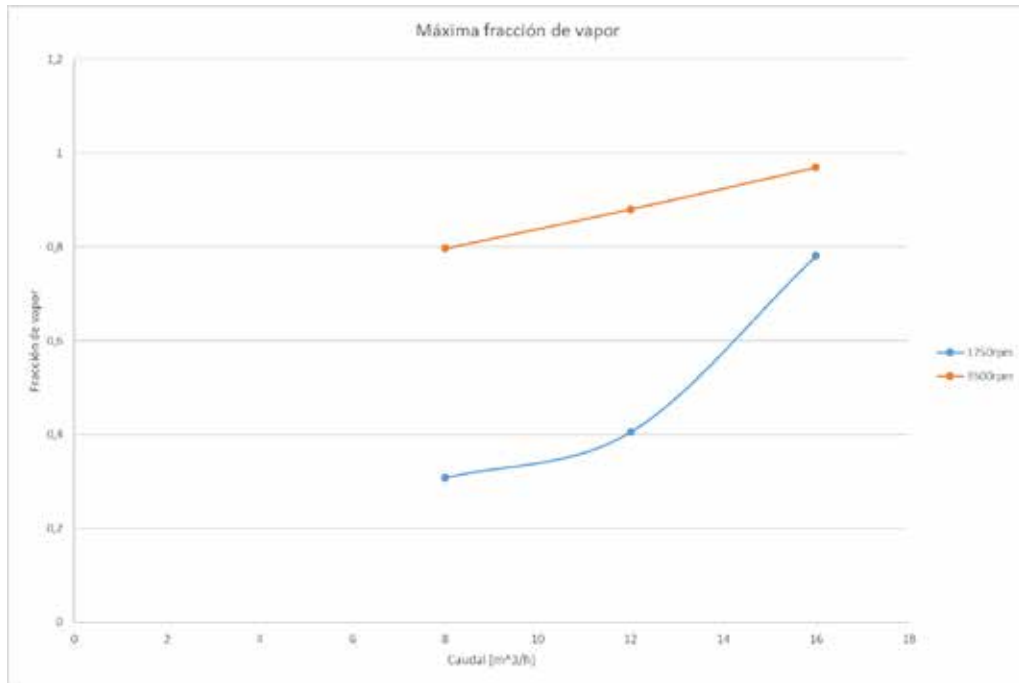
Tabla 8: Resultados del número de cavitación y factor de Thoma a 1750rpm.

Q (m ³ /h)	Numero de cavitación	Factor de cavitación de Thoma
-----------------------	----------------------	-------------------------------

8	12,07606259	0,328211914
12	6,962592684	0,319734401
16	3,544194967	0,286625559

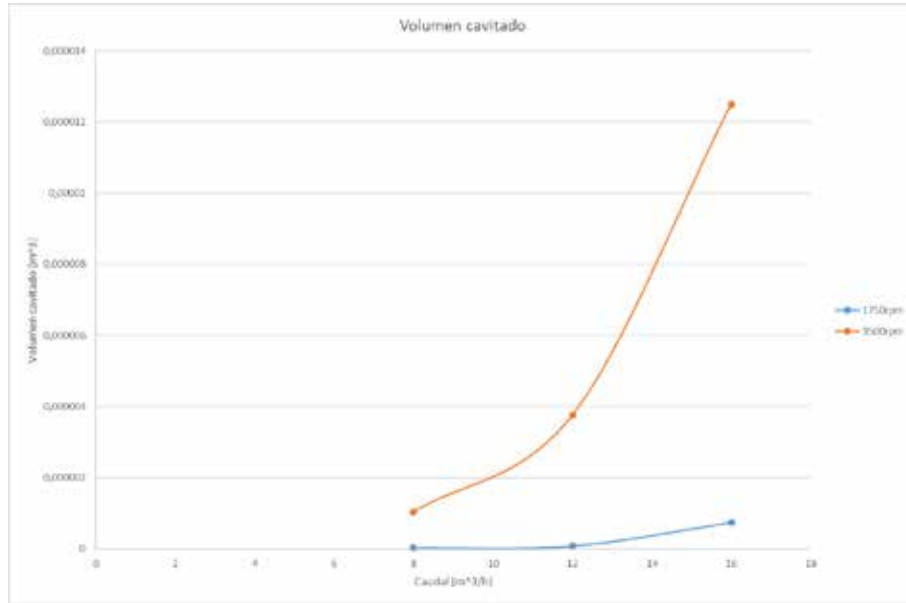
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

A continuación, se muestran las gráficas comparando los resultados obtenidos con las simulaciones a 3500rpm con las realizadas a 1750rpm

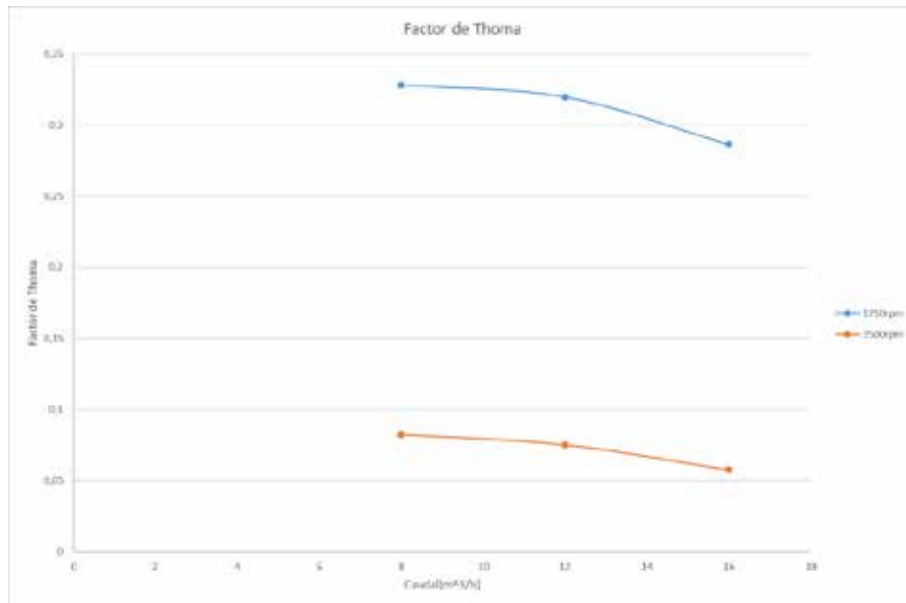


Gráfica 9 Comparación de fracción de vapor entre 1750 y 3500rpm.

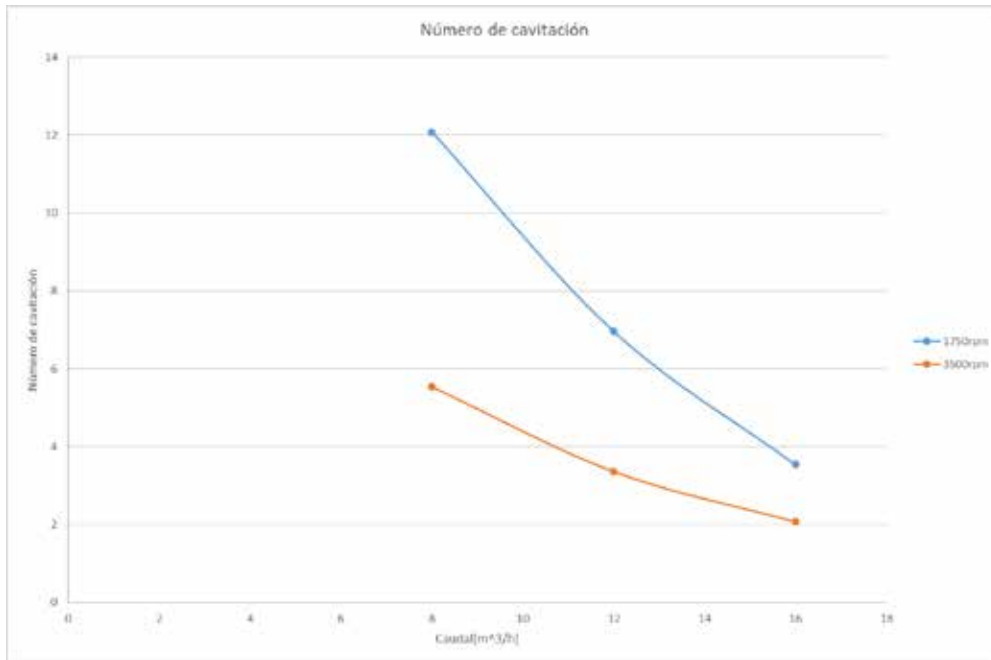
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Gráfica 10 Comparación de volumen cavitado entre 1750 y 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Gráfica 11 Comparación de factor de Thoma entre 1750 y 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Gráfica 12 Comparación entre número de cavitación entre 1750 y 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

En todas las gráficas se observa claramente como para los tres caudales simulados a 1750rpm la bomba cavita menos, y los indicadores de cavitación, como el número de cavitación y el factor de Thoma, también reflejan el hecho de que la bomba a mayores rpm es más propensa a cavitar. Sin embargo, es interesante destacar el hecho de que en la gráfica del número de cavitación los resultados obtenidos para la bomba a 1750rpm se acercan a gran velocidad a los de la bomba que gira a 3500rpm, esto podría indicar que a pesar de que a estos caudales la bomba a 1750rpm cavita menos, es posible que a caudales mayores se igualen las cantidades de vapor de agua presentes en ambas bombas.

CONCLUSIONES

La utilización del software de diseño CFTurbo facilita la realización del modelo 3D basados en los parámetros de trabajo de la turbomáquina que se desea modelar. Esto también disminuye la posibilidad de errores.

La aparición del fenómeno de cavitación está claramente relacionado a la presión de entrada de la bomba y al flujo másico.

El cálculo del número de cavitación es una buena forma de predecir si dados ciertos parámetros de entrada y salida existirá cavitación en la bomba.

El factor de Thoma puede ser utilizado de la misma manera que el número de cavitación, para predecir la presencia o no de cavitación para una presión en específico.

Es evidente que al disminuir la presión de entrada existirán más posibilidades de presencia de cavitación, debido a esto, todos los factores que intentan predecir la aparición del fenómeno están basados en relación de presiones de entrada y presión de vapor del fluido.

Como era de esperarse la máxima fracción de volumen tiene a uno (1), que sería el momento en el cual el elemento finito en el punto de mínima presión contiene únicamente vapor de agua, pero esta no guarda relación con el aumento de caudal o la reducción de presión de entrada.

La forma de la voluta y el difusor y la posición del álabe influyen también en la cantidad de vapor de agua generado por el fenómeno de la cavitación, se puede observar cómo mientras más se acerca el impulsor a una zona en la cual existe más espacio entre el impulsor y la voluta se genera mayor cantidad de burbujas de vapor, esto puede estar relacionado a que en estos lugares existe una mayor área de baja presión, que es la principal causa de la aparición de las burbujas de vapor.

Debido a que las condiciones de borde utilizadas para la realización de estas simulaciones siempre generaban una presión menor a la presión de vapor en algún punto de la bomba no se pudo concluir si es recomendable utilizar este método para definir caudales máximos y mínimos de un sistema de bombeo, por lo tanto, se recomienda la realización de simulaciones con otra bomba y condiciones de bordes conocidas para verificar la confiabilidad del programa en este aspecto.

Mientras más se aumenta el caudal, más difícil se convierte la convergencia y requiere de más iteraciones o mejores condiciones de borde para obtener resultados, esto se debe a que la presencia de vapor de agua dificulta la resolución de las ecuaciones de masa y momento.

Si se disminuyen los rpm y se mantienen los valores de presión de entrada y caudal, se observa una reducción de la cavitación de la bomba. Esto se debe a que al reducir los rpm de la bomba la caída de presión a la entrada del álabe es menor y por lo tanto es más difícil que alcance la presión de vapor, que es una condición necesaria para la generación de la burbuja.

RECOMENDACIONES

En el momento de la exportación del modelo 3D se debe tener bien en cuenta que elementos se desean exportar dependiendo de la aplicación, ya sean los dominios fluidizados, el modelo físico con o sin extensiones, configuraciones CFD, entre otros elementos que pueden ser seleccionados para ser exportados.

