

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingeniería

Maestría en Diseño Mecánico

Mención Fabricación de Autopartes de Vehículos

Análisis y optimización en el diseño mediante CFD de la bomba centrífuga del sistema de refrigeración del motor kubota V3307, para fabricación nacional del elemento.

Lenin Estevan Montalvo Ochoa

Nota del autor

Lenin Estevan Montalvo Ochoa, Facultad de Ingeniería Arquitectura e Ingeniería,

Universidad Internacional SEK.

Director Ing. Julio Leguísamo, MsC.

Co-director Ing. Juan Carlos Rocha, MsC.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:

lmontalvo@uisek.edu.ec

Declaración Juramentada

Yo, Lenin Estevan Montalvo Ochoa, con cédula de identidad 0302169776, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

LENIN ESTEVAN MONTALVO OCHOA

C.I.: 0302169776

Índice

Contenido

Índice.....	iii
Índice de tablas	v
Índice de figuras.....	vi
Resumen.....	x
Abstract.....	xi
Introducción	12
Antecedente.....	12
Métodos CFD.....	13
Bomba centrífuga y su función en el motor de combustión interna.	15
Planteamiento del problema.....	16
Estado del arte.....	20
Predicción del rendimiento de una bomba en diferentes condiciones de operación.....	21
Análisis de cavitación.	26
Método	32
Tipo de estudio.....	32
Modalidad de la investigación	32
Método	32
Método experimental	33
Condiciones de pruebas.	43
Ejecución de ensayos	44
Método Analítico	49
Método CFD	55
Selección de instrumentos de investigación	72
Equipos necesarios en el método experimental	72
Determinación de los equipos necesarios en la aplicación del método numérico	76
Resultados	78
Resultados método experimental	78
Ensayo de presión	78
Ensayo de caudal.....	81

Resultados método analítico	83
Resultados método CFD	85
Presión.....	86
Velocidad	87
Discusión de resultados.....	88
Presión.....	88
Velocidad	89
Cavitación	91
Criterio de convergencia.....	94
Diseño de propuesta.....	95
Diseño original de la bomba	97
Admisión aumentada a 61mm	97
Admisión aumentada a 62mm	98
Admisión aumentada a 63mm	98
Análisis de resultados de propuestas de diseño	99
Riesgo de cavitación.....	100
Propuesta final	102
Diseño optimizado de bomba centrífuga.	102
Conclusiones.....	105
Recomendaciones	108
Bibliografía	110
Anexos 1	112
Anexos 2	113
Anexos 3	117
Ensayos de presión.....	117
Ensayos de caudal	123
Revoluciones en régimen Ralentí	124
Anexos 4	125
Bomba centrífuga con diseño original.	125
Entrada de impulsor ampliada a 61mm	126
Entrada de impulsor ampliada a 62mm	126
Entrada de impulsor ampliada a 63mm	127

Índice de tablas

Tabla 1. Propiedades del agua Saturada	36
Tabla 2. Valores medios de revoluciones regímenes: nominal y ralentí	51
Tabla 3. Resultados de mallado en módulo mesh ANSYS 17.2 Student	63
Tabla 4. Especificaciones técnicas manómetro	72
Tabla 5. Especificaciones técnicas Vacuometro	73
Tabla 6. Especificaciones técnicas termómetro infrarrojo.....	74
Tabla 7. Especificaciones técnicas flujometro	75
Tabla 8. Especificaciones técnicas computador.....	76
Tabla 9. Resultados promedio de ejecución de 5 ensayos de presión	79
Tabla 10. Ensayos de caudal en regimen Ralenti	82
Tabla 11. Ensayos de caudal en regimen nominal	82
Tabla 12. Comparación de resultados de presión	89
Tabla 13. Comparación de resultados de velocidades	90
Tabla 14. Propiedades de la atmosfera a gran altitud	92
Tabla 15. Riesgo de cavitación en admisión de la bomba	92
Tabla 16. Propuestas de rediseño.....	96
Tabla 17. Comparación de presiones entre distintas propuestas.....	99
Tabla 18. Comparación de alturas y rendimientos entre propuestas de rediseño	99
Tabla 19 Presiones en aceleración repentina.	100

Índice de figuras

Figura 1. Diagrama de temperatura del motor	15
Figura 2. Área sobre la cual se presenta erosión en la voluta de la bomba centrífuga.	17
Figura 3. Perforación provocada por erosión de la voluta.	17
Figura 4. Curvas características numéricas y experimentales.	25
Figura 5. Bomba experimental, estudio de cavitación.	27
Figura 6. Banco de pruebas para bomba centrífuga.	28
Figura 7. Componentes de banco de pruebas.	29
Figura 8. Curvas características de una bomba centrífuga.	30
Figura 9. Esquema de banco de prueba de bombas.	35
Figura 10. Curvas de rendimiento típicas para una familia de bombas.	38
Figura 11. Diagrama método experimental.	39
Figura 12. Bomba centrífuga de pruebas	40
Figura 13. Instalación de acople para manómetro.	41
Figura 14. Herramienta especial para instalación de Vacuometro en admisión de la bomba centrífuga	42
Figura 15. Instalación de flujometro en serie sobre sistema de refrigeración.	42
Figura 16. Equipos de medición de presión instalados.	45
Figura 17. Diagrama de montaje de instrumentos de medición en entrada y salida de la bomba.	45
Figura 18. Instalación de flujometro.	48
Figura 19. Triángulo de velocidades.	50
Figura 20. Triángulos de velocidad	50
Figura 21. Análisis de ángulos de entrada y de salida en el impulsor.	51
Figura 22. Altura de alabes.	52
Figura 23. Diagrama de flujo aplicación método CFD.	55
Figura 24. Validación de modelo digital.	57
Figura 25. Voluta modelado computacional NX10 lado izquierdo, Voluta real lado derecho.	57
Figura 26. Bomba centrífuga ensamblada.	57
Figura 27. Dominio del fluido en circulación dentro de la voluta.	58
Figura 28. Dominio del flujo de fluido incluyendo entrada y salida.	59
Figura 29. Dominio del impulsor.	59

Figura 30. Dominio fijo y dominio móvil ensamblados.....	60
Figura 31. Exportación de dominios a software ANSYS.....	60
Figura 32. Mallado dominio estático.....	62
Figura 33. Mallado Dominios Estático y dinámico.....	62
Figura 34. Vista 3D de volúmenes de control.....	62
Figura 35. Ingreso de velocidad del impulsor en el módulo CFX.....	64
Figura 36. Propiedades del fluido.....	65
Figura 37. Flujo de masa en bomba centrífuga.....	66
Figura 38. Velocidad normal en el ingreso de la bomba.....	66
Figura 39. Condiciones de frontera.....	67
Figura 40. Ingreso de restricciones geométricas.....	67
Figura 41. Condición de frontera interior.....	68
Figura 42. Selección de modelo de turbulencia.....	69
Figura 43. Ingreso de condiciones de cálculo, Iteraciones y residuo.....	70
Figura 44. Solución de ecuaciones de estado estable.....	71
Figura 45. Gráfico de velocidad del fluido.....	71
Figura 46. Manómetro de presión en la salida de la bomba centrífuga.....	72
Figura 47. Vacuometro para medición de presión en admisión de la bomba.....	73
Figura 48. Termómetro laser.....	74
Figura 49. Tacómetro digital.....	75
Figura 50. Flujometro digital FR1118-P10.....	75
Figura 51. Presión Manométrica en admisión.....	80
Figura 52. Presión Manométrica en la salida de la bomba.....	81
Figura 53. Comportamiento caudal en función de rpm.....	82
Figura 54. Gráfico de presión.....	87
Figura 55. Gráfico de velocidades.....	87
Figura 56. Zonas de montaje de manómetros.....	88
Figura 57. Velocidades en la entrada y salida de la bomba.....	90
Figura 58. Zonas de presión baja en el impulsor.....	93
Figura 59. Residuo en ecuaciones de conservación de masa.....	94
Figura 60. Residuo en ecuaciones de turbulencia.....	95
Figura 61. Geometría original en la entrada de la bomba.....	96

Figura 62. Presión absoluta en la entrada y salida con impulsor original. Presión.....	97
Figura 63. Propuesta 1. Admisión aumentada a 61mm, presión	97
Figura 64. Propuesta 2. Admisión aumentada a 62mm. Presión	98
Figura 65. Propuesta 3. Admisión aumentada a 63mm. Presión.	98
Figura 66. Diseño optimizado. Vista trimétrico frontal.	103
Figura 67. Diseño optimizado, vista isométrica.....	103
Figura 68. Diseño Optimizado, Nuevo diámetro de entrada en la voluta.....	104

Índice de Ecuaciones

Ecuación 1. Ecuación de gasto Volumétrico.....	34
Ecuación 2. Ecuación de Bernoulli.....	34
Ecuación 3. Ecuación de presión en función de la altura.....	35
Ecuación 4. Primera forma de la ecuación de Euler.....	36
Ecuación 5. Componentes del triángulo de velocidades.....	52
Ecuación 6. Tasa de flujo volumétrico.....	53
Ecuación 7. Caudal en función de la geometría del impulsor.....	53
Ecuación 8. Ecuación de continuidad.....	53
Ecuación 9. Altura de Euler.....	53
Ecuación 10. Primera expresión de la altura útil.....	54
Ecuación 11. Altura útil o efectiva.....	54
Ecuación 12. Ecuación de rendimiento hidráulico.....	54
Ecuación 13. Numero de Reynolds.....	54
Ecuación 14. Expresión de la altura útil para $Z_e=Z_s$	55
Ecuación 15. Relación de transmisión.....	74
Ecuación 16. Ecuación general de la energía.....	86
Ecuación 17. Ecuación de continuidad para líquidos.....	90

Resumen

En el Ecuador pocos estudios se realizan con el fin de generar ingeniería o reingeniería sobre maquinaria que se importa con el fin de mejorarlos o brindar soluciones técnicas adaptadas a la realidad nacional, el presente estudio analiza el problema de erosión presentado en la voluta de la bomba centrífuga del motor Kubota V3307, con el propósito de corregirlo. Se realiza el análisis desde tres estudios o métodos distintos: analítico, experimental y a través de métodos CFD, con el propósito de identificar si condiciones de cavitación se presentan durante la operación de la máquina y luego con el propósito de re-diseñar y corregir el problema. A través de los métodos experimental y CFD se identifican zonas de baja presión en la admisión de bomba, mismas que presentan las condiciones necesarias para que el fenómeno de cavitación se produzca, luego a través de la modificación CAD de la geométrica del impulsor de la bomba y la validación a través de la simulación digital CFD se optimiza el diseño, minimizando las condiciones físicas de cavitación. El resultado del estudio es un prototipo digital optimizado susceptible de fabricación nacional para la producción de la parte.

Palabras clave: Impulsor, Voluta, CFD, Cavitación, Bomba centrífuga, Diseño, Optimización, Mecánica de Fluidos.

Abstract

In the Ecuador few studies are made with the purpose of generate engineering or re-engineering over imported machines with the aim of improve it or for to find technical solutions adapted to the really of the country. The current study analyses the erosion problem presented on the centrifugal pump volute of the V3307 Kubota engine, with the aim of fix it.

The analyses are performed through of three different approaches: analytical, experimental and through CFD method. With the purpose of find if cavitation conditions are presents during the machine work time and then for re-engineering and right the problem. Through experimental and CFD methods low pressure zones are found in centrifugal pump inlet side, this have necessary conditions to cavitation phenomena be appear. Then, through of CAD modification of the impeller geometry and validation through CFD method, the centrifugal pump design is optimized, minimizing the physical cavitation conditions. The study result is a digital optimized prototype, same that can to be to build on the country.

Key-Words: Impeller, Volute, Cavitation, Centrifugal pump, Design, Optimization, Fluid mechanics.

Introducción

Antecedente

En temas tecnológicos y particularmente en el campo automotriz el Ecuador se caracteriza por ser un país consumista, pues no genera investigación ni produce tecnología propia, básicamente esto se importa desde países más desarrollados, esto cada vez genera que la brecha que existe entre países desarrollados y países en vías de desarrollo sean aún más grandes.

En los últimos años el esfuerzo del gobierno por cambiar la matriz productiva hacia una matriz más desarrollada tecnológicamente, en la cual paulatinamente se vaya cambiando la dependencia de los recursos naturales por los recursos humanos ha conducido a que grandes esfuerzos en educación y preparación de estudiantes se realicen, actualmente contando ya con esta principal herramienta de talento humano y para poder hacer uso de la misma, es necesario desarrollar las industrias, en las cuales los nuevos recursos puedan ser aplicados.

Estas nuevas industrias deberían investigar y dar soluciones tecnológicas adaptadas a la realidad nacional para poder asegurar éxito y sustentabilidad en el tiempo. Con este propósito, el presente proyecto busca convertirse en pionero en buscar y brindar una solución científica y tecnológica a un problema real que posiblemente se deba a la geografía Ecuatoriana como se evalúa en las siguientes páginas.