La definición de las condiciones de borde es de vital importancia para los resultados de la simulación, ya que influirán en gran medida en los resultados. Debido a esto es recomendable tener unos valores de condición de borde previamente estudiados antes de la realización de las simulaciones.

Es recomendable calcular y tener en cuenta los errores numéricos que puede generar la simulación, principalmente los errores de truncamiento, los cuales pueden ser significativo en función de las ecuaciones y el número de iteraciones realizadas. Para ayudar a solucionar estos errores, se recomienda realizar varias simulaciones, para definir condiciones iniciales más cercanas a las reales, esto ayuda a reducir el número de iteraciones para conseguir resultados y así bajar el error de truncamiento.

Al momento de trabajar con multifase se debe tener en cuenta la escala de tiempo o “timescale” que se utilice, ya que al ser más complejas las ecuaciones, esto puede influir en la convergencia de las ecuaciones. Se recomienda utilizar una escala de tiempo física y utilizar un valor en función del sistema estudiado, de no converger la simulación y obtener Gráficas que parecen oscilar, se debe reducir la escala de tiempo y reintentar la simulación, esto podría solucionar el problema. Las características de una escala de tiempo pequeña es una convergencia lenta, por lo tanto, al reducir la escala de tiempo, la simulación tardará más en converger.

Para lograr disminuir los errores por truncamiento es necesario realizar un gran número de simulaciones, debido a que los errores por truncamiento aumentan en

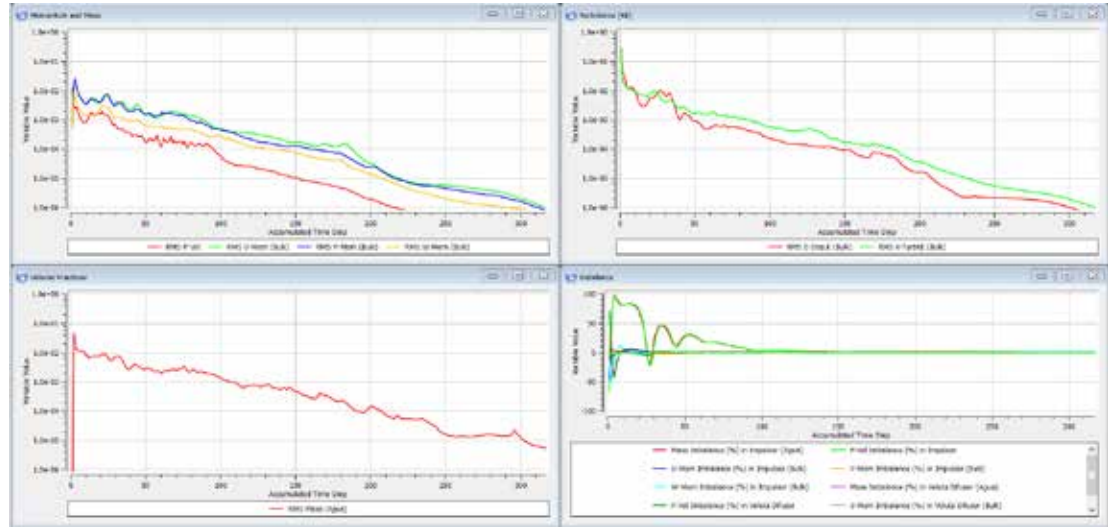
función del número de iteraciones, el procedimiento recomendable es realizar una simulación inicial, leer el valor obtenido en el borde tras la simulación, utilizar este valor obtenido como condición de borde en la siguiente simulación. Mientras menor el número de iteraciones, más precisos los resultados y la condición de borde.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

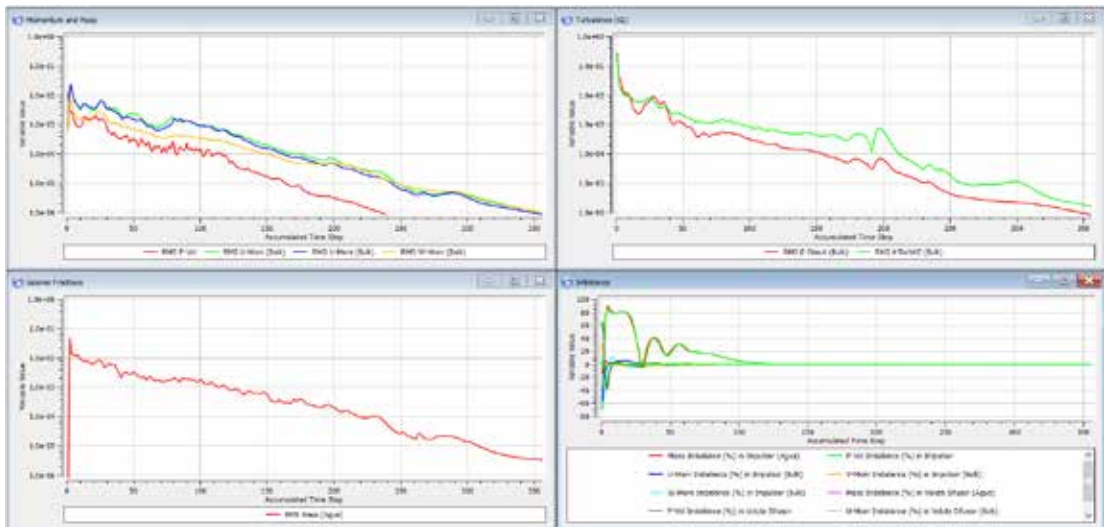
- Araujo, J. 2015. Instrumentación de un circuito hidrodinámico para la observación de la cavitación. Mexico DF.
- Calderón, G. Contreras, R. 2003. Estudio de la cavitación en las bombas centrífugas.
- Castillo G, José. Universidad de Concepción. 2013. Cavitación en bombas centrífugas: su origen y sus efectos.
- Cavitación CFD en una bomba centrífuga. Symposium de cavitación Osaka Japón. 2003.
- Cisneros, B. Cavitación: Un ataque al corazón de las bombas centrífugas.
- Cruz, F. 2013. Tesis de grado “Análisis de las variables de la cavitación en bombas centrífugas horizontales”. Instituto politécnico nacional. Mexico, D.F.
- Ding H, Visser F, Jiang Y, Furmanczyk. M, 2009. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications.
- Duarte, A y Montevideo, N. 2011. Análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga.
- Ferziger, J. y Peric, M. 2002. Computational Methods for fluid dynamics, tercera edición.
- Finol, M. Camacho, H. 2008. El proceso de investigación científica.
- Goncalves, J y Martínez, L. 2010. Análisis numérico del fenómeno de cavitación en el impulsor tipo cerrado de una bomba centrífuga.
- Grundfos, “The centrifugal pump” (primera edición).
- Hernández, R. Fernandez, C. y Baptista L. 2006. Metodología de la investigación.
- Hernández, R. Fernandez, C. y Baptista L. 2010. Metodología de la investigación.
- Herrera, C y Puerto, A. 2016. Estudio de los efectos generados por la variación del número de álabes y el ángulo de descarga en un rodete cerrado de entrada radial.
- Jensen, J. Dayton K. 2000. Detecting cavitation in centrifugal pumps.
- Joel H. Ferziger y Milovan Peric. 2002. Computational methods for Fluid Dynamics.

- Marchegiani, A. 2006. Cavitación. Pùblicaçión de la universidad nacional del comahue, facultad de ingeniería, departamento de mecánica aplicada, laboratorio de máquinas hidráulicas (la. m. hi).
- Mataix, C. 1986. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, segunda edición.
- Mecantech. 2011. Ingeniería mecánica: la cavitación en bombas centrífugas.
- Mejin., G. 2015. Physical modeling of cavitation using an enthalpy based model.
- Mohammed K. Abbas. 2010. Cavitation in centrífugal pumps.
- Montevideo, N. Duarte, A. Caraballo G. 2013. Análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga.
- Palella, S. Martins, F. 2004. Metodología de la investigación cuantitativa.
- Pelekais, C. Finol, M. Neuman, N. Parada, J. 2007. El ABC de la investigación.
- Pérez, R. 2004. Cavitación y materiales de construcción en las bombas centrífugas.
- Shames, I. 1995. Mecánica de fluidos, tercera edición.
- Vargas, S. 2015. Estudio del fenómeno de la cavitación en una bomba centrífuga de 1 hp y su influencia en los parámetros de rendimiento energético en la facultad de ingeniería civil y mecánica.
- Wang, J. 2018. Based cavitation model for a centrifugal pump-rotating corrected.

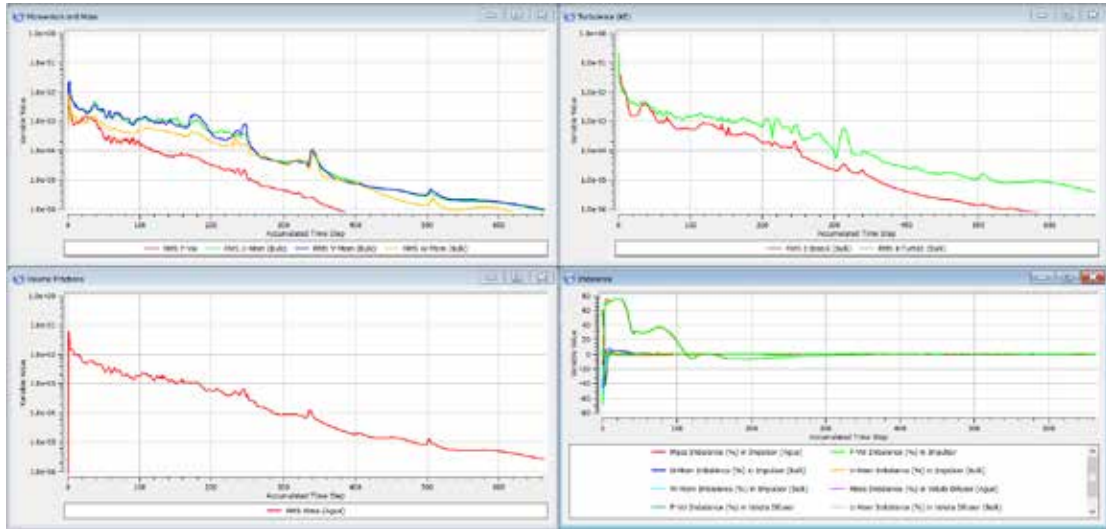
APÉNDICE



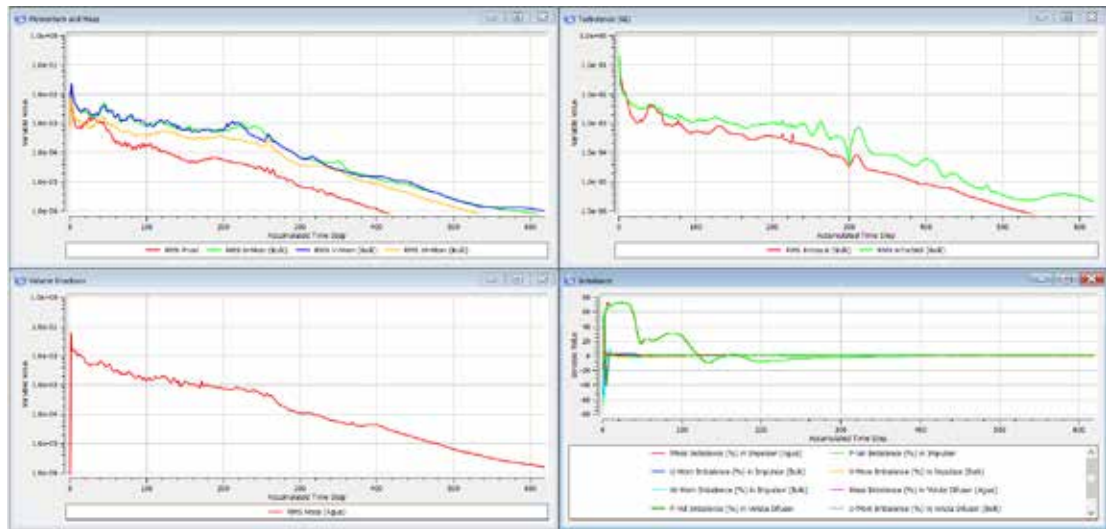
Gráfica 13 RMS e imbalance para $Q=10\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



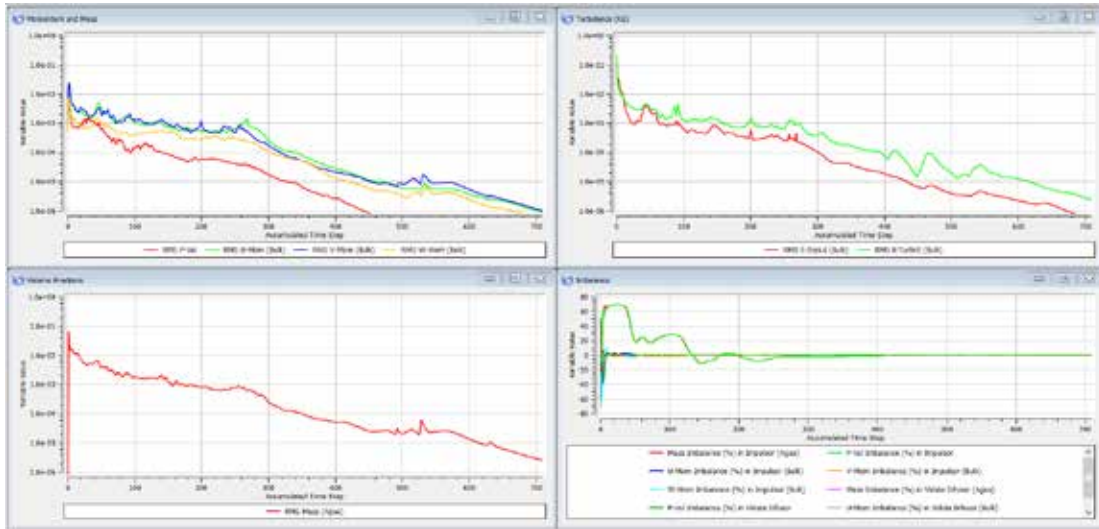
Gráfica 14 RMS e imbalance para $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



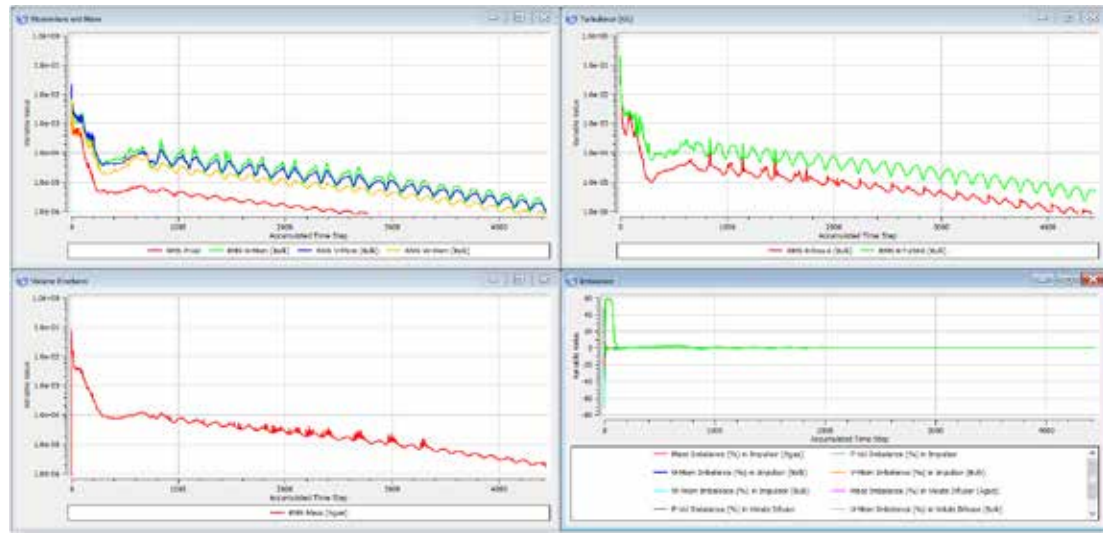
Gráfica 15 RMS e imbalance para $Q=14\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



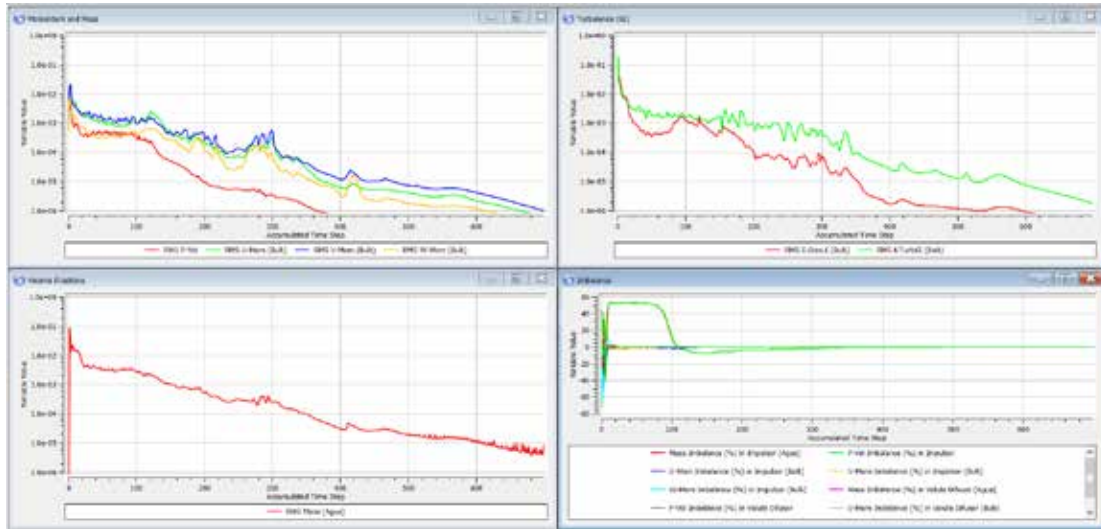
Gráfica 16 RMS e imbalance para $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



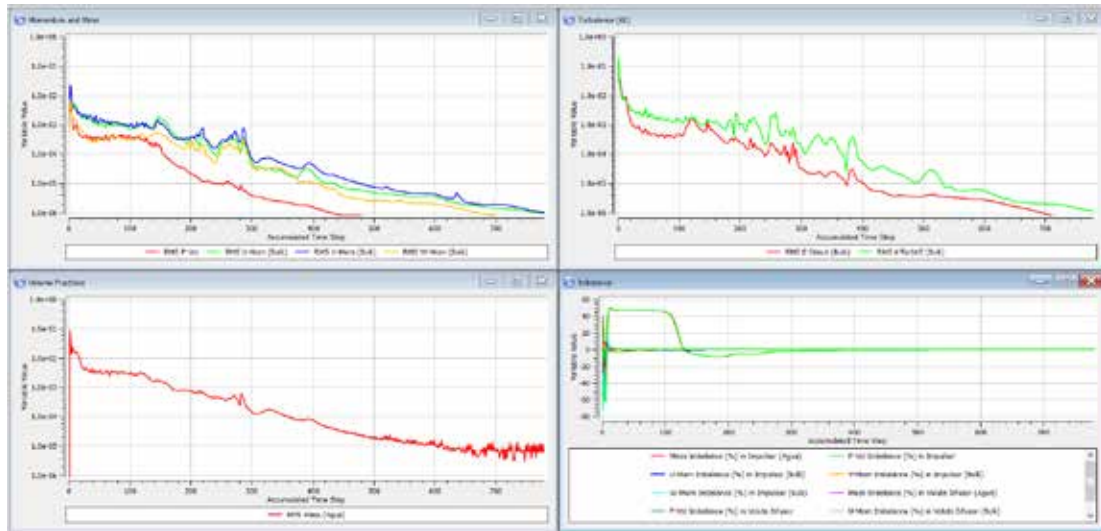
Gráfica 17 RMS e imbalance para $Q=18\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



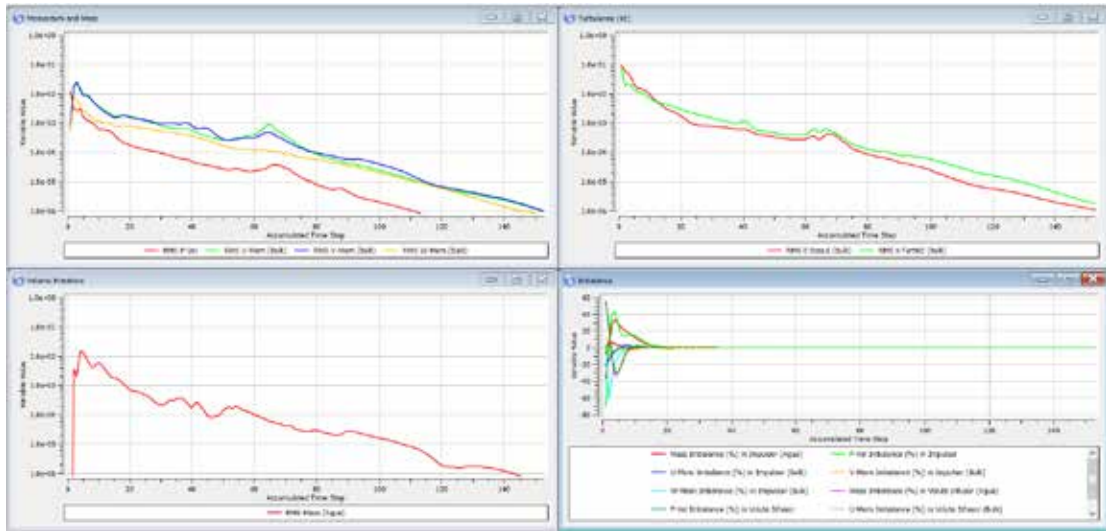
Gráfica 18 RMS e imbalance para $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



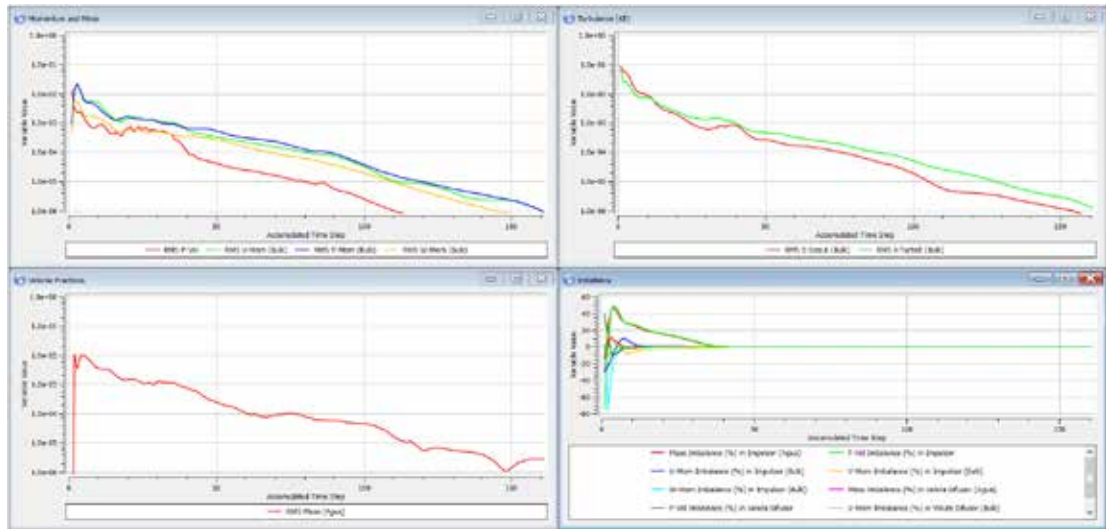
Gráfica 19 RMS e imbalance para $Q=22\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