En la actualidad, en el mundo de la maquinaria de construcción, la incursión de las mini-cargadoras ha sido de gran importancia, este tipo de maquina se usa a todo nivel debido a su gran versatilidad, puesto que puede adaptarse a varios aditamentos que la hacen útil para trabajos tan diversos como: excavar, perforar, cargar etc.; entre estas máquinas, la mini cargadora de la marca Bobcat con su modelo S650 es una de las más usadas en el Ecuador

(La llave y RYC son distribuidores oficiales de marca). Esta máquina incorpora el motor diésel de combustión interna modelo V3307 de la marca Kubota, este motor presenta un problema en la bomba centrífuga del sistema de refrigeración, aparentemente un defecto en su diseño, debido a que luego de un prematuro tiempo de operación la voluta de la bomba presenta erosión y posteriormente perforaciones que provocan fugas de refrigerante con la consecuente obsolescencia del elemento y por tanto provocan la parada de la minicargadora, con todas las pérdidas que esto representa.

Con el propósito de estudiar este problema en el presente estudio se usan principalmente herramientas de última generación como los son los métodos CFD, a continuación se presenta una breve introducción a cerca de estos métodos y también se habla brevemente de la bomba centrífuga y su función dentro del motor de combustión.

Métodos CFD.

En los campos de la ingeniería y la investigación de la dinámica de fluidos básicamente existen 3 maneras de abordar y resolver un problema (Xamán, 2016, p. 1) de forma analítica, de forma experimental y a través de los métodos CFD, cada uno tiene sus ventajas y desventajas, en el caso del análisis teórico se trata de evaluar el problema desde un punto de vista en el cual el objeto aparezca en su máxima simplicidad y aun así, en la mayoría de los casos las ecuaciones resultantes son muy complejas y no se pueden resolver y en otros casos los resultados pueden o no, ser acertados con la realidad, según Badano y Menéndez (2014) el análisis físico de problemas de fluidos presenta inconvenientes en los resultados debido a que no se pueden incluir todas las condiciones físicas en el modelo. En el caso del análisis experimental, este puede resultar muy costoso y demanda mucho tiempo, sin embargo sus resultados pueden ser muy adecuados para el modelo al cual representa, sin embargo según Badano y Menéndez(2014), en los ensayos realizados a escala se deben cumplir 3 factores

para que los resultados describan el fenómeno real: similaridad geométrica, cinemática y dinámica, este último criterio es virtualmente imposible de cumplir debido a que las fuerzas que actúan sobre el modelo escalado deberían estar también escaladas, por ejemplo la aceleración de la gravedad o la presión atmosférica. Esto genera diferencias entre los resultados del modelo real y del prototipo, llamados efectos de escala Ackers 1987.

En el tercer caso, el método MEF resulta un modelo muy adecuado por su exactitud, además de demandar una baja inversión y un corto tiempo de análisis, son por lo tanto, estos métodos una herramienta muy útil en el análisis de problemas de mecánica de fluidos. Según Xamán(2016), la incursión de los métodos finitos en distintas ramas de la ingeniería se dio hace cuatro décadas y una de sus principales aplicaciones ha sido la dinámica de fluidos, entre los métodos usados, el más importante es el de volúmenes finitos, dada su factibilidad de ser usados en ecuaciones de conservación, adicionalmente, en la actualidad, el método de volúmenes finitos representa el corazón de la mayoría de los software comerciales,(Vicéns & Zamora, 2014). Los métodos numéricos han incursionado mucho en todos los campos que implican el trabajo de un fluido, a través de CFD incluso se ha simulado la circulación sanguínea en arterias (Xamán, 2016, p. 102)

Otros métodos numéricos también usados son el Método de Diferencias Finitas (MVF) y de Elemento Finito (MEF)

Los métodos numéricos pueden analizar todas las variables que intervienen en un modelo al mismo tiempo, por lo tanto son una herramienta muy precisa a la hora de analizar diferentes problemas de mecánica de fluidos que pretenden describir de la mejor manera la realidad física. (Badano & Menéndez, 2014)

Bomba centrífuga y su función en el motor de combustión interna.

Durante el funcionamiento normal del motor, en el proceso de combustión la temperatura alcanzada incluso supera los 2000°C, ver figura 1, esta temperatura de mantenerse destruiría rápidamente los materiales componentes del motor, es por ello la importancia de contar con un sistema de refrigeración que extraiga la cantidad de calor necesaria para que el motor pueda mantenerse en funcionamiento en las mejores condiciones de rendimiento y durante prolongados periodos de tiempo (Hermogenes, 2003)

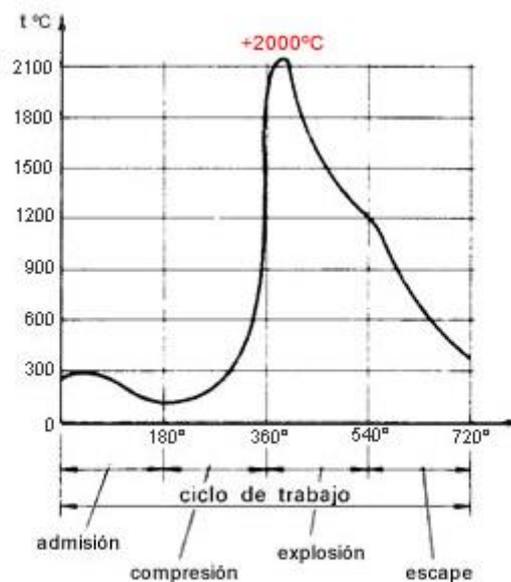


Figura 1. Diagrama de temperatura del motor

Fuente: (Hermogenes, 2003)

Existen básicamente dos tipos de sistemas de sistema de refrigeración.

- Sistema de refrigeración por agua
- Sistema de refrigeración por aire.

El sistema de refrigeración por aire no es objeto del presente estudio por cuanto no incorpora en su sistema una bomba centrífuga.

Sistema de refrigeración por líquido refrigerante.

El sistema de refrigeración es un circuito cerrado, en el cual el líquido refrigerante circula desde el radiador de calor hacia el motor en donde extrae calor y retorna al radiador en donde libera el mismo hacia el ambiente, consiguiendo de esta manera mantener una temperatura adecuada de operación en el motor de combustión. La bomba centrífuga interviene en el proceso de circulación del refrigerante a través del circuito, por tanto, es pieza clave en el sistema de refrigeración. Con esta circulación de líquido refrigerante, el mismo se mantiene en el circuito a una temperatura de 80 a 85°C, con una diferencia entre la entrada y la salida de 8 a 10°C, (Hermogenes, 2003)

Bomba centrífuga.

La bomba centrífuga empleada en el sistema de refrigeración de un motor de combustión interna es una turbomáquina, que al igual que todo este grupo de máquinas, está gobernado por las ecuaciones de Euler y Bernoulli, cuyo principio de funcionamiento se analiza más detenidamente en las páginas siguientes,(Mataix, 1986).

Planteamiento del problema

En la voluta de la bomba centrífuga del sistema de refrigeración del motor Kubota V3307 se presentan daños causados por erosión, ver figura 2 y figura 3, esta erosión se caracteriza por presentarse específicamente en el área marcada en la figura 2, paulatinamente esta erosión termina por perforar la voluta de la bomba centrífuga.



Figura 2. Área sobre la cual se presenta erosión en la voluta de la bomba centrifuga.



Figura 3. Perforación provocada por erosión de la voluta.

El problema obliga al reemplazo de la parte completa ya que no se puede reparar, y, por no existir fabricación nacional, las partes cambiadas son importadas a un importante costo (Ver Anexos 1), aun reemplazando la pieza el problema no se soluciona pues luego de un periodo de operación, la falla vuelve a presentarse.

La solución a este problema representa un área de oportunidad, pues de producir esta parte en la industria nacional a un precio conveniente y un diseño adecuado que garantice la fiabilidad del elemento, generara un nicho de mercado para un posible emprendimiento local que puede contribuir al cambio de matriz productiva y al desarrollo de la industria nacional.

El problema de erosión que se observa en la voluta de la bomba, ver Figura 2 y Figura 3, en el presente trabajo, se supone es causado por cavitación, según Mataix (1986, p. 318) la cavitación es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente cae por debajo de la presión de evaporación del líquido bombeado. Por los efectos destructivos que causa este fenómeno es primordial su análisis y estudio para conocer sus causas y controlarlo.

Este problema puede ser analizado por varios métodos, según la literatura de Xamán (2016, p. 1), analítico, experimental y a través de los métodos numéricos. En el primer caso, el problema se lo analiza según la teoría de la dinámica de fluidos, (Mataix) o (Cengel & Cimbala) son autores de textos útiles en este caso, con la aplicación de los principios de Euler y Bernoulli se pueden determinar las condiciones teóricas de funcionamiento de la bomba centrífuga. El análisis experimental implica el uso de herramientas para ejecutar mediciones físicas del elemento en funcionamiento, bien sea en laboratorio o en campo, manómetros, vacuómetros, termómetros etc. son las herramientas a través de las cuales se puede identificar el problema del elemento. Finalmente, en el tercer caso, con el uso de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés) se puede también analizar el problema, en su estudio Medvitz et al (2002) usa el método multi-fase de CFD para analizar el rendimiento de una bomba centrífuga bajo condiciones de cavitación, también Nohmi, Goto, Iga e Ikohagi, (2003, pp. 1-7) estudiaron el flujo de cavitación a una baja velocidad específica en una bomba centrífuga, en el 2008, (Caridad, Asuaje, Kenyery, Tremante, & Aguillon, p. 18) llevaron a cabo un análisis numérico en el impulsor de una bomba centrífuga con un flujo mixto aire-agua.

Una vez analizado el problema en busca de la causa de la erosión en la voluta, los métodos CFD también son de suma importancia en la etapa previa a producción de una turbomáquina

o sus partes, según Shah, Jain, Patel y Lakhera (2013) para el óptimo costo de fabricación de una bomba centrífuga es importante conocer su rendimiento antes de su fabricación, para lo cual se requiere conocer su comportamiento bajo diferentes condiciones de operación. Un modelo experimental es una manera útil pero también puede ser un proceso tedioso y caro, por otro lado, un diseño teórico presenta algunas desventajas prácticas. En los últimos años el método CFD ha contribuido a mejorar el diseño de este tipo de máquinas.

Cada uno de los métodos antes descritos presenta fortalezas y debilidades, por lo tanto, en el presente estudio se utiliza en la medida de lo posible, los tres métodos, con el fin de obtener complementariedad entre los métodos y los resultados obtenidos, también de esta manera y a través de la comparación de los resultados se validaran los métodos aplicados.

El propósito del presente estudio es, generar un diseño optimizado de la bomba centrífuga del sistema de refrigeración del motor kubota V3307, mediante la simulación dinámica computacional CFD en distintas condiciones de funcionamiento para optimizar su diseño mejorando sus condiciones de fiabilidad y durabilidad.

El primer paso para cumplir el objetivo del estudio es establecer las condiciones de operación actuales de operación, a través de un método experimental que permita medir los valores de las variables que intervienen para tener un entendimiento físico del problema.

En segundo lugar se busca establecer teóricamente las condiciones de funcionamiento a través de la teoría de la dinámica de fluidos con el objetivo de analizar y entender el problema desde un punto de vista teórico y según los principios lógicos de la dinámica de fluidos.

En un tercer paso el estudio busca la simulación y validación computacional del modelo CDF, este paso se lleva a cabo a mediante el uso de la herramienta CFD y la validación se

realiza a través de comparación con los métodos experimental y teórico antes mencionados, para obtener un modelo digital que simula la realidad física de la bomba en estudio.

Finalmente, el estudio se encarga de optimizar el diseño de la bomba centrífuga a través del uso de la simulación computacional CFD, para proponer un diseño factible de ser fabricado en la industria nacional.

Para cumplir los objetivos planteados en el presente proyecto, se aplican los conocimientos y herramientas adquiridas en la maestría y previamente en el nivel de pregrado: Métodos Numéricos, Materiales para la Industria Automotriz, Diseño Mecánico, Diseño Asistido por Computador, Elementos Finitos, Diseño Avanzado, Dinámica de fluidos. Estos conocimientos se aplican en cada una de las etapas del proyecto desde las mediciones físicas, toma de datos experimentales, estudio analítico, modelado 3D y herramientas computacionales como el módulo CFD y MEF del software NX10, también se pueden usar herramientas como las usadas por Ambdekar, Barve, Kothavale, Dhokane (2014, p. 114) en su estudio de un impulsor, el módulo ANSYS ICEM CFD.

Estado del arte

Según Shah et al (2013, p. 715) la aplicación de CFD en el diseño de bombas y turbinas empezó hace unos 30 años. Los primeros pasos coincidieron con la introducción del método de elementos finitos en CFD y fueron caracterizados por soluciones simplificadas de ecuaciones cuasi-3D de Euler y de flujo completo en 3D. A través de los años la complejidad se ha ido incrementando a través de ecuaciones en tres dimensiones de Euler, simulaciones a través de las ecuaciones de Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) de simples álabes usando métodos de volúmenes finitos, extendiéndose a simulaciones de máquinas completas, hoy, ecuaciones inestables de RANS son resueltas con avanzados modelos de turbulencia.

Las áreas más activas de investigación y desarrollo están ahora interesadas con incluir los efectos de fluidos de 2 fases y en la interacción fluido-estructura.