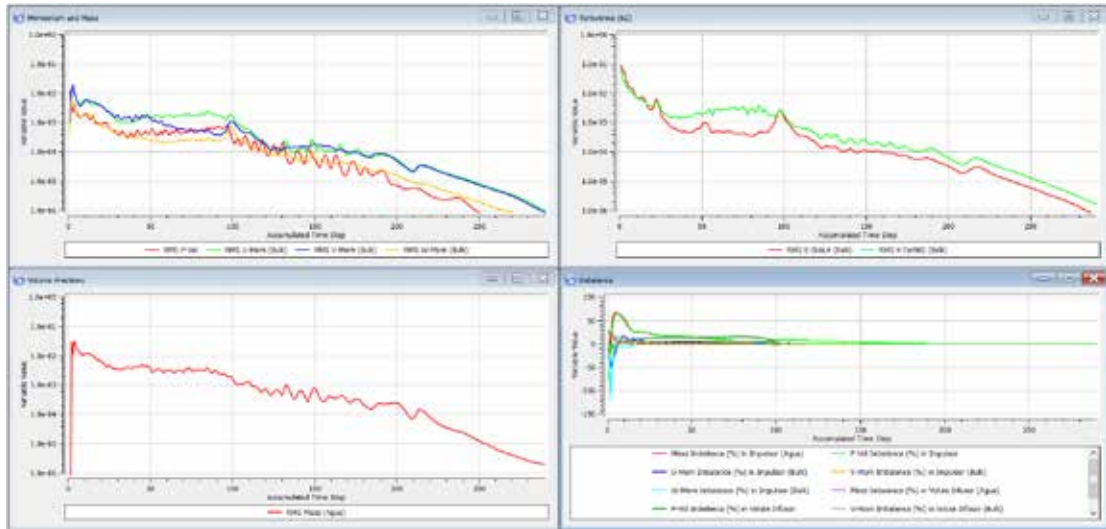
Gráfica 20 RMS e imbalance para $Q=24\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Gráfica 21 RMS e imbalance para $Q=8\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Gráfica 22 RMS e imbalance para $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)



Gráfica 23 RMS e imbalance para $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

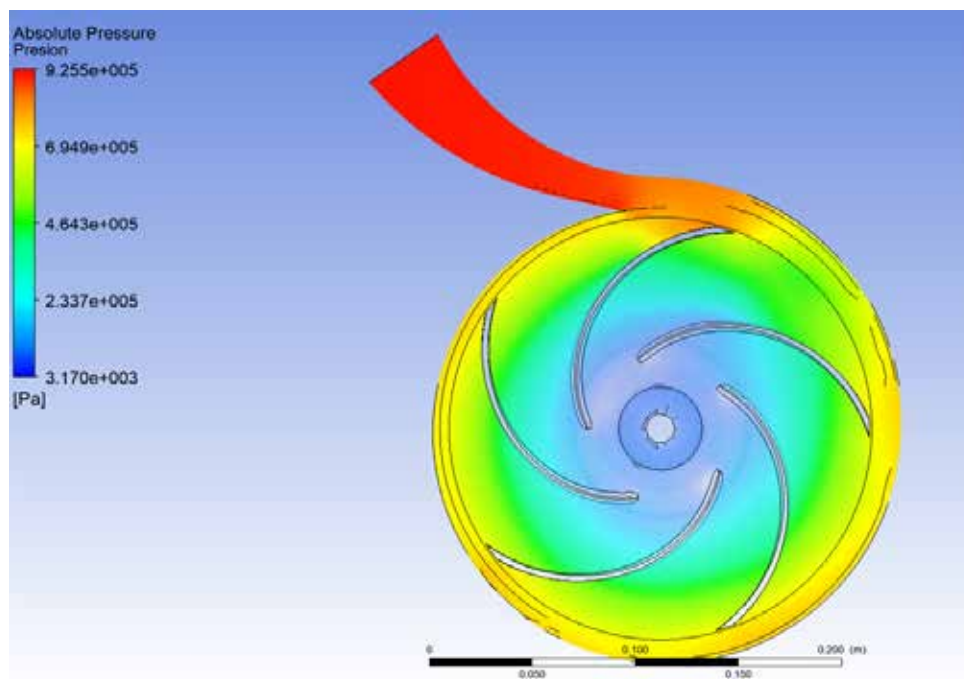


Figura 43: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=8\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

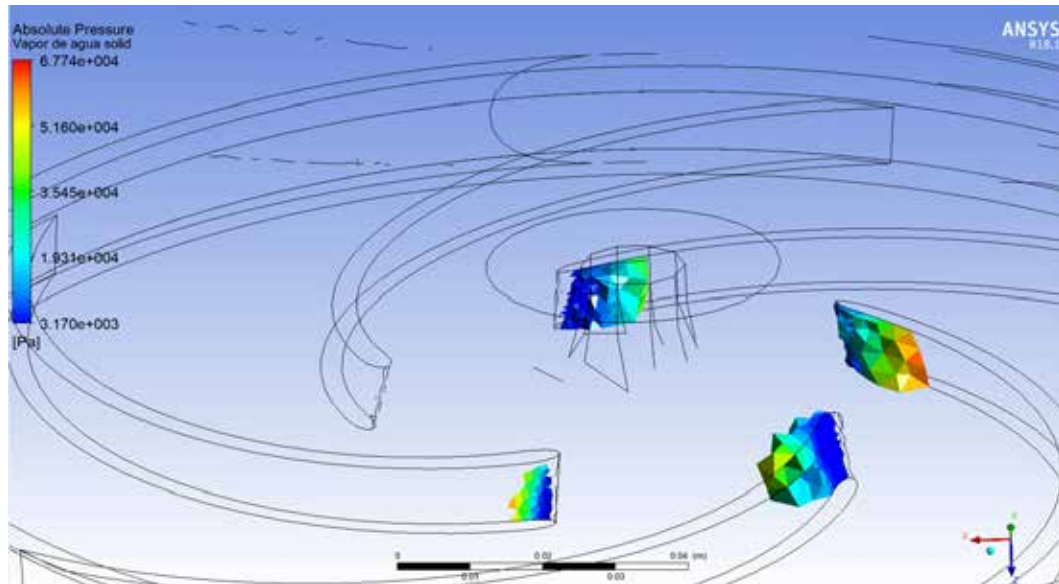


Figura 44: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=8\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

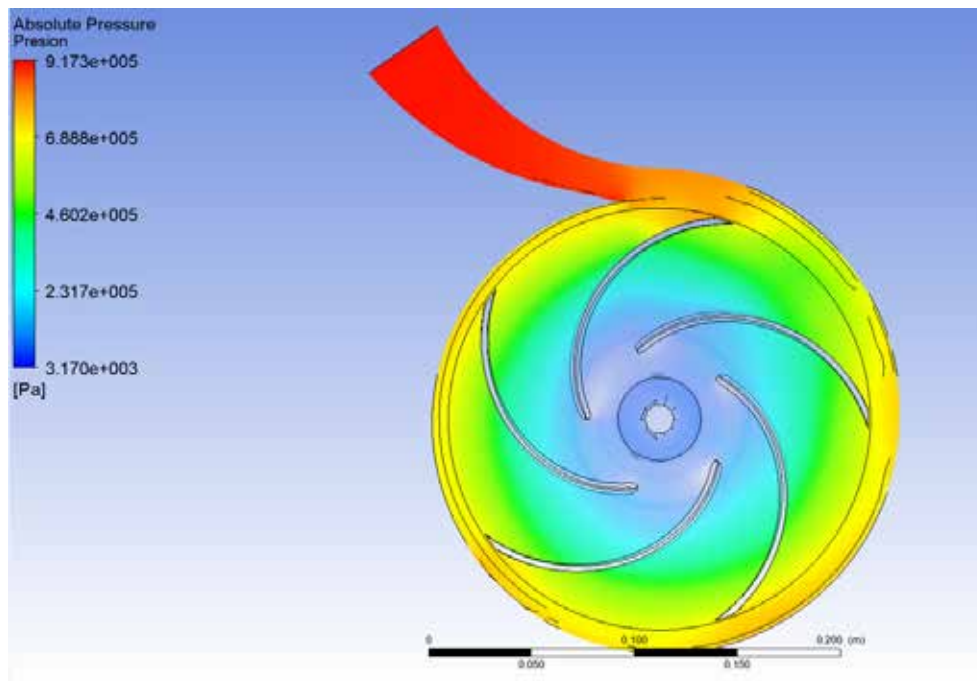


Figura 45: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=10\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

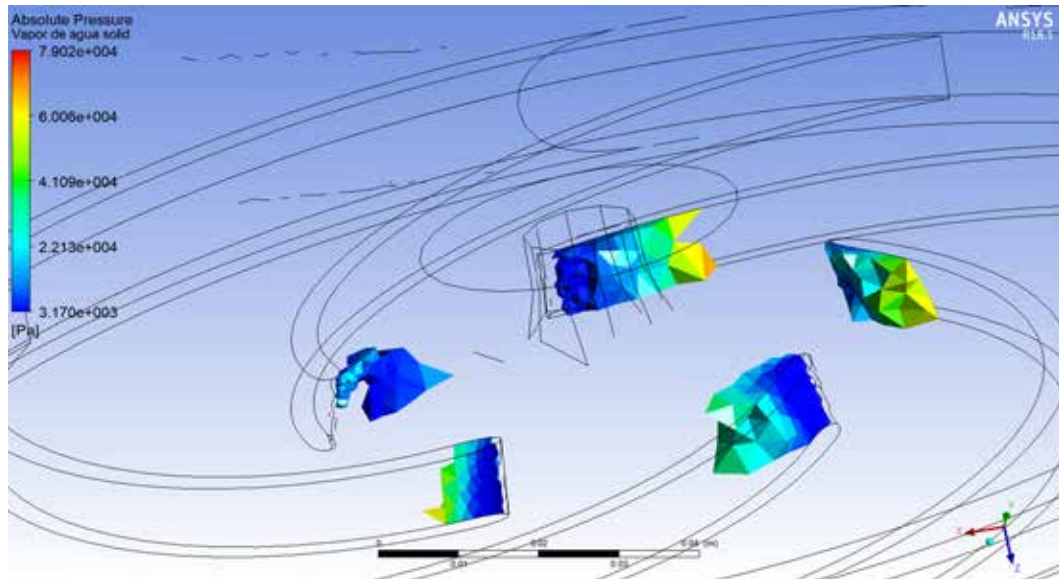


Figura 46: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=10\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