Según Shah et al (2013, p. 715) en la actualidad hay varios software disponibles en el mercado para el análisis numérico de las turbo máquinas: Fluent, CFX, Fidap, Polyflow, Phoenix, Star CD, Flow 3d, ESI/CFDRC, SCRYU, entre otros.

Nohmi et al (2003, p. 1) en su estudio revela que uno de los últimos avances en métodos CFD son los métodos de Cavitación CFD, muchos modelos de cavitación han sido desarrollados y están ahora disponibles en varios códigos comerciales como: CFD-ACE, STAR-CD, FLUENT, FINETURBO y CFX-TASCflow. Las industrias de las turbomaquinas están muy interesadas en predecir el rendimiento, especialmente en la succión de la bomba, de manera exacta en un estudio preliminar. Sin embargo la exactitud de estas predicciones depende mucho de la experiencia del diseñador. Aun es necesario cambiar su sistema de modelización basado en la comparación con resultados experimentales.

Predicción del rendimiento de una bomba en diferentes condiciones de operación.

Una de las mayores complicaciones que involucra el diseño de una bomba centrífuga en el motor térmico de un vehículo o una maquina automotriz es el amplio rango de valores de carga y rpm en que opera, por lo tanto, la bomba centrífuga se ha de diseñar para mantener condiciones adecuadas de funcionamiento dentro del rango de rpm a las que normalmente opera el motor de una maquina automotriz. Según Shah et al (2013), los estudios numéricos previos se centraron sobre la evaluación de una bomba centrífuga en condiciones de funcionamiento próximas a las condiciones para las cuales se diseñó la bomba, es decir con rpm y caudal constantes, pocos esfuerzos se han realizado por evaluar el rendimiento de una bomba en condiciones de funcionamiento alejadas de sus condiciones de diseño. Es en estas circunstancias cuando el rendimiento generalmente cae. Con el uso de la herramienta CFD se

puede evaluar el rendimiento de una bomba centrífuga en diferentes condiciones de operación.

Con la ayuda de los métodos CFD, el flujo interno a través de diferentes componentes de la bomba pueden ser estudiados en diferentes condiciones de operación, las cuales ayudan a mejorar el rendimiento del diseño de la bomba en amplios rangos de operación.

Según Mentzos, Filios, Margaris y Papanikas (2005) el complejo flujo interno en una bomba centrífuga, aun no es comprendido totalmente, sin embargo puede ser predicho bastante bien a través de CFD, por lo tanto esta es una herramienta clave para diseñadores.

Según Shah et al (2013) los diseñadores de bombas centrífugas están constantemente retados a crear maquinas que operen más eficiente, silenciosa y confiablemente al menor costo, con este propósito muchos investigadores han aplicado CFD como herramienta de simulación numérica para llevar a cabo diferentes investigaciones en bombas centrífugas.

Para Hedi, Hatem, Ridha (2010), las bombas centrífugas son ampliamente usadas en varias aplicaciones, así el sistema de bombeo también se requiere que opere sobre una amplia gama de condiciones en algunas aplicaciones especiales. Por lo tanto, el conocimiento del rendimiento de la bomba en diferentes condiciones de operación es una necesidad, y por otro lado, se ha encontrado que pocos investigadores han comparado flujo y presión entre diferentes tipos de bombas, por lo tanto aún existe mucho trabajo por hacer en estos campos.

Según Shah et al (2013), el método CFD ayuda en la predicción del comportamiento del flujo en diferentes partes de las maquinas hidráulicas antes de fabricar las mismas. En caso de modificación de sistemas existentes, las modificaciones pueden ser incorporadas en modelos numéricos y sus efectos pueden ser predichos antes de implementar los mismos.

Según Bacharoudis, Filios, Mentzos, Margaris, (2008) la complejidad del flujo en una turbomáquina se debe principalmente a las estructuras tridimensionales desarrolladas que implican turbulencia, flujos secundarios, inestabilidad etc. En la salida del impulsor aparece distorsión circunferencial en el flujo interno debido a las características asimétricas del espiral y la lengüeta, además la interacción impulsor-voluta causa la aparición de efectos dinámicos los cuales influyen directamente en el rendimiento de la bomba. Las condiciones de flujo no uniformes y los campos de presión generan fuerzas radiales no balanceadas en la bomba. Todas estas características son cruciales para el diseño de la bomba. En su estudio de rendimiento de una bomba centrífuga Bacharoudis et al (2008, p. 75) usa tres impulsores con diferentes ángulos de salida, su análisis numérico es llevado a cabo mediante el software FLUENT. Los impulsores objeto de sus estudios fueron diseñados según el método de Pfleiderer.

En su estudio (Fernández, Blanco, Oro, Stickland, & Scanlon, 2002) realizan el diseño de una bomba centrífuga desde el enfoque experimental y también con el uso de métodos CFD, de acuerdo a su literatura el uso de los dos métodos es necesario para realizar la comparación entre los mismos y finalmente validar el método computacional. Para la ejecución del método experimental se crea un banco de pruebas, el método fotográfico experimental utilizado es conocido como PIV en el cual una cámara fotográfica gira a la misma velocidad del impulsor capturando las imágenes de flujo en el interior del impulsor. El método CFD utilizado es aplicado a través del paquete comercial FLUENT 5, se aplica el modelo de turbulencia K-épsilon estándar. El impulsor estudiado tiene un diámetro de salida de 136mm con un diámetro de admisión de 46mm, cuenta con 6 alabes rectos, las condiciones de diseño de la bomba son 600rpm y un caudal de 27311/h. Los resultados obtenidos en este estudio validan el método CFD ya que los métodos concuerdan razonablemente bien.

(Perez, Morros, Marigorta, & Francos, 2004) Realizan un modelado numérico del flujo de una bomba centrífuga, en su estudio, el modelado numérico es aplicado con las ecuaciones de Navier-Stokes (ecuaciones RANS).

En el procesamiento numérico de este estudio usa los siguientes pasos:

- Generación de geometría tridimensional
- Selección de las ecuaciones de flujo.
- Generación del mallado.
- Establecimiento de las condiciones de contorno.
- Selección del modelo de turbulencia.
- Solución de las ecuaciones en el mallado seleccionado.
- Post-procesamiento de resultados.

La bomba estudiada es una Worthington EWP 65-200, con un rodete de 200mm de diámetro, 7 alabes, y su punto de estudio corresponde al de mayor rendimiento de la bomba con un caudal de $0.015\text{m}^3/\text{s}$, 1620rpm y una altura de presión de 12.88m.

Se genera un modelo tridimensional y la simulación se lleva a cabo en el paquete comercial FLUENT.

El estudio aconseja el uso de un mallado no estructurado debido a su facilidad para acoplarse a las condiciones geométricas complejas de la bomba centrífuga, de esta manera evitar la excesiva deformación de las celdas en zonas críticas para los cálculos.

Se evalúa la influencia del tipo de mallado realizando mallas gruesas y finas con 12000 y 350000 celdas respectivamente, se observa que el flujo general no tiene variación entre los mallados, pero en zonas geoméricamente agudas el mallado fino permite una mejor resolución de los resultados.

El software resuelve las ecuaciones numéricas de NAVIER-STOKES y el modelo de turbulencia adoptado el K-épsilon estándar.

Las condiciones de contorno en la entrada de la bomba se seleccionan como; presión total nula, en la salida de la bomba se especifica la condición de contorno presión estática estacionaria, En las paredes de la bomba, en el impulsor, en la entrada y en la salida se especifican condiciones de contorno de no deslizamiento. En el impulsor se incluye una velocidad rotacional de $\omega=169.65\text{rad/seg}$ que corresponde con el número de rpm al que opera la bomba. El estudio detalla que se usa un número de iteraciones adecuadas para obtener un residuo aceptable.

La solución numérica se computa en varias condiciones de operación con el fin de obtener una curva que permite la comparación y validación del método frente a resultados experimentales obtenidos, ver en figura 4.

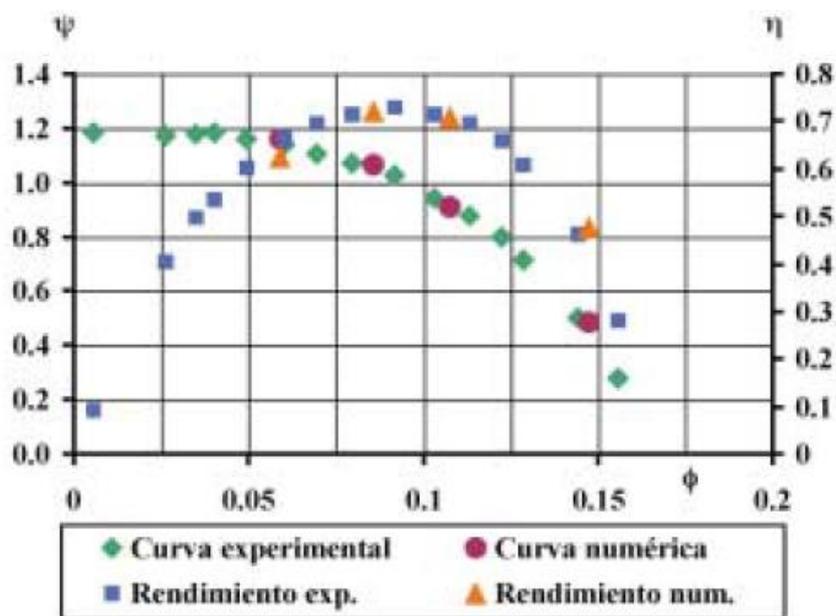


Figura 4. Curvas características numéricas y experimentales.

Fuente: (Perez, Morros, Marigorta, & Francos, 2004)

El gráfico muestra gran consistencia entre los resultados obtenidos por los dos métodos, el estudio revela la necesidad de validar los resultados CFD frente a resultados experimentales,

una vez los resultados CFD se validan, el estudio prosigue con el análisis CFD únicamente en donde se pueden realizar cambios y sin número de pruebas simuladas computacionalmente, con la seguridad de que los resultados son físicamente apropiados.

Análisis de cavitación.

Según Mataix (1986, p. 318)

La cavitación es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido desciende por debajo de un cierto valor mínimo admisible. El fenómeno puede producirse lo mismo en estructuras hidráulicas estáticas que en máquinas hidráulicas. Por los efectos destructivos que en las estructuras y máquinas hidráulicas mal proyectadas o mal instaladas produce la cavitación es preciso estudiar este fenómeno, para conocer sus causas y controlarlo.

Para Shah et al (2013, p. 715) la cavitación puede ocurrir en diferentes regiones de la bomba cuando la presión local cae por debajo de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del fluido en esa misma región. El mecanismo de erosión por cavitación ha sido estudiado por más de 100 años, pero hasta ahora no existe una teoría general con la cual se puedan determinar los daños por erosión causados por la cavitación

Para Medvitz et al (2002, p. 377) la cavitación juega un papel muy importante en el diseño y operación de las turbomaquinas, en general, la cavitación puede generar daño por erosión, ruido, vibración y afectar el rendimiento hidráulico de la turbomáquina. La cavitación es capaz de formar cavidades en los alabes del impulsor, estas cavidades se desarrollan de manera diferente en cada alabe y por lo tanto crea inestabilidades capaces de hacer decrecer la presión y rendimiento de la bomba así como provocar vibración. En su estudio a través de métodos CFD se usan las ecuaciones de 2 fases de RANS para la solución, se analiza:

rendimiento de la bomba, cavitación en los alabes del impulsor, descomposición y estos resultados son comparados con valores experimentales.

En su estudio Nohmi et al (2003) analiza el flujo de cavitación a una baja velocidad específica en una bomba centrífuga de tres alabes, ver figura 5, mediante dos modelos, un modelo local homogéneo de dos fases aire-vapor-liquido (modelo TE) y el modelo de entalpia constante de vaporización (CEV). Los resultados numéricos son comparados con resultados experimentales, para lo cual se cuenta con una bomba de pruebas y se construye un banco de pruebas apropiado, ver figura 6. El estudio es realizado para dos regímenes nominales de operación bajo condiciones estables, para un caudal de $0.95\text{m}^3/\text{min}$ y el segundo ensayo se realiza para un alto flujo nominal de $1.25\text{m}^3/\text{min}$

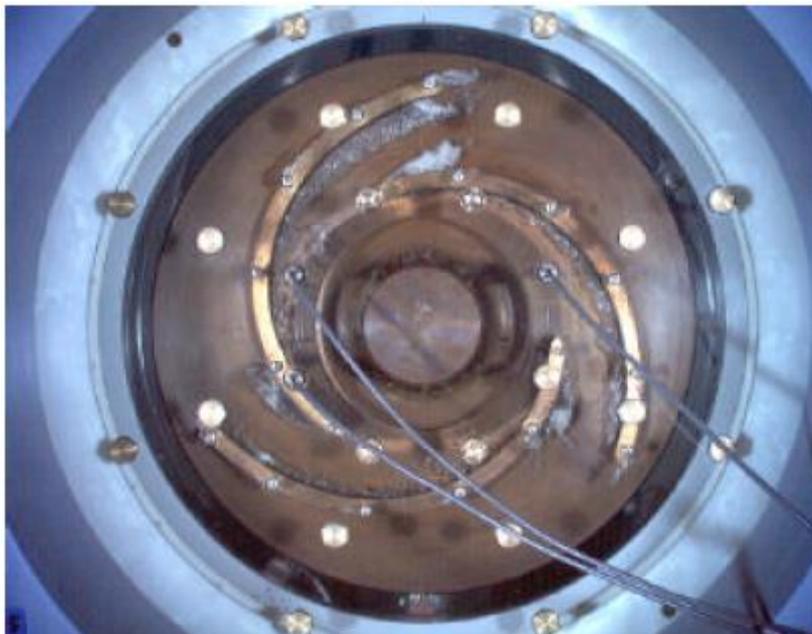


Figura 5. Bomba experimental, estudio de cavitación.