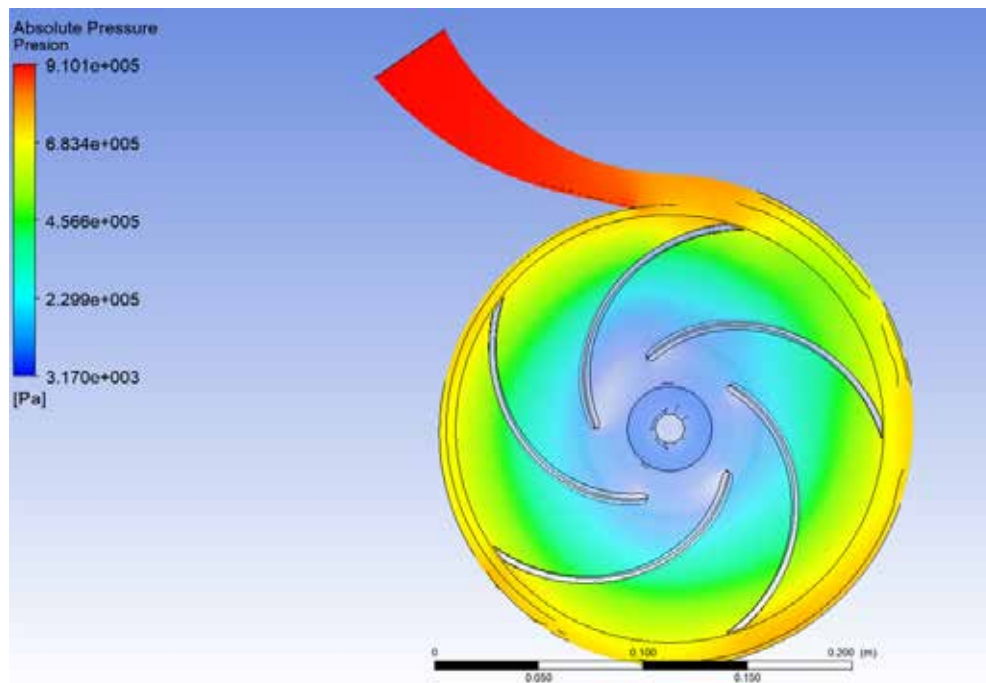


Figura 47: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

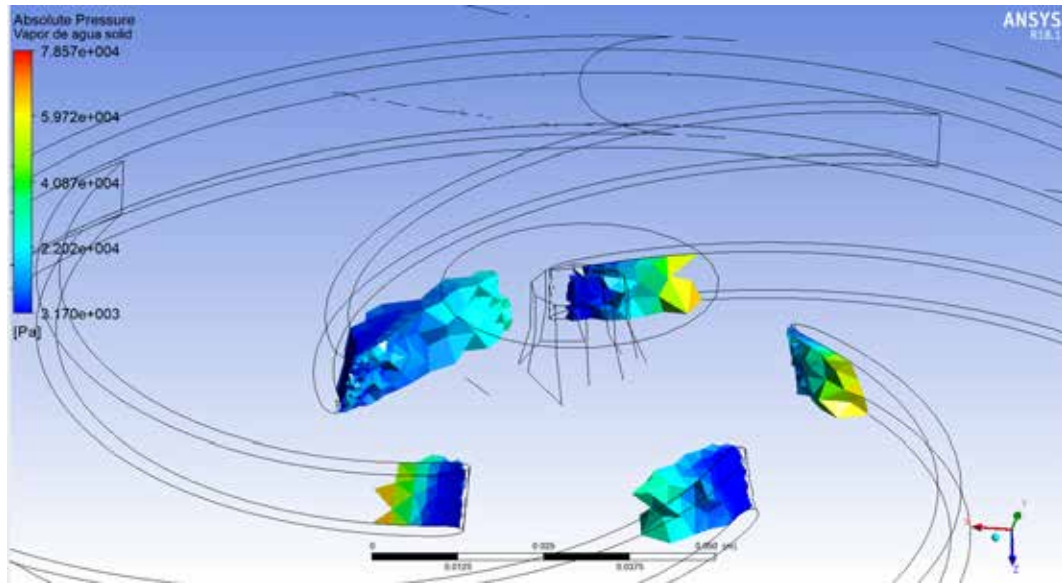


Figura 48: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

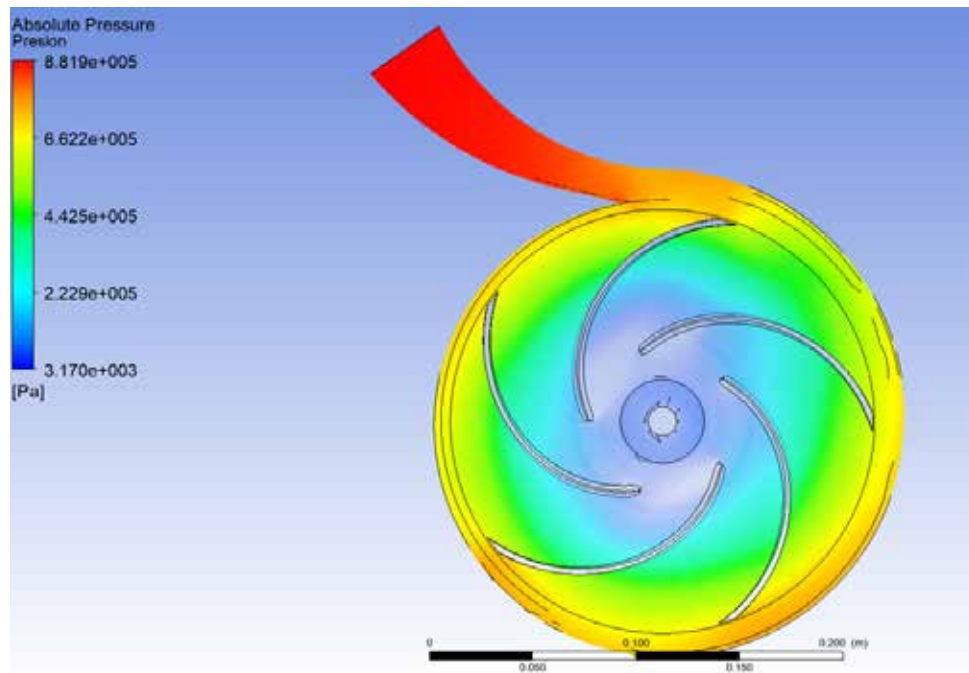


Figura 49: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=14\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

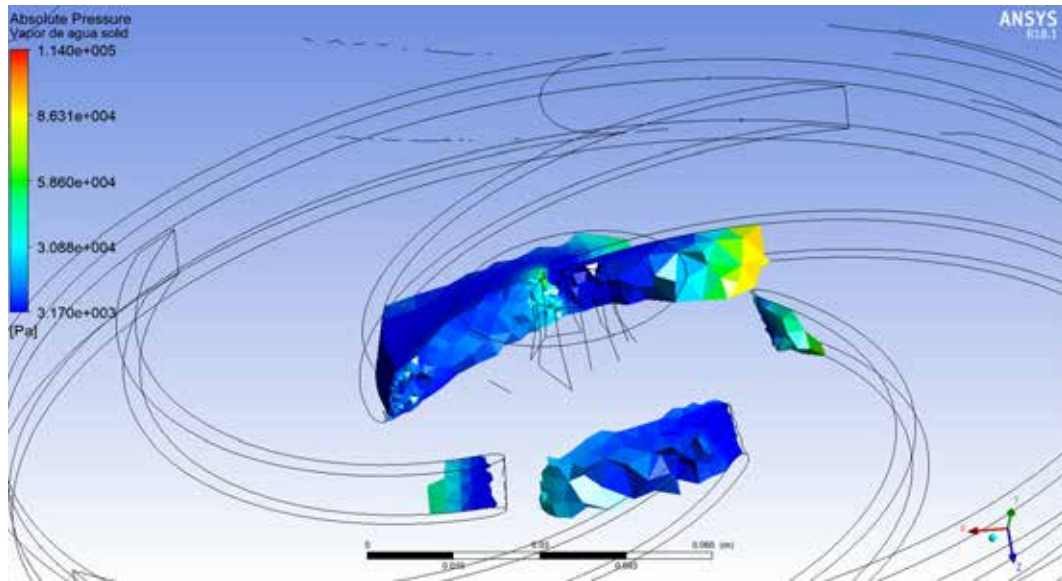


Figura 50: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=14\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

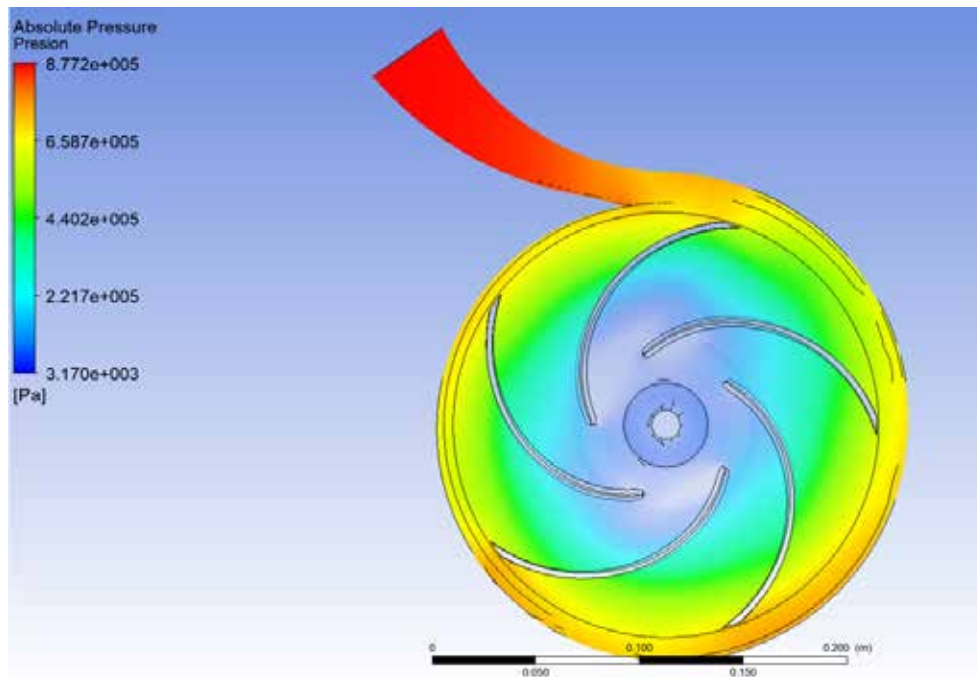


Figura 51: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

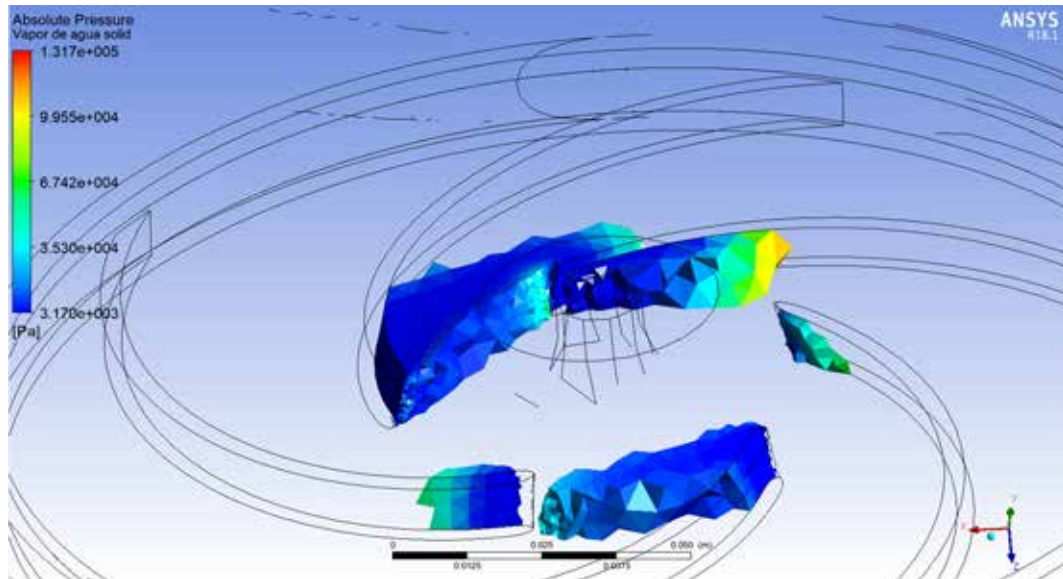


Figura 52: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

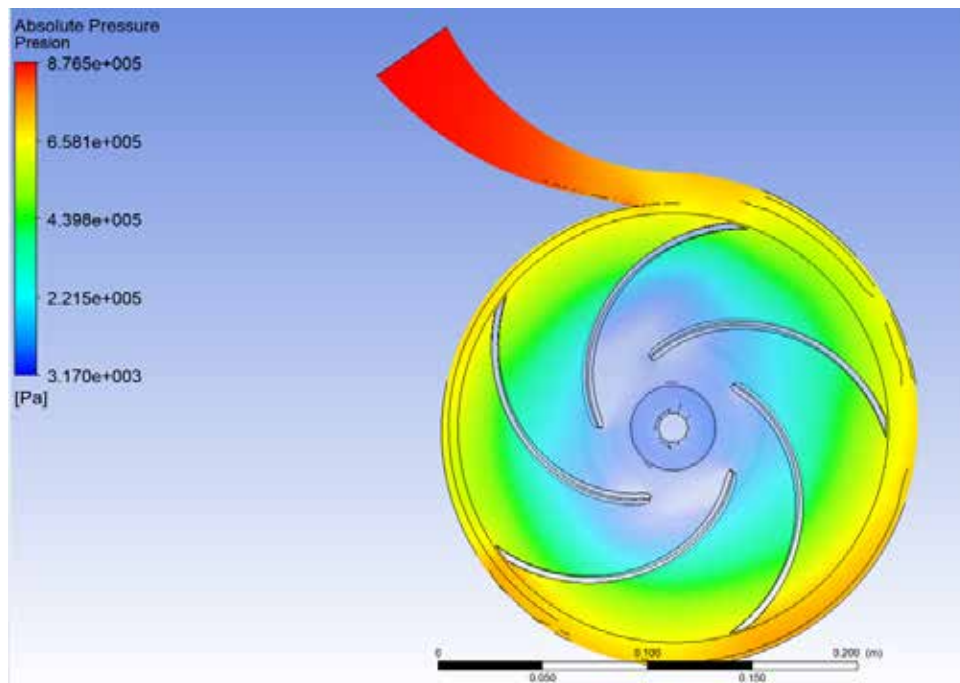


Figura 53: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=18\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

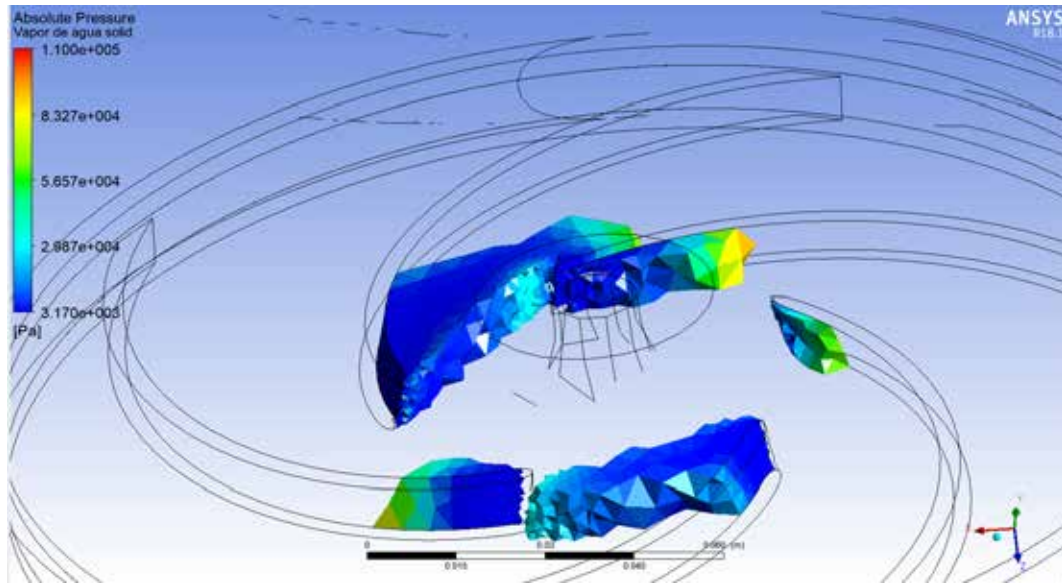


Figura 54: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=18\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

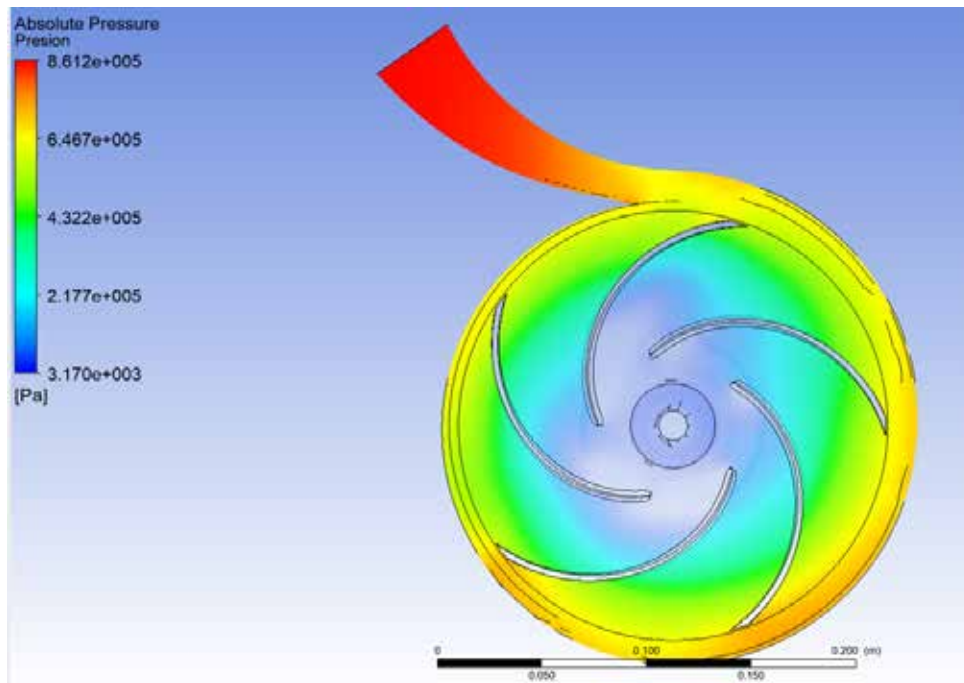


Figura 55: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

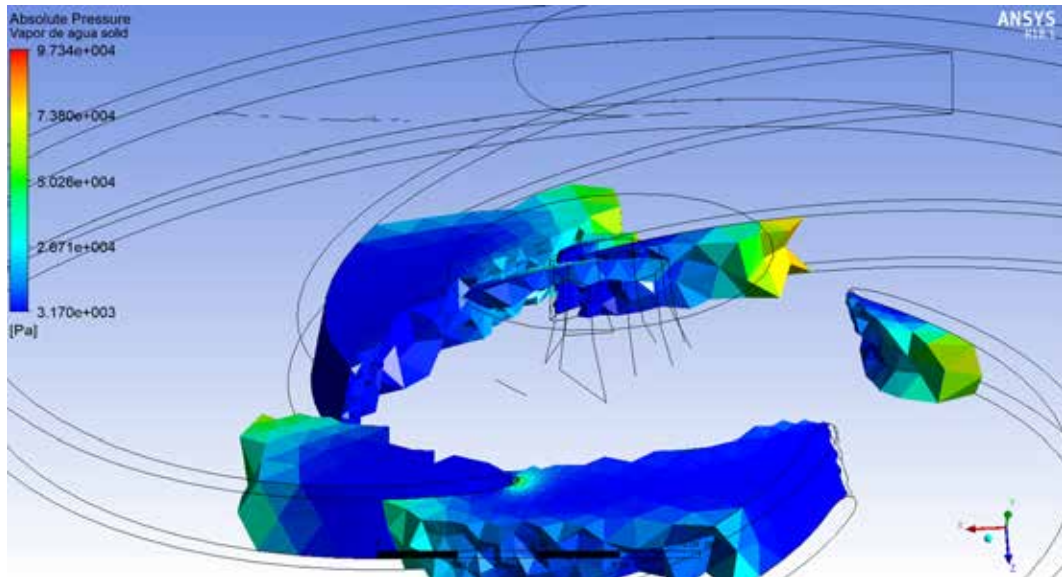


Figura 56: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=20\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

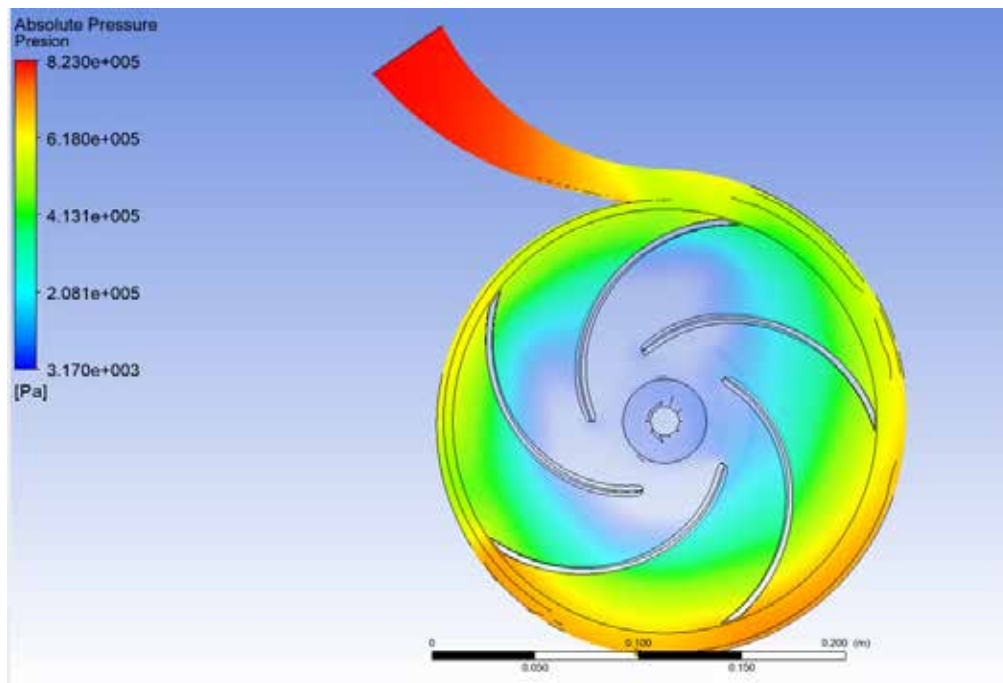


Figura 57: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=22\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

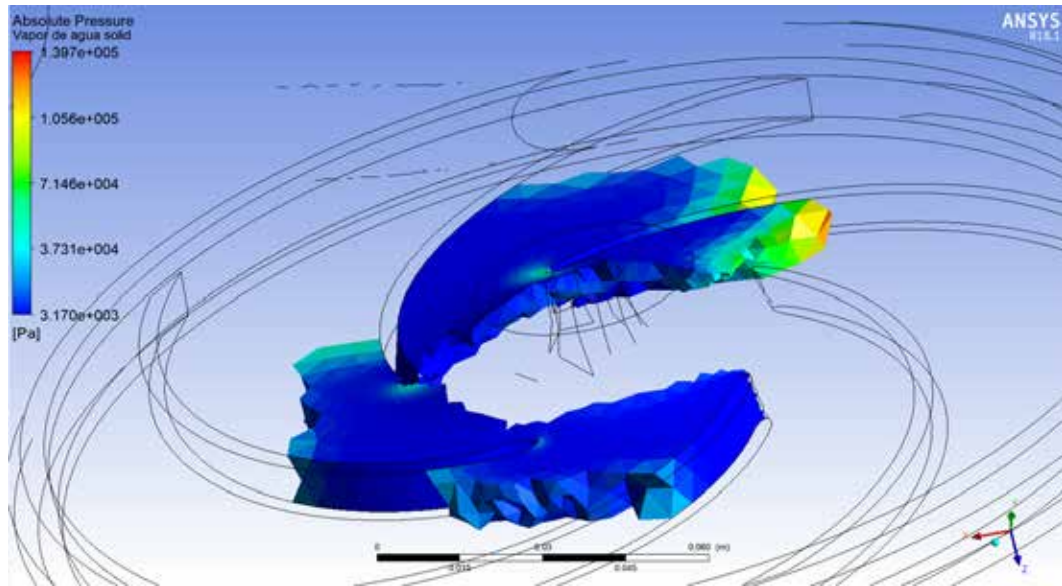


Figura 58: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=22\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