Fuente: (Nohmi, Goto, Iga, & Ikohagi, 2003)

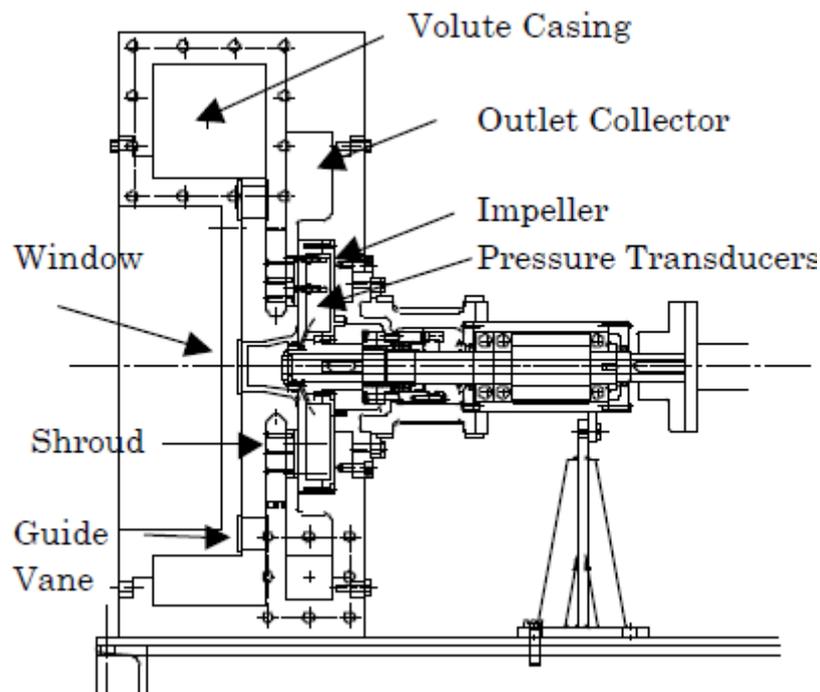


Figura 6. Banco de pruebas para bomba centrífuga.

Fuente: (Nohmi, Goto, Iga, & Ikohagi, 2003)

El estudio realizado por Nohmi et al (2003) contempla la ejecución de análisis numérico y experimental una vez desarrollados los mismos se comparan para la validación de los métodos, los datos obtenidos por el método experimental son el resultado promedio de 133 lecturas tomadas para cada régimen de operación de la bomba.

Para detectar la presión en los alabes se instalan 18 sensores transductores de presión que comunican su información a través de anillos rozantes y se almacena la información simultáneamente.

El estudio reveló que, en altos flujos nominales, burbujas de cavitación aparecen en el borde de ataque del impulsor y provocan la pérdida de altura manométrica en la salida de la bomba gradualmente.

El modelo TE fue capaz de predecir la caída gradual de altura manométrica pero los cálculos fueron inestables; el modelo CEV también fue capaz de predecir la caída manométrica de

altura. En ambos códigos, mayores modificaciones en alto flujo nominal fueron recomendadas para alcanzar exactitud y estabilidad en los resultados.

Caridad et al (2008, p. 18) llevo a cabo un análisis numérico en el impulsor de una bomba centrífuga sumergible transportando un flujo mixto, aire-agua, el fluido represento a un flujo similar al flujo de cavitación. Los resultados numéricos y pérdidas en el difusor muestran un excelente acuerdo con los resultados experimentales, demostrando que los métodos de cavitación CFD es una herramienta útil para el análisis de turbomaquinas.

Un banco de cavitación para bombas de pequeño tamaño de potencias menores a 1Kw es construido en el estudio de Díaz, Mustafá y Ríos (2006), según las normas establecidas NTC4990 y el código ASME, performance test code, Centrifugal pumps. El banco de pruebas, ver figura 7, tiene los equipos necesarios para construir las curvas $NPSH_R$, Q, H y de rendimiento de la bomba.

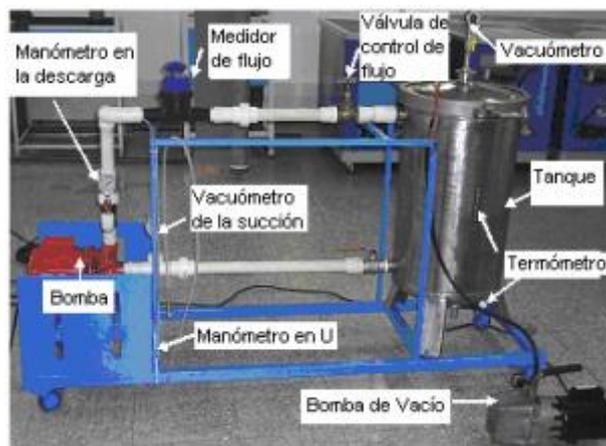


Figura 7. Componentes de banco de pruebas.

Fuente: (Díaz, Mustafá, & Ríos, 2006)

Debido a que se trata de un circuito cerrado, para un caudal determinado la altura de presión en la salida de la bomba [H] debe mantenerse constante, independientemente del valor de presión absoluta en la admisión de la bomba, el valor de $NPSH_R$ se encuentra entonces con la aplicación de una depresión en la entrada de la bomba, este valor se incrementa

paulatinamente hasta obtener una caída de un 3% en la presión de salida de la bomba, esta caída significa el inicio del fenómeno de la cavitación para esas condiciones de Q y H, la prueba se repite para varias condiciones de caudal, por la variación de la válvula de control de flujo en la salida de la bomba, se encuentran valores de $NPSH_R$ para cada una de las condiciones y se pueden obtener las gráficas características de la bomba centrífuga. Ver figura 8.

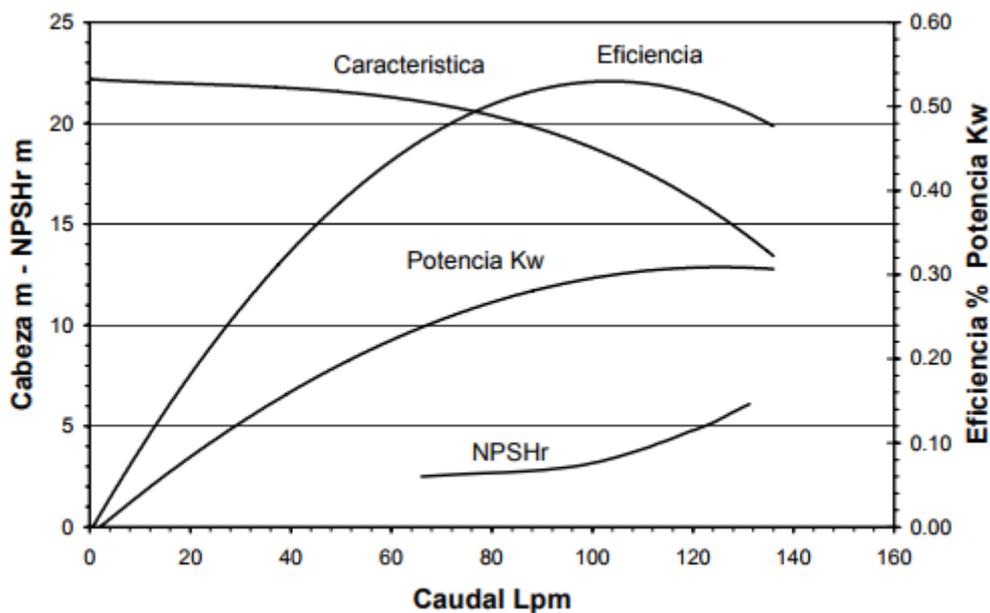


Figura 8. Curvas características de una bomba centrífuga.

Fuente: (Díaz, Mustafá, & Rios, 2006)

El método de pruebas desarrollado por Diaz et all (2006) es puramente experimental, cabe mencionar que los principales equipos para la medición y evaluación de la bomba centrífuga son:

- Manómetro en la descarga de la bomba
- Vacuometro en la entrada de la bomba
- Flujometro
- Manómetro en el retorno
- Vacuometro en el tanque de succión

- Termómetro de contacto

La mediciones se realizan directamente sobre las carillas de estos equipos, y sus resultados sirven para evaluar el comportamiento de la bomba centrífuga en varios puntos de operación.

Método

Tipo de estudio

El tipo de estudio del presente trabajo es una investigación aplicada, debido a que, parte de conocimientos teóricos en mecánica de fluidos y uso de herramientas CFD para analizar y resolver el problema práctico objeto de estudio.

Modalidad de la investigación

El estudio en primer lugar realiza un enfoque de tipo cualitativo dado que analiza los fenómenos que se presentan durante el funcionamiento de la bomba centrífuga, más adelante se realiza una recolección de datos numéricos que son analizados para encontrar posibles patrones de comportamiento, por lo tanto la modalidad de investigación es de tipo mixta, cuantitativa y cualitativa.

Método

Según Xamán (2016, p. 1) la solución a un problema en mecánica de fluidos se puede abordar desde tres enfoques distintos: analítico, experimental y a través de métodos numéricos (CFD), en los campos de la investigación aplicada es común encontrar que para muchos problemas los tres métodos se aplican, es más, se habla de que para tener éxito en una investigación los métodos deben complementarse. El uso de distintos métodos también permite la comparación de resultados y por tanto la validación de los mismos, adicionalmente, dado el hecho de que se necesitan datos puntuales que son más factibles de obtener por un método específico que por otro, el estudio aborda estos tres enfoques, con lo cual se pretende complementariedad, verificación y validación de los resultados.

Método experimental

El propósito de este ensayo es el determinar si condiciones de cavitación se presentan durante la operación normal de la máquina, por lo que bajo estos parámetros se determinaran los valores numéricos de: presión, caudal y temperatura de funcionamiento, estos valores se registran para los regímenes ralenti y nominal en que opera la máquina.

Fluido

En todo problema de la dinámica de fluidos, el tipo de fluido empleado es de suma importancia dado que las características de los fluidos difieren en gran medida y esto repercute directamente en los resultados obtenidos. En el mercado existe variedad de líquidos refrigerantes que tienen diferentes características que dependen de los aditivos utilizados, muchos de ellos resultan de la combinación de aditivos con agua, también agua pura es empleada como refrigerante. Existe gran variedad de fluidos pero el estudio debe realizarse con un fluido definido, agua pura es empleada como líquido refrigerante en los tres ensayos (analítico, experimental y CFD), debido a:

- Los aditivos que componen un líquido refrigerante mejoran sus características a bajas temperaturas y sus características anticorrosión especialmente, pero también los aditivos modifican las características: físico-químicas del fluido de maneras diferentes, estas características son desconocidas y el estudio y definición de estas características implican un análisis físico químico que escapan los alcances del presente estudio. Las características del agua pura están plenamente definidas en la bibliografía para los tres métodos usados.
- Si las características del fluido mejoran las características de presión de vapor del mismo es más probable que el fenómeno de cavitación se produzca con agua pura que

con otros fluidos. Será por tanto más factible evaluar condiciones de cavitación con agua pura.

Determinación de protocolos de pruebas.

Los modos de prueba empleados así como los instrumentos necesarios se determinan en esta sección. Según (Cengel & Cimbala, 2006), existen algunos parámetros fundamentales para analizar una bomba centrífuga, la razón de flujo de masa a través de la misma es un parámetro principal, \dot{m} , como se considera al fluido como incompresible se prefiere utilizar el término de gasto volumétrico, \dot{V} , este término en la industria de las turbomaquinas es conocido como capacidad. La relación entre flujo de masa y gasto volumétrico se definen por la ecuación (1) de gasto volumétrico o capacidad.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (1)$$

Gasto volumétrico y caudal son básicamente lo mismo, por lo uno de los valores a ser evaluados por el método experimental es este término.

Por otro lado, otra de las características principales de la turbomáquina es su rendimiento o carga hidrostática H, según la ecuación de Bernoulli aplicada en la entrada y salida de la bomba centrífuga se tiene: (Mataix, 1986, p. 386)

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho g} + z_s - z_e + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} \quad (2)$$

En donde:

H representa la altura útil o incremento de altura comunicada por la bomba al fluido.

P_s y P_e representan los valores de presión en la salida y entrada de la bomba respectivamente

Z_s y Z_e representan la diferencia de alturas físicas entre los puntos analizados entrada y salida.

V_s y V_e representan las velocidades en los flujos de salida y entrada de la bomba respectivamente.

La altura hidrostática H generada por la bomba centrífuga se relaciona con la presión a través de la ecuación de presión en función de la altura

$$p = H\rho g \quad (3)$$

En la figura 9, se aprecia el esquema de un banco de pruebas para bombas según el cual se pueden evaluar los términos de la ecuación (2) en cualquier punto de funcionamiento.