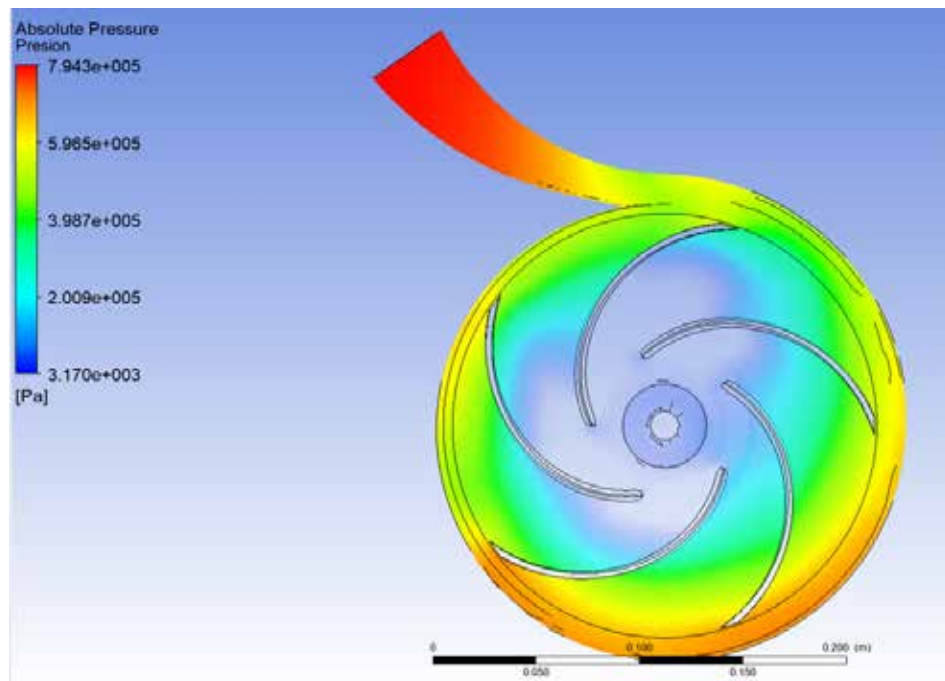


Figura 59: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=24\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

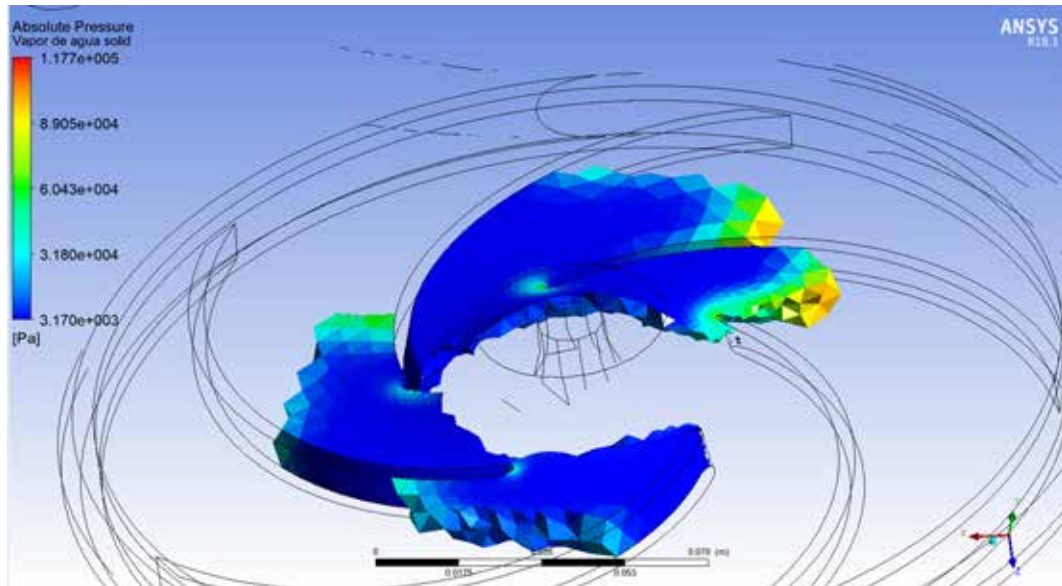


Figura 60: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=24\text{m}^3/\text{h}$ a 3500rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

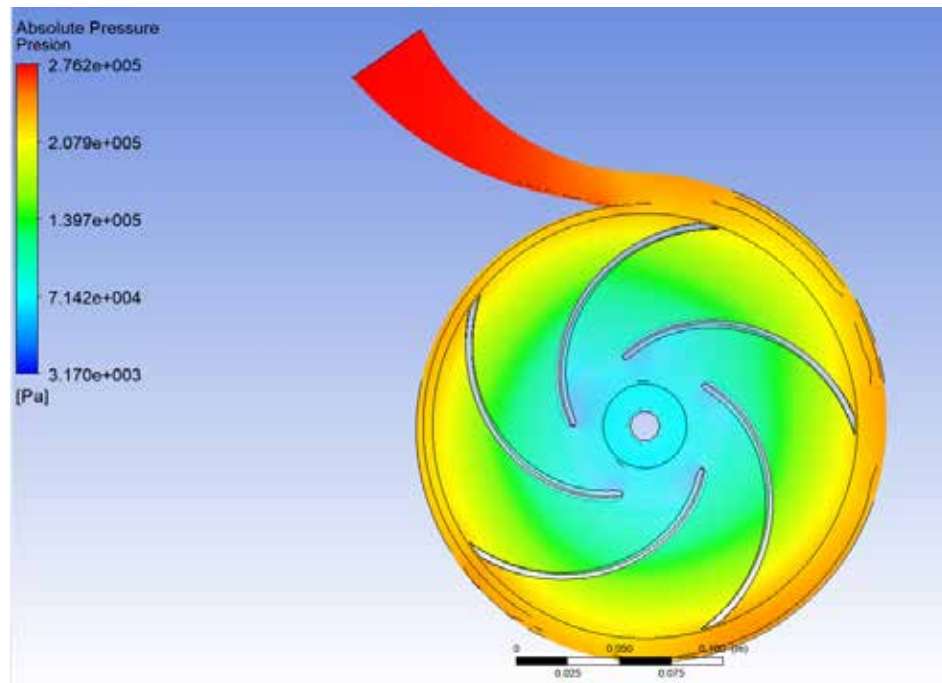


Figura 61: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=8\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

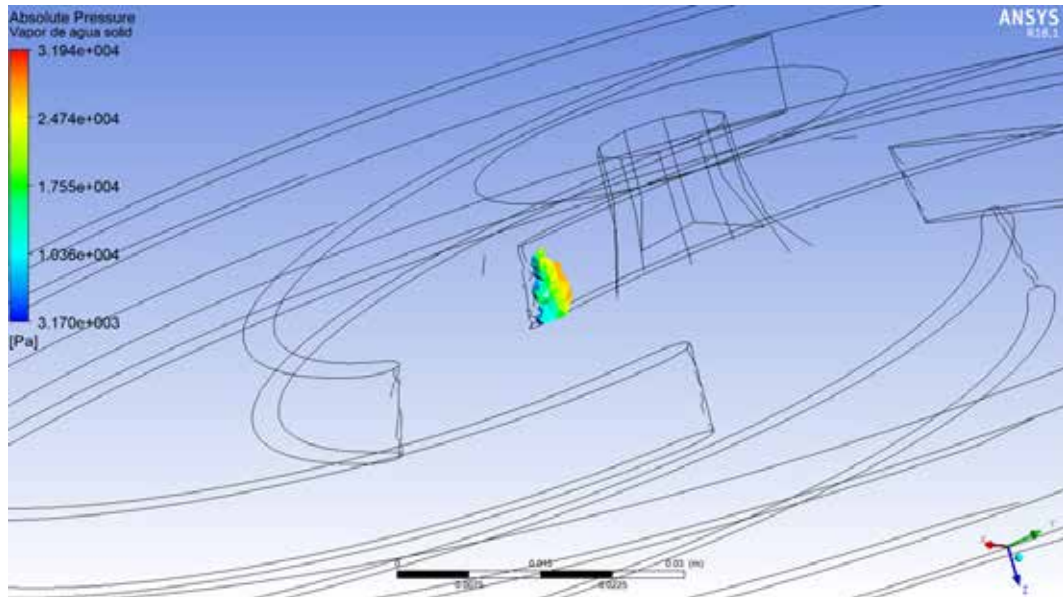


Figura 62: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=8\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

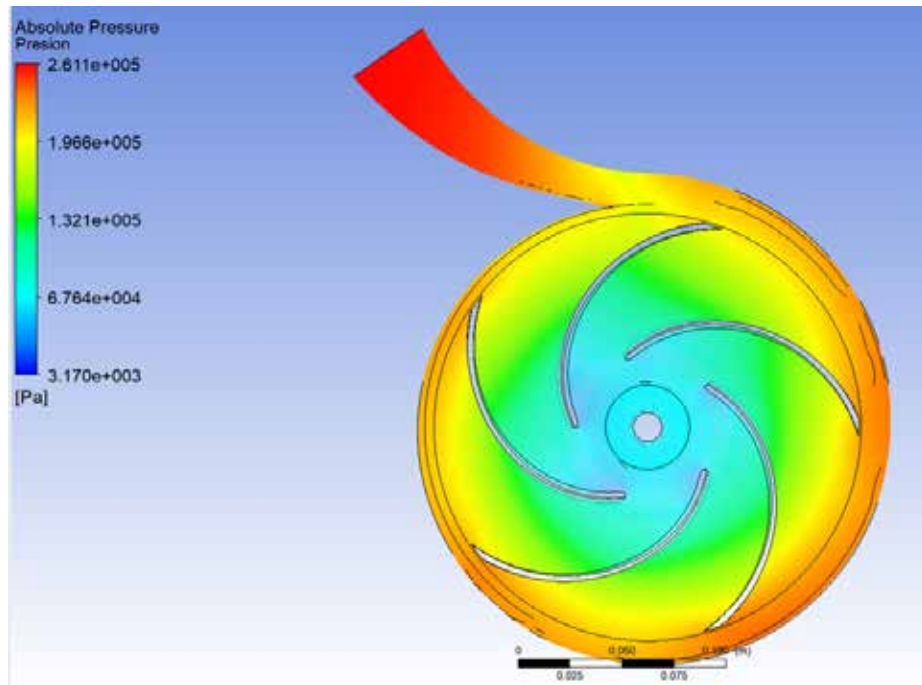


Figura 63: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

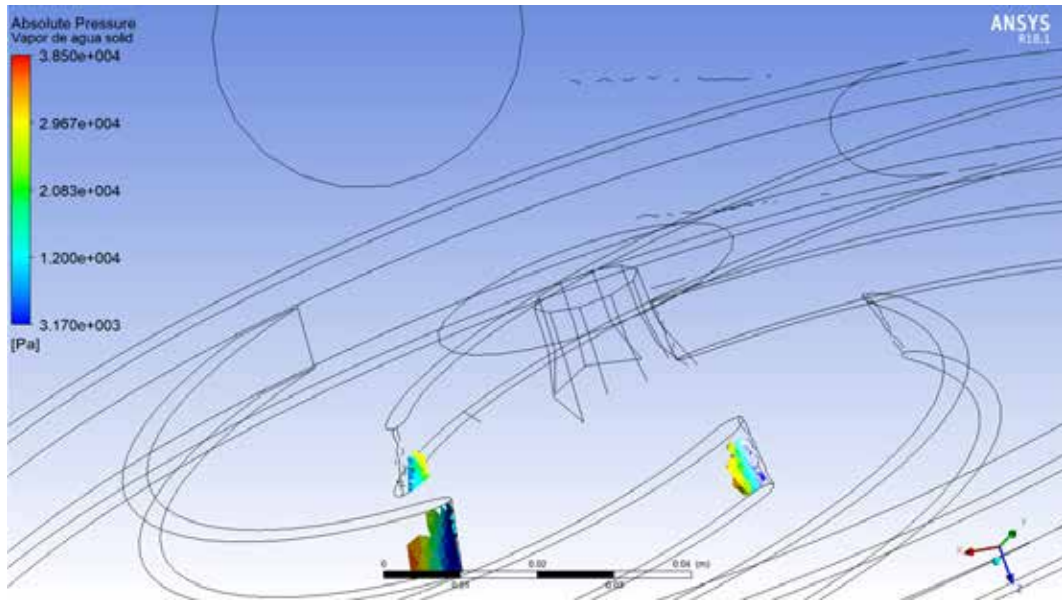


Figura 64: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=12\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