(Mataix, 1986, p. 400)

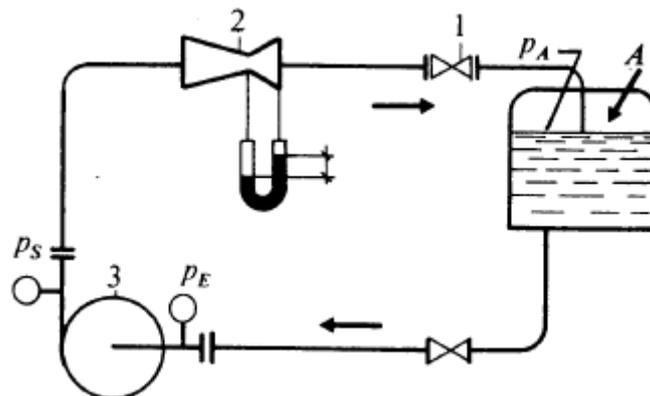


Figura 9. Esquema de banco de prueba de bombas.

Fuente: (Mataix, 1986)

De acuerdo a la información mostrada, se encuentra que los parámetros fundamentales para evaluar capacidad y rendimiento de una bomba centrífuga son presión y caudal.

Según los principios de Euler, los parámetros a tener en cuenta en el estudio de una bomba centrífuga son: geometría del impulsor, velocidad de accionamiento, partiendo de esta información se realiza el análisis completo del elemento.

Según la ecuación 4, ecuación de Euler en su primera forma (Mataix, 1986, p. 363):

$$Y_u = \pm U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u} \quad (4)$$

En donde Y_u representa la energía específica comunicada al fluido, y los valores U_1, C_{1u}, U_2, C_{2u} , Representan a los vectores de las velocidades en el triángulo de velocidades de la bomba centrífuga. En esta ecuación se demuestra la dependencia de la energía transformada por la máquina con las condiciones geométricas del impulsor y a sus cotas de accionamiento o revoluciones.

Para el caso del presente estudio la temperatura también juega un papel importante debido a que, a medida que la temperatura se incrementa las propiedades del líquido refrigerante, (Agua en el presente estudio), cambian, tal como se aprecia en la tabla 1, especialmente el valor de presión de vapor a mayores temperaturas disminuye con lo que se incrementa el riesgo de cavitación en la bomba centrífuga.

Tabla 1. Propiedades del agua Saturada

Temp. T_s , °C	Presión de saturación P_{sat} , kPa	Densidad ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporización h_{fg} , kJ/kg	Calor específico c_p , J/kg · K		Conductividad térmica k , W/m · K		Viscosidad dinámica μ , kg/m · s		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansión volumétrica β , 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}

Nota: 1. Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006, p. 888)

Según la información anteriormente mostrada se determina que los instrumentos necesarios para el ensayo experimental son:

- Manómetro; presión a la salida de la bomba centrifuga.
- Vacuometro: Presión en la entrada de la bomba centrifuga.
- Medidor de flujo o caudalímetro
- Termómetro
- Tacómetro

Según (Mataix, 1986) las necesidades de capacidad y rendimiento para una bomba centrifuga son muy diversas para cada una de las aplicaciones en que se usan, por lo tanto existen también variedad de diseños que tratan de adaptarse a estas condiciones.

Dada esta gran variedad de diseños de bombas centrifugas no existe una norma general para su protocolo de pruebas a más de los parámetros principales anteriormente estudiados, más bien las pruebas se realizan en función de las condiciones que se desean cumplir en cuanto a presión y caudal. Es así que los bancos de pruebas, como el del esquema que se muestra en la figura 9, permiten variar las condiciones de la instalación con lo que se puede probar una bomba centrifuga en diferentes condiciones y como resultado de estas pruebas se obtienen graficas de operación y rendimiento como la figura 10, estas curvas son únicas para cada diseño de bomba, pero son aplicables entre diseños iguales o familias de bombas.

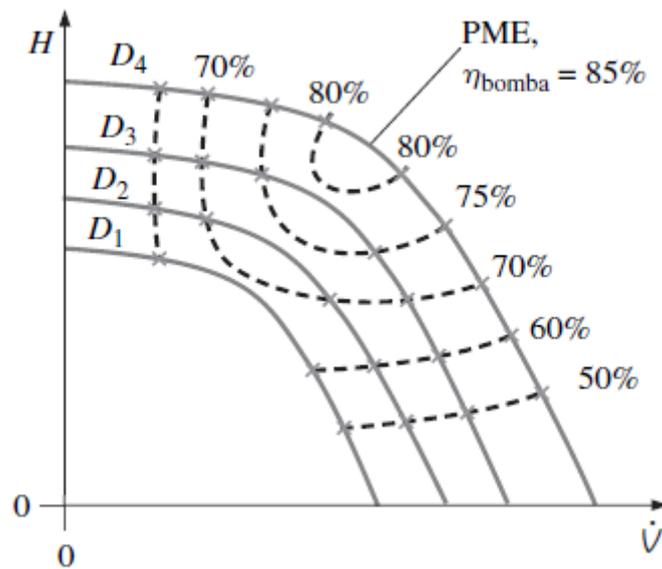


Figura 10. Curvas de rendimiento típicas para una familia de bombas.

Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006)

Una bomba centrífuga generalmente se diseña para cumplir las condiciones específicas de una instalación, por lo tanto en sus etapas de pruebas los fabricantes las prueban bajo estas condiciones (Mataix, 1986). Cuando una bomba centrífuga ofrecida en el mercado no se adapta convenientemente a un sistema dado Cengel (2006), recomienda el diseño de una nueva bomba centrífuga. El presente estudio trata de un rediseño de la bomba para mejorar su funcionamiento en las condiciones ya establecidas por su sistema, por lo tanto los modos de pruebas se llevan a cabo bajo los parámetros de la misma instalación y con las mismas condiciones de funcionamiento de la bomba centrífuga.

Las condiciones normales que impone el sistema son: revoluciones de accionamiento, temperatura de operación, y las condiciones hidráulicas internas del sistema. Estas condiciones son aplicadas y medidas en el ensayo experimental como se describe en las páginas siguientes.

A continuación en la figura 11 se describen las etapas que implican el ensayo experimental, y las condiciones, herramientas e instrumentos que se requieren.

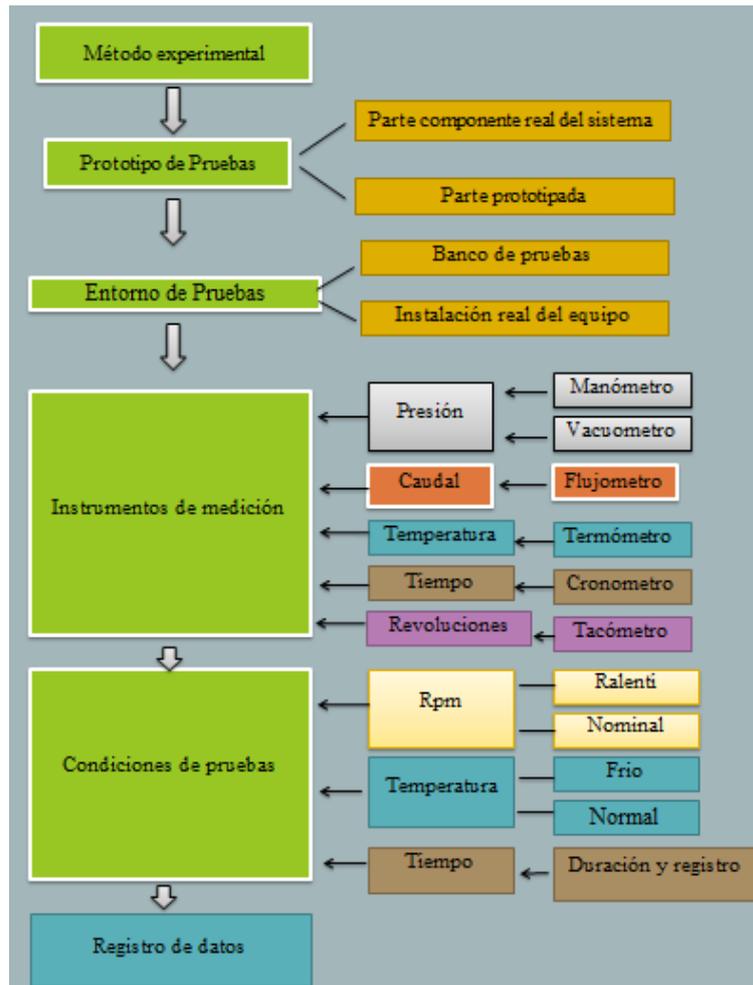


Figura 11. Diagrama método experimental.

La aplicación del método experimental normalmente implica el cumplimiento de ciertas condiciones que aseguran resultados confiables en los ensayos:

- Prototipo de pruebas.
- Entorno de pruebas.
- Instrumentos de medición.
- Condiciones de pruebas.

Una vez se han cumplido las condiciones descritas, procede la ejecución de los ensayos y consecuentemente a la recolección de información.

- Ejecución de ensayos

- Recolección de datos

Prototipo de pruebas.

Un prototipo de pruebas es un elemento que se asemeja de la manera más exacta posible a las condiciones geométricas y físicas reales de la pieza que se pretende ensayar, de esta manera los resultados de los ensayos se apegan a la realidad.

El prototipo de pruebas del presente estudio es una bomba centrífuga propia del sistema, a la cual se le han realizado modificaciones que permiten la instalación de los instrumentos de medición. Ver figura 12



Figura 12. Bomba centrífuga de pruebas

Entorno de pruebas.

En el caso de una bomba centrífuga, los principales factores externos que intervienen en su funcionamiento son: instalación y accionamiento, la función del entorno de pruebas es la de simular las condiciones para las cuales se diseña la bomba centrífuga.

Existen dos maneras de generar las condiciones necesarias para la experimentación de una bomba centrífuga, la primera es en una etapa de diseño y prototipo, previo a la fabricación en la cual la bomba se monta sobre un banco de pruebas. La segunda es en la propia instalación

de la bomba centrífuga, en cualquiera de los casos, el objetivo es simular el entorno y las condiciones reales para las cuales se ha diseñado la máquina, además, este entorno debe contar con los instrumentos necesarios para realizar las mediciones del elemento en estudio.

Para el caso del presente estudio se han realizado modificaciones en la instalación de la bomba de pruebas para que esta permita la instalación de los instrumentos de medición,

En la Figura 13 se aprecia la instalación de un racor que sirve para el montaje del manómetro que medirá la presión en la salida de la bomba.

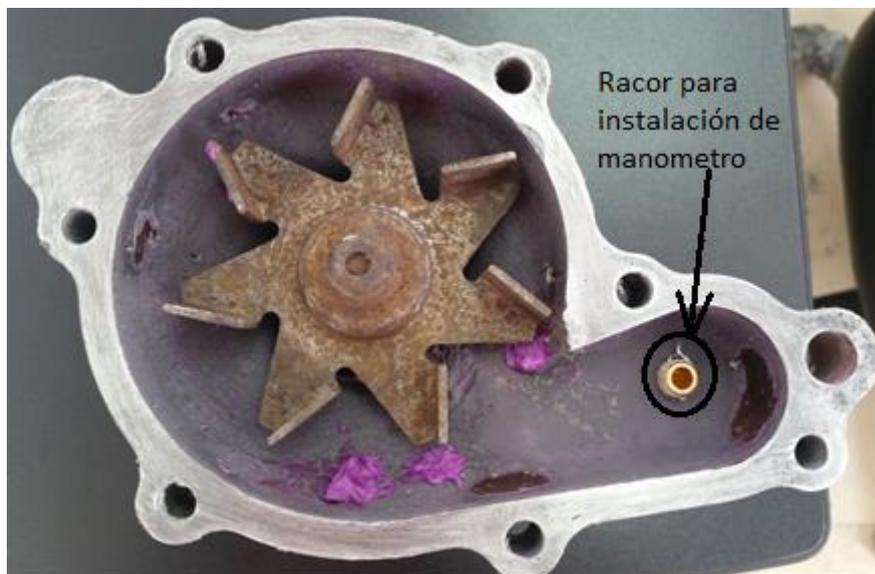


Figura 13. Instalación de acople para manómetro.

En la figura 14 se aprecia la herramienta fabricada para la instalación del Vacuometro en la entrada de la bomba, esta herramienta incorpora un conducto que se localiza en el centro de la entrada de la bomba y por el otro lado un racor que permite la instalación de la herramienta de medición. La forma geométrica de la herramienta permite acoplar la bomba de pruebas al motor térmico, creando así el entorno adecuado para la ejecución de las pruebas en la propia instalación de la misma.



Figura 14. Herramienta especial para instalación de Vacuometro en admisión de la bomba centrifuga

La herramienta para la medición de caudal se monta en serie sobre la salida hacia radiador de calor desde el motor térmico y la entrada al radiador. Ver Figura 15



Figura 15. Instalación de flujometro en serie sobre sistema de refrigeración.

Instrumentos de medición.

Los instrumentos de medición para método experimental como se ha determinado en la sección previa serán:

- Manómetro
- Vacuometro
- Flujometro o Caudalímetro
- Termómetro
- Cronometro
- Tacómetro

La descripción de los equipos se analiza detenidamente en el tema de selección de equipos de investigación.

Condiciones de pruebas.

El defecto de la bomba centrífuga en estudio se presenta durante la operación normal de misma, por lo tanto se debe realizar el estudio bajo estas mismas condiciones. Al realizar las pruebas en la propia instalación de la bomba centrífuga, las condiciones de pruebas quedan prácticamente definidas por el propio sistema, quedando nada más indefinidas las condiciones del régimen de revoluciones del motor y las condiciones de temperatura de funcionamiento.

En cuanto al régimen de revoluciones, los ensayos se realizaran en los regímenes normales en que opera la máquina, régimen Nominal y régimen Ralentí, esto debido a que siendo una máquina de tipo industrial, básicamente opera en estos dos regímenes.

En cuanto a la temperatura de funcionamiento, los ensayos se realizan con el motor a temperatura normal de funcionamiento, pues la mayor parte del tiempo el motor opera a temperatura, el motor en frío opera solamente mientras este se calienta, además, para efectos del presente estudio en que se supone que el defecto analizado es causado por cavitación y el mismo se presenta en condiciones normales, estas condiciones se replican para el estudio.

Ejecución de ensayos

Para la ejecución de los ensayos se instalan los equipos de medición, los equipos que requieren instalación son los de presión por un lado y el equipo de medición de caudal por otro, con el afán de no interferir los resultados entre estas pruebas, las mismas se realizan por separado, en primer lugar se instalan los equipos de presión y posteriormente, una vez estos equipos se retiran, se instala el medidor de caudal. Si se montaran todos los equipos al mismo tiempo, el flujometro causara una pérdida de presión adicional que modifica los resultados reales de presión.

Los demás equipos a usar, no tienen relevancia en este sentido puesto que no se tienen que instalar en el sistema, por tanto no alteran el mismo y no interfieren con las condiciones de operación.

Ensayo de presión.

El propósito de este ensayo es el de evaluar los valores de presión de entrada y salida de la bomba bajo las condiciones normales de operación: nominal y ralentí. La mayor parte de la prueba se realiza en el régimen nominal debido a que en este estado funciona la maquina la mayor parte del tiempo, además de que, según Mataix (1986) condiciones de cavitación es más probable que se presenten en este régimen, por el número elevado de rpm.

La ejecución de este ensayo requiere la instalación de la bomba centrífuga de pruebas en el motor junto con los aditamentos e instrumentos de medición, Ver Figura 16 y Figura 17



Figura 16. Equipos de medición de presión instalados

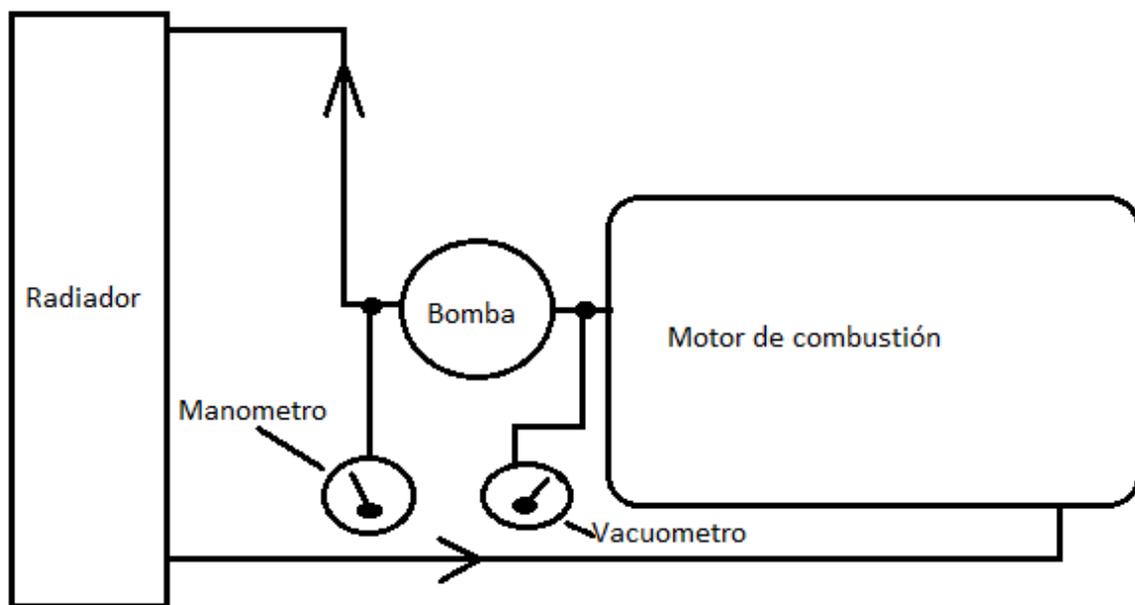


Figura 17. Diagrama de montaje de instrumentos de medición en entrada y salida de la bomba.

Los ensayos se realizan a la temperatura normal de operación, para asegurar esta condición se enciende el motor por el lapso de 30 min, luego se apaga la máquina previo el inicio de las pruebas. El ensayo se realiza a temperatura normal de operación, debido a que se pretende descubrir si condiciones de cavitación se presentan durante el funcionamiento normal de la bomba, y según la literatura (Mataix, 1986) y la tabla 1 (Propiedades del agua saturada), es

mucho más probable que el fenómeno se presente a mayores temperaturas debido a que el agua se acerca a la temperatura de presión de vapor.

Según la literatura (Cengel & Cimbala, 2006) una bomba centrífuga se diseña para satisfacer determinadas condiciones, por lo tanto las pruebas de presión y caudal se realizan simulando dichas condiciones. La bomba centrífuga objeto de estudio tiene ya definidas las condiciones de operación al estar instalada sobre su propio sistema, en estas condiciones se monitorean los valores de presión y caudal mientras la máquina opera normalmente en régimen ralentí o nominal, los valores principales monitoreados se revisan y anotan con una frecuencia determinada. Según la literatura, únicamente se contemplan valores puntuales de presión y caudal para las pruebas o ensayos a determinado régimen de revoluciones, no existe un protocolo definido de pruebas ni de recolección de datos más que evaluar estos valores en las condiciones en la que desea estudiar la máquina. Así como Nohmi et al (2003) en su estudio realiza sin número de mediciones, en el estudio presente se evalúan los valores en condiciones estables de revoluciones y se repiten las lecturas de presión, caudal, temperatura y revoluciones cada minuto para evaluar el comportamiento de estos parámetros en el tiempo, además de para obtener confiabilidad, repetitividad y una reducida incertidumbre en las medidas, garantizando de esta manera exactitud en las mediciones de los ensayos realizados.

Cumplidas las condiciones previamente descritas inicia el ensayo de la manera siguiente, arranca el motor manteniéndolo en régimen ralentí durante 1 minuto y luego se eleva el régimen de revoluciones al nominal durante 19 minutos luego baja a régimen ralentí y concluye el ensayo en el minuto 20, durante cada minuto del ensayo se monitorean y registran los datos de presión, temperatura y revoluciones. El ensayo se repite 5 veces para asegurar confiabilidad, repetitividad y estabilidad en los resultados obtenidos. Ver resultados en Anexos 3

Ensayo de caudal

Este ensayo tiene como propósito medir el caudal total de flujo que genera la bomba centrífuga en los dos regímenes de operación, ralentí y nominal. De igual manera que en el caso de los ensayos de presión el objetivo es realizar la medición de la capacidad que de la bomba especialmente en el régimen nominal que es en el cual se espera ocurra el fenómeno de cavitación.

Según la literatura (Mataix, 1986) se habla únicamente de encontrar un valor de caudal a determinado régimen y con ciertas condiciones estables, Con el propósito de obtener medidas con mayor grado de confiabilidad, estabilidad y minimizando la incertidumbre, además de verificar el comportamiento de estos valores en el tiempo, varias lecturas se realizan y se repiten los ensayos varias veces, como se detalla en las siguientes páginas.

La medición de la capacidad total que da la bomba en los dos regímenes necesita la siguiente consideración.

La función del termostato es la de permitir el rápido calentamiento del motor una vez este enciende estando frío, esto se consigue bloqueando la circulación del líquido refrigerante hacia el radiador y recirculando el refrigerante solo a través del bloque motor a través de un bypass, una vez el motor se calienta el termostato abre el paso del refrigerante hacia el radiador y cierra el bypass (Hermogenes, 2003), esto es adecuado para el funcionamiento normal del motor, pero para el caso del ensayo a realizar, no, pues es necesario asegurar que todo el caudal generado por la bomba pase a través del flujometro en cada prueba, por lo tanto, con este propósito, se desmonta el termostato y se bloquea el bypass con un tapón, ver figura 18. Esto asegura que todo el flujo de refrigerante pase a través del conducto de salida hacia el radiador en donde se monta la herramienta en serie.

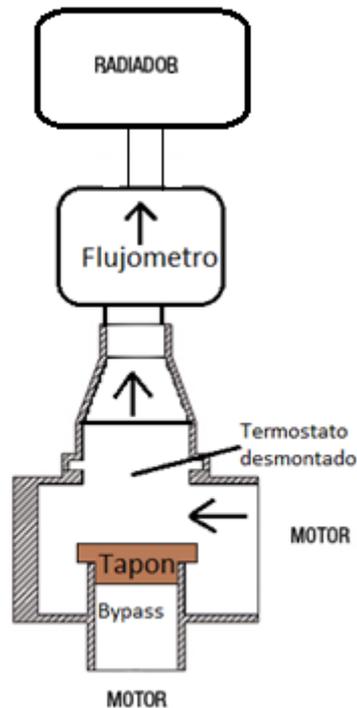


Figura 18. Instalación de flujometro.

Una vez realizada la instalación, se procede con el ensayo, se realizan pruebas en régimen ralenti y nominal. Los ensayos se realizan de la siguiente manera.

Pruebas en ralenti

Estas pruebas tienen el objetivo de evaluar la capacidad generada por la bomba en condiciones estables de ralenti, según la literatura, (Cengel & Cimbala, 2006), el parámetro a ser medido es el caudal en condiciones de revoluciones estables, no existe un protocolo normalizado específico de pruebas más que los guiados por la metrología que sugiere la toma de repetidas mediciones para asegurar la calidad de las mismas, con este propósito, en el presente estudio se realizan ensayos de 3 minutos de duración con el objetivo de obtener una medición más estable y confiable, luego el ensayo completo se repite cinco veces con el objeto de obtener, repetitividad, estabilidad y confiabilidad en las medidas.

Con el flujometro en cero, enciende el motor y se mantiene en ralentí durante 3 minutos, cronometrado este tiempo se lee y registra el valor acotado en el equipo, se resetea el valor en el equipo digital y se repite la prueba 5 veces. Ver resultados en Anexos 3

Pruebas en régimen nominal

Las consideraciones del modo de ensayo en este caso se repiten con las del ensayo en régimen ralentí, los ensayos se realizan con el objetivo de obtener un valor estable y confiable en régimen nominal de operación.

Con el flujometro en cero, enciende el motor, inmediatamente acelera el motor hasta el régimen nominal y se mantiene así durante 3 minutos, tiempo cronometrado, al cabo de este tiempo se lee y registra el valor acotado en el equipo, se resetea el valor y se repite la prueba 5 veces. Ver resultados en Anexos 3

Método Analítico

El método analítico implica el uso de los principios y ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos y las turbomaquinas, Bernoulli y Euler son autores de los principios y ecuaciones para este fin.

El análisis del método analítico implica el ingreso de algunos valores de entrada que son estudiados y evaluados en las diferentes ecuaciones con el propósito de encontrar todas las condiciones teóricas del problema, estos valores de entrada son principalmente: Caudal, Presión, velocidad angular del impulsor, geometría de los alabes.

Los valores de caudal y presión, para el presente estudio se obtienen a través del método experimental, y valores geométricos se obtienen a través del modelado CAD, ver figura 19, he ahí la importancia de aplicar los métodos (analítico, experimental y CFD) dada su complementariedad en este punto del estudio.

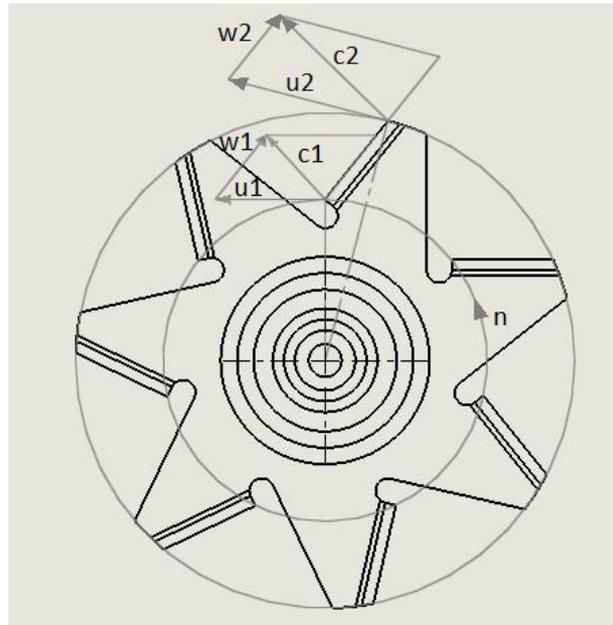


Figura 19. Triángulo de velocidades.