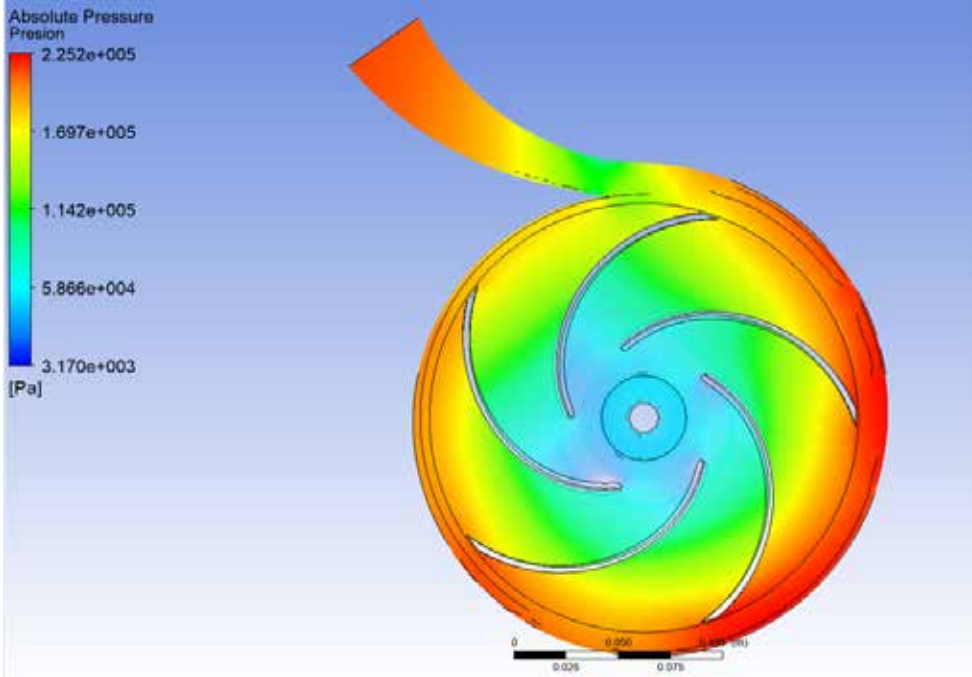


Figura 65: Presión absoluta en todo el dominio de la bomba $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

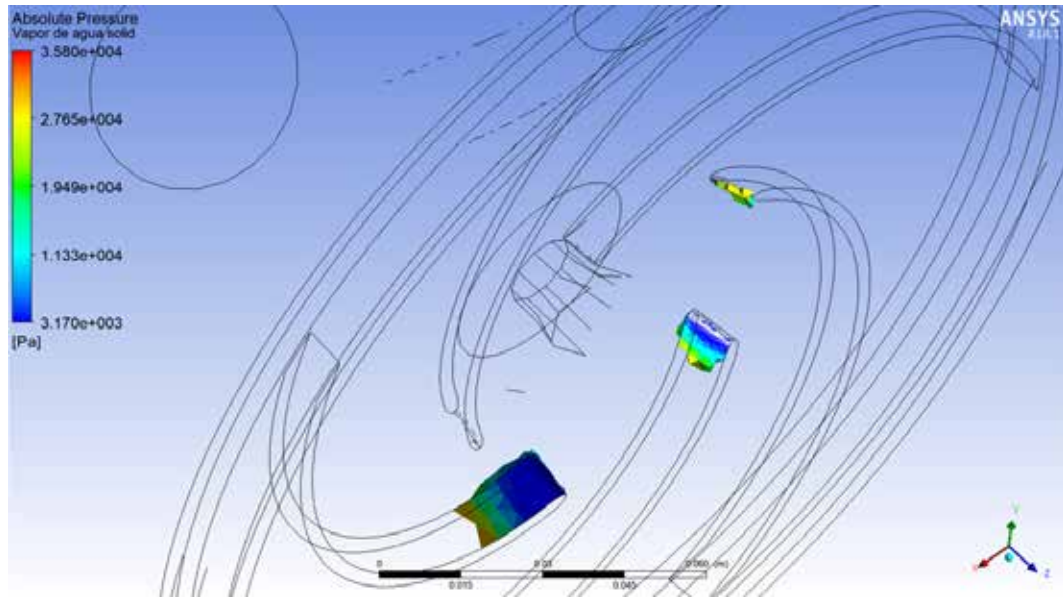


Figura 66: Vapor de agua con valores de presión absoluta, $Q=16\text{m}^3/\text{h}$ a 1750rpm.
Fuente: Fernández y Brizuela (2019)

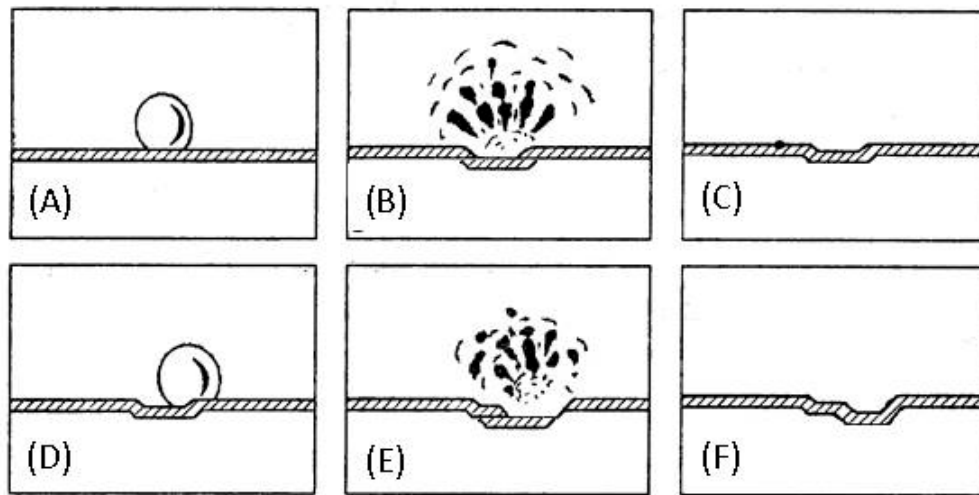
ANEXOS



Impulsor Cerrado 32-200



Presencia de burbujas en la entrada del impulsor



A-) Burbuja de vapor.


B-) Implosión de la burbuja de vapor.

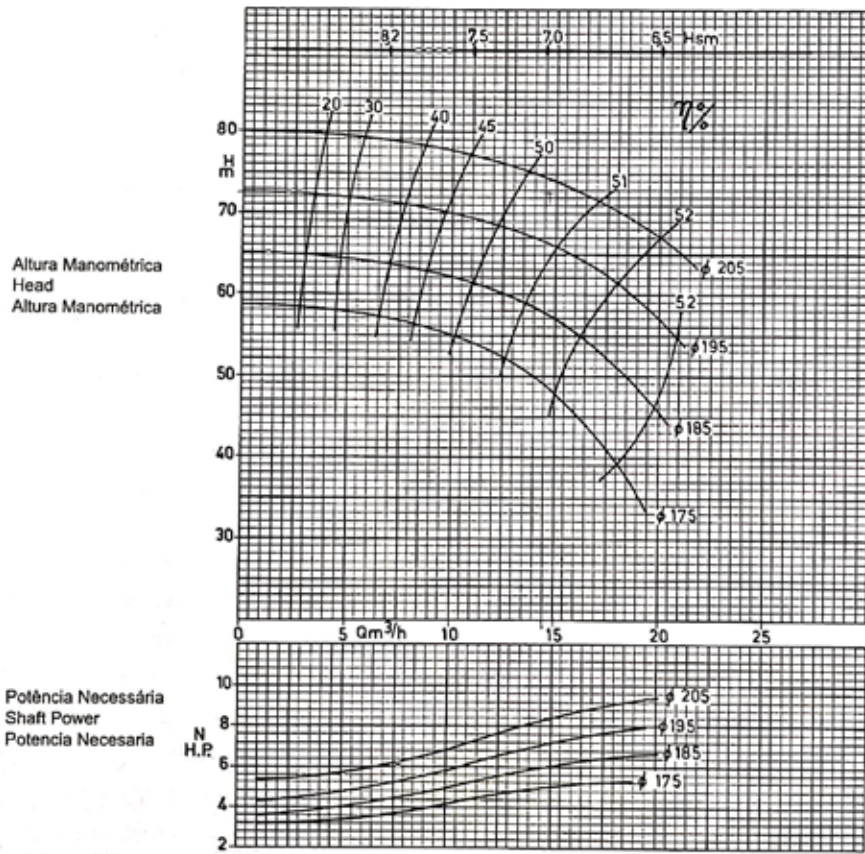
C-) Perdida de material por golpes de chorro de agua a alta velocidad.

D-) Burbuja de vapor siguiente.

E-) Implosión de la burbuja de vapor siguiente.

F-) Perdida mayor de material por chorro de agua a alta velocidad.

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB ETA	Tamanho Size Tamaño	32-20	
Oferta n° Project - No. Oferta - n°	Item n° Item - No. Pos - n°	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal	3500 rpm	



R1150.462/182

Dados válidos para densidade de 1 kg/dm³ e viscosidade cinemática até 20 mm²/s.
Data applies to a density of 1 kg/dm³ and Kinematic viscosity up to 20 mm²/s.
Datos válidos para densidad 1 kg/dm³ y viscosidad cinemática hasta 20 mm²/s.

Tolerância de performance conforme ISO 9906, anexo A.
Performance tolerance according to ISO 9906, annex A.
Tolerancias de las curvas características según ISO 9906, anexo A.

Curva característica KSB ETA 32-200 a 3500RPM

Tamaños	Unid.	A.30		A.40		A.50		A.60	
Datos técnicos									
Soporte de cojinete									
Ancho del paso del álabe	mm	5,5	7	9	12	15	17	21	25
GD ² Conjunto en Rotación con agua	kg m ²	0,0214	0,0591	0,0140	0,0142	0,0224	0,0238	0,0276	0,0324
Rotación máxima	rpm	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3500
P. máx. succión	bar	10	10	10	10	10	10	10	10
P. máx. descarga	bar	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
Empaquetadura	mm	10	10	10	10	10	10	10	10
Sello mecánico	pulg.	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8	1 3/8
Comp. empuje axial	-	sl	sin	sl	sin	sl	sin	sl	sin
Caudal Min. / Mâx.	-	0.1 Oopt / 1.1 Oopt		0.15 Oopt / 1.1 Oopt		0.15 Oopt / 1.1 Oopt		0.15 Oopt / 1.1 Oopt	
Britas	-	ANSI B 16.1 125 Lb FF		ANSI B 16.1 125 Lb FF		ANSI B 16.1 125 Lb FF		ANSI B 16.1 125 Lb FF	
Sentido de Rotación	-	Horario, visto desde el lado del accionamiento		Horario, visto desde el lado del accionamiento		Horario, visto desde el lado del accionamiento		Horario, visto desde el lado del accionamiento	
Cojinetes	Rodamientos 2x Lubricación	6306 C 3		6306 C 3		6310 C 3		6312 C 3	
P/n máx. admisible	CV/rpm	0.0176		0.0458		0.100		0.158	
Peso	kg	32	34	35	34	34	34	34	34
		40	40	42	42	42	42	42	42
		47	47	49	49	49	49	49	49
		68	68	68	68	68	68	68	68
		72	72	72	72	72	72	72	72
		70	70	70	70	70	70	70	70
		89	89	89	89	89	89	89	89
		104	104	104	104	104	104	104	104
		108	108	108	108	108	108	108	108
		89	89	89	89	89	89	89	89
		92	92	92	92	92	92	92	92
		106	106	106	106	106	106	106	106
		105	105	105	105	105	105	105	105
		108	108	108	108	108	108	108	108
		126	126	126	126	126	126	126	126
		132	132	132	132	132	132	132	132
		142	142	142	142	142	142	142	142
		178	178	178	178	178	178	178	178
		136	136	136	136	136	136	136	136
		157	157	157	157	157	157	157	157
		156	156	156	156	156	156	156	156
		183	183	183	183	183	183	183	183
		182	182	182	182	182	182	182	182
		246	246	246	246	246	246	246	246
		280	280	280	280	280	280	280	280

Datos técnicos de referencia según fabricante.