El primer paso del análisis teórico se efectúa sobre la geometría del impulsor de la bomba centrífuga, en donde se analizan los triángulos de velocidades (ver figura 20) y sus magnitudes, estos valores están directamente relacionados con los valores de velocidad angular del impulsor de la bomba centrífuga. De acuerdo al método experimental empleado en el estudio, las pruebas se realizan en los dos regímenes principales de operación: ralentí y régimen nominal, los valores definidos de revoluciones para los regímenes se toman como una media de los valores experimentales obtenidos. Ver Anexos 3

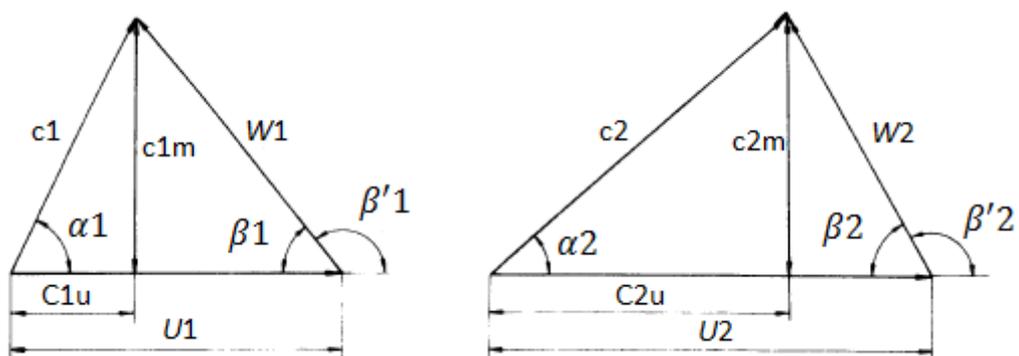


Figura 20. Triángulos de velocidad

Fuente: (Mataix, 1986, p. 365)

Valores en revoluciones medios:

Tabla 2. Valores medios de revoluciones regímenes: nominal y ralentí

Régimen	Ralentí	Nominal
Media de revoluciones (rpm)	1077.9	2627.6535

En cuanto a las cotas principales obtenidas dimensionalmente se tiene, ver figura 21 y figura 22 (unidades usadas en las figuras, mm):

$D1=0.060$ m

$D2=0.090$ m

$b=0.018$ m (Figura 22)

$\beta1 = 51.7^\circ$

$\beta2 = 66.01^\circ$

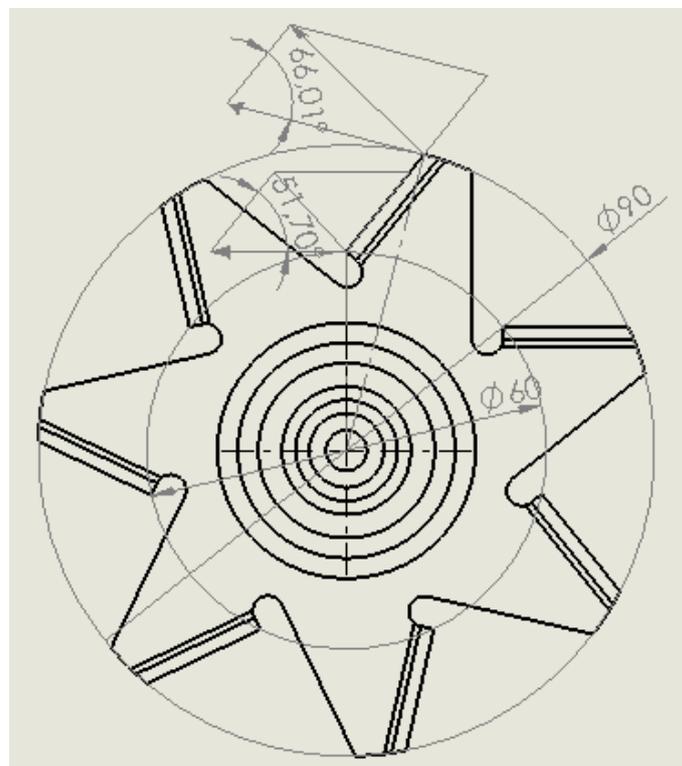


Figura 21. Análisis de ángulos de entrada y de salida en el impulsor.

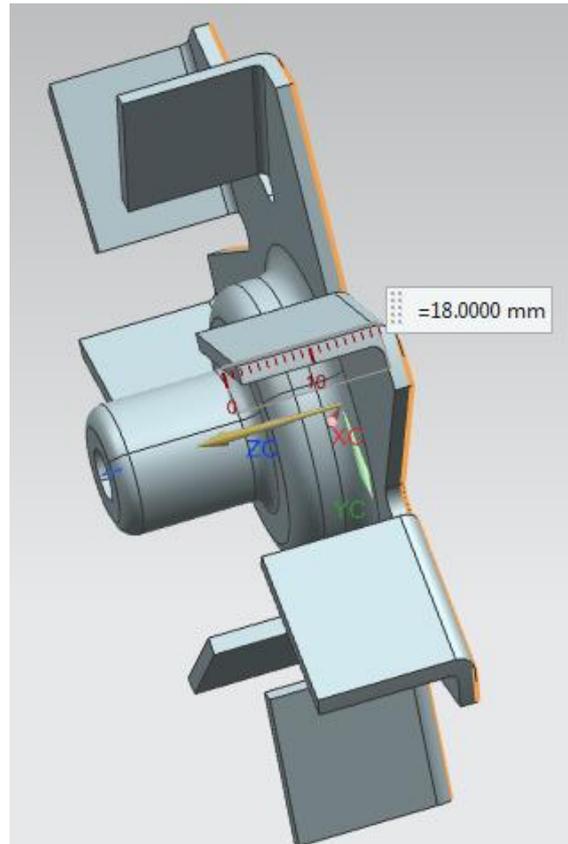


Figura 22. Altura de alabes.

Aplicando las ecuaciones de los triángulos de velocidades, se obtienen los valores de los principales vectores:

En este caso la ecuación de velocidades es aplicada en la entrada de los alabes, la ecuación (5), es la misma para la salida de los alabes.

$$C_{1u} = U_1 - \frac{C_{1m}}{\operatorname{tg}\beta_1} \quad (5)$$

En donde:

C_{1u} – componente de velocidad tangencial, ver figura 20

U_1 - Velocidad tangencial en la entrada de los alabes, Ver figura 19 y figura 20.

C_{1m} -componente radial de velocidad, ver figura 20

β_1 - Angulo de entrada de los alabes, ver figura 21

Tomando en cuenta la ecuación de tasa de flujo volumétrico (Mott, 2006):

$$Q = Av \quad (6)$$

En donde

$Q = \dot{V}$ - Gasto volumétrico o caudal

A-Área transversal de flujo

v - Velocidad del flujo

Se puede escribir:

$$Q = \pi D_1 b_1 C_{1m} \quad (7)$$

Con ayuda de la ecuación de continuidad (8), se pueden relacionar el triángulo de entrada y el de salida

$$C_{2m} = \frac{b_1 D_1}{b_2 D_2} C_{1m} \quad (8)$$

En donde b_1 representa el altura de los alabes en la entrada, para el caso del presente estudio el espesor de los alabes a lo largo del impulsor es constante, por lo tanto $b_1 = b_2$

Luego se obtiene el valor de altura teórica o altura de Euler que entrega la bomba, según la ecuación (9), primera forma de la ecuación de Euler.

$$Hu = \pm \frac{U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u}}{g} \quad (9)$$

En donde g representa la constante gravitacional

Estos datos deben ser validados y comparados con los valores obtenidos a través de la ecuación (10), primera expresión de la altura útil (Mataix, 1986, p. 386).

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho g} + z_s - z_e + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} \quad (10)$$

Luego se aplica la ecuación (11), altura útil o efectiva de la bomba (Mataix, 1986, p. 386)

$$H = H_u - H_{r-1nt} \quad (11)$$

Finalmente se puede encontrar el rendimiento hidráulico de la bomba aplicando la ecuación

(12),

$$n_h = \frac{H}{H_u} \quad (12)$$

En donde H_{r-1nt} representa las pérdidas del sistema y la eventual diferencia que existe entre los métodos analítico y experimental.

Adicionalmente el método CFD requiere información sobre el tipo de flujo que gobierna en la bomba centrífuga para de esta manera aplicar las condiciones de solución numérica más adecuadas, para determinar el tipo de flujo se debe encontrar el número de Reynolds, (Cengel & Cimbala, 2006)

$$Re = \frac{DV}{\nu} \quad (13)$$

Nota: En el ensayo de presión, convenientemente se han situado los manómetros de presión a la misma altura, con la cual se cancelan los términos z_s y z_e de la ecuación (6), al no existir diferencia entre estas cotas, con lo cual se simplifica la ecuación a los siguientes términos, (Mataix, 1986)

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho g} + \frac{V_s^2 - V_e^2}{2g} \quad (14)$$

Método CFD

La aplicación del método CFD requiere una herramienta computacional y por lo menos un software que incorpore un módulo CAD y un módulo CFD en su código interno, estos instrumentos de investigación se definen más detenidamente en la sección de “selección de instrumentos de medición”.

El procedimiento CFD según Xamán (2016, p. 20) se divide en las siguientes partes: pre-procesamiento, solver y post-procesamiento. Con referencia a esta literatura se muestra en la figura 23, el diagrama de flujo que emplea el estudio con la aplicación CFD.

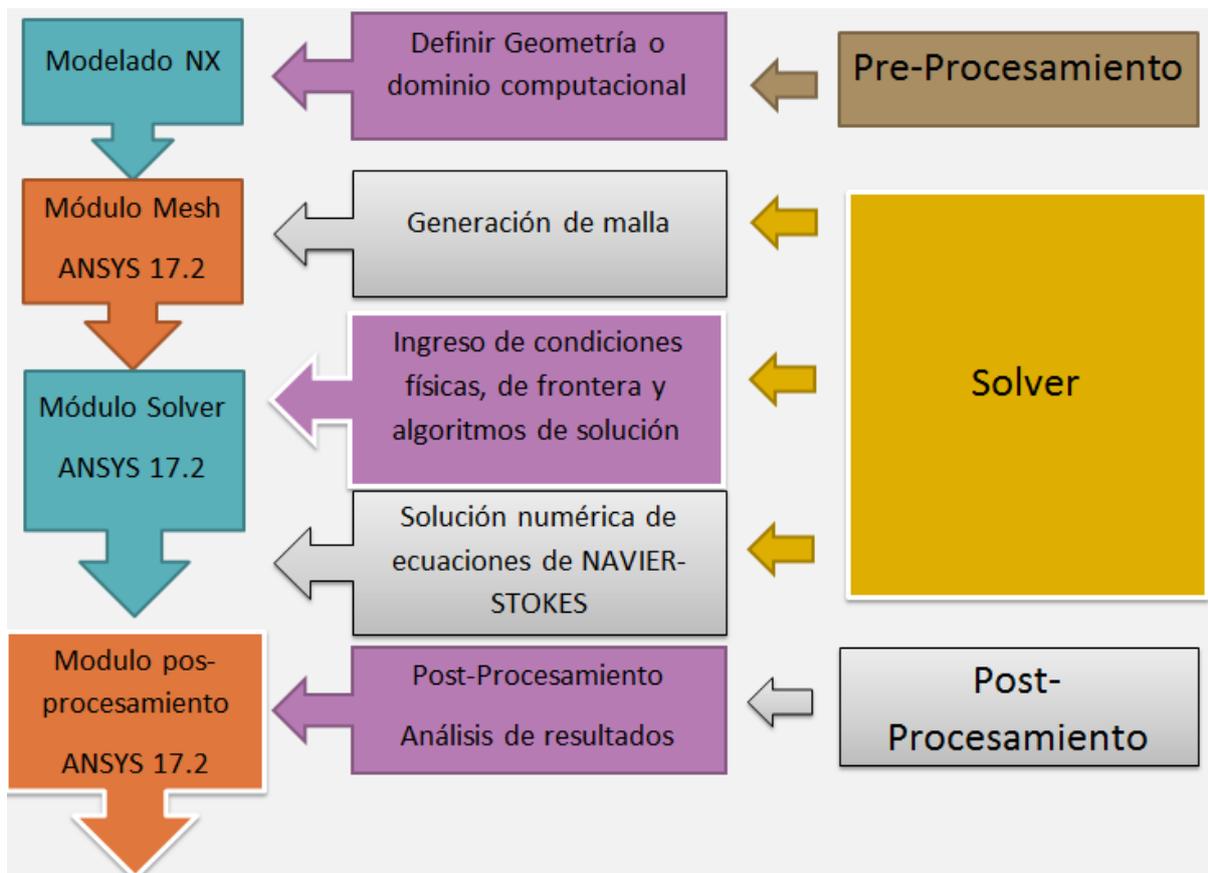


Figura 23. Diagrama de flujo aplicación método CFD.

Pre-procesamiento.

Constituye la primera parte del procedimiento y básicamente consiste en el ingreso de datos al software, en el cual se crean el dominio o los dominios geométricos computacionales y se genera el mallado computacional. Se subdivide en las siguientes etapas: (Xamán, 2016, p. 22)

- Definir una geometría o dominio computacional.
- Generación de malla numérica.

Definir geometría o dominio computacional.

Este punto trata de digitalizar la información física de la geometría de la bomba centrífuga y todas sus partes componentes, para el efecto se emplea el software NX10 en su módulo de modelado, ver figuras 25 y 26, es de suma importancia la exactitud geométrica entre las partes real y digital, pues la diferencia entre estas causan problemas de incertidumbre en los resultados de la simulación computacional (Xamán, 2016, p. 35), El levantamiento de información física para la digitalización se realiza con herramientas de precisión, calibrador pie de rey, graduador, hojas cuadrículadas, para graficar la curva de la voluta se usa la herramienta de ajuste de curvas del Software AutoCad Mechanical 2014. El modelo digital se ha validado imprimiendo la geometría digital a escala real y comparando este papel con la parte real, ver figura 24, ver levantamiento de información para modelado en Anexos 2



Figura 24. Validación de modelo digital.

Parte impresa en papel calzada sobre voluta de la bomba

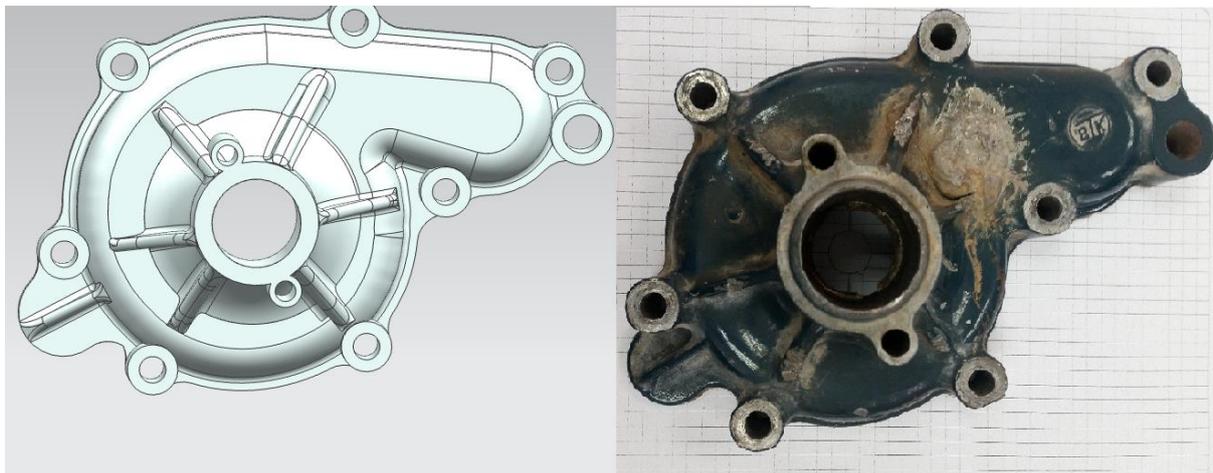


Figura 25. Voluta modelado computacional NX10 lado izquierdo, Voluta real lado derecho.

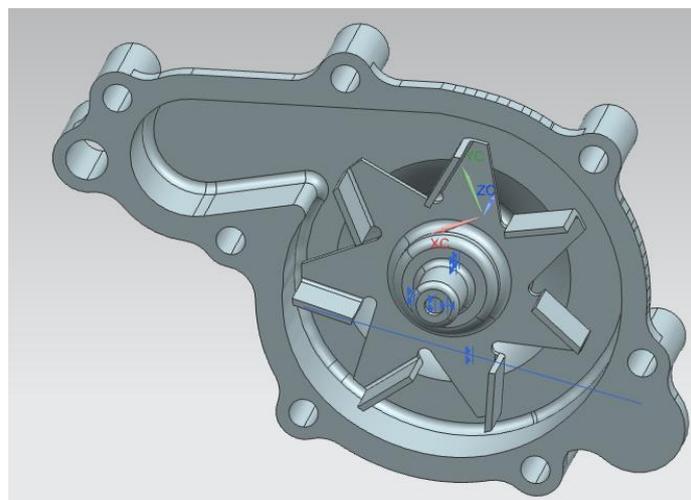


Figura 26. Bomba centrifuga ensamblada.

Previo al procedimiento de mallado hay una consideración importante en cuanto a las partes geométricas, el software CFD solamente analiza los volúmenes de fluido, es decir, solamente el volumen de fluido que circula en la bomba centrifuga, por lo tanto, es necesario realizar las operaciones necesarias para encontrar dichos volúmenes previo al ingreso de información al módulo CFD, en la figura 27 se realiza el procedimiento para extraer el volumen de dominio del fluido en la voluta. En el dominio del fluido de la voluta se consideran también volúmenes de entrada y salida, que se corresponden con los volúmenes de entrada y salida en la instalación real de la bomba, esto mejora el circuito de influencia de la bomba centrifuga en la simulación, con lo que se pretende obtener flujos más desarrollados y reales en la simulación, ver figura 28. Luego se realiza el mismo procedimiento para el impulsor en donde, del volumen con el cual el impulsor directamente interactúa se extrae el volumen del impulsor, el resultado será conocido como el volumen de influencia del impulsor, ver figura 29.

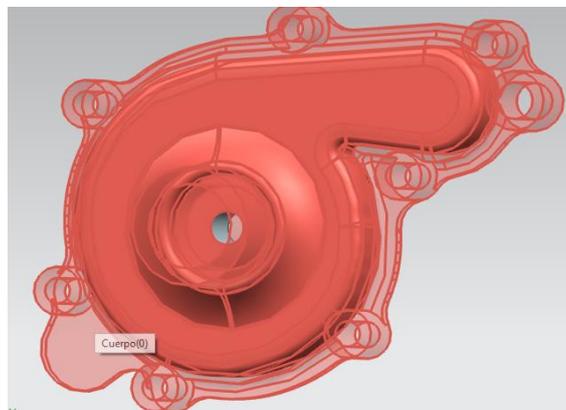


Figura 27. Dominio del fluido en circulación dentro de la voluta.

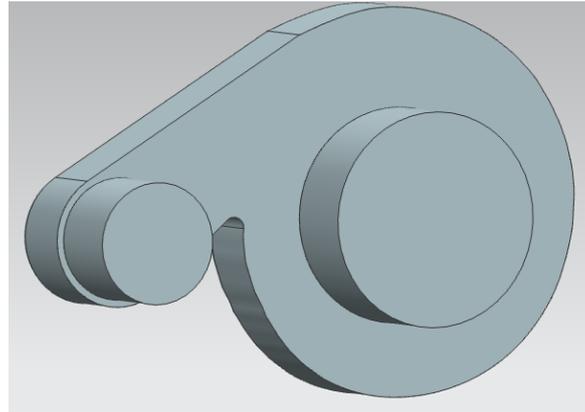


Figura 28. Dominio del flujo de fluido incluyendo entrada y salida.

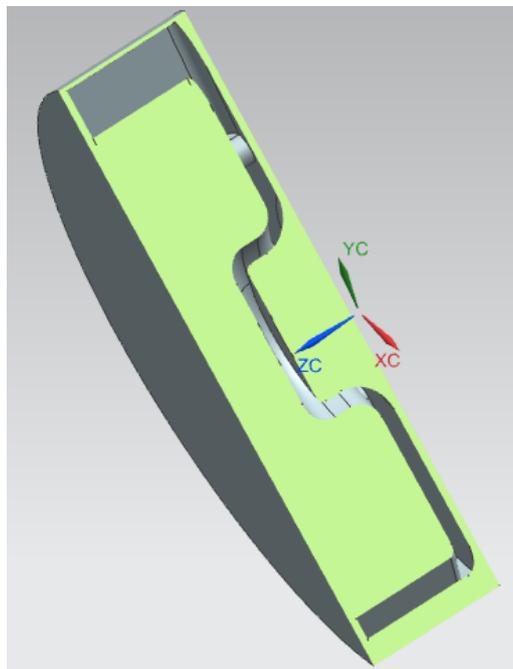


Figura 29. Dominio del impulsor.

Finalmente los volúmenes de dominio del fluido se ensamblan, ver figura 30, en este punto se tiene en consideración que, a más del movimiento del fluido a través del impulsor y la voluta, existe movimiento del impulsor, en un adecuado proceso de análisis, los dos movimientos deben tomarse en cuenta, por lo que se recurre al uso de la opción de referencias múltiples de la herramienta computacional CFD que permite simular esta condición. Esta es una condición de estado estable de aproximación en la cual zonas de celdas de las mallas se mueven a velocidades rotacionales distintas, esto permite la simulación del movimiento del impulsor en el interior de la voluta.

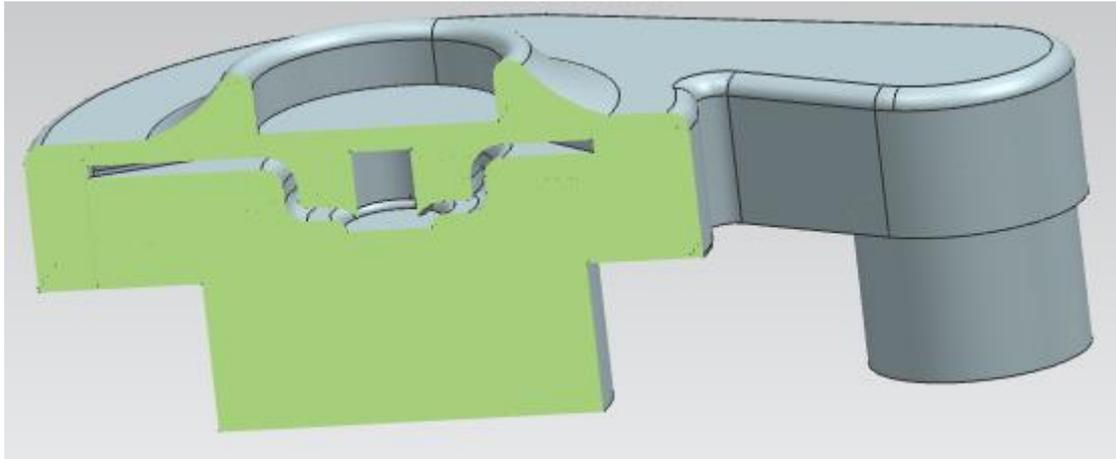


Figura 30. Dominio fijo y dominio móvil ensamblados.

Generación de malla numérica

Dado que el procedimiento de simulación se lleva a cabo en el módulo CFX del software ANSYS 17.2 en su versión estudiantil, previo al procedimiento de mallado se tiene que exportar el sólido de dominio, ver figura 31, en donde se aprecian los dos dominios de fluido (voluta e impulsor) claramente diferenciados en el software ANSYS módulo Mesh en donde se realiza el mallado de la parte.

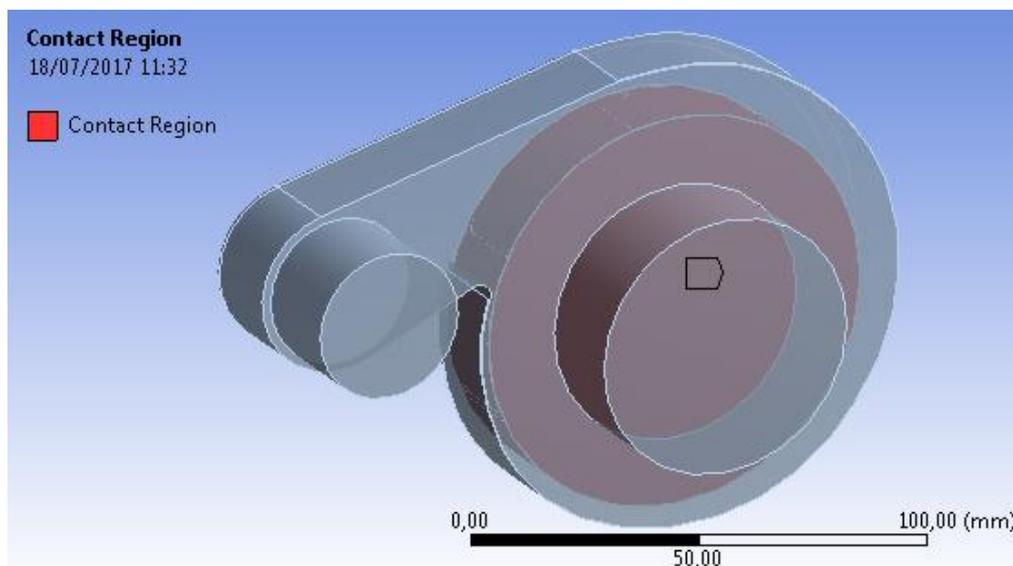


Figura 31. Exportación de dominios a software ANSYS.

El procedimiento de mallado es el procedimiento a través del cual se discretiza el volumen de influencia del flujo en un número finito de volúmenes (MVF) también conocidos como

celdas, cada uno de los cuales está representado por un nodo que es analizado independientemente en la etapa de solución y luego los resultados se suman para obtener la solución total del sistema. Es por tanto de suma importancia un adecuado mallado ya que está directamente relacionado con los cálculos y soluciones numéricas del sistema. En este punto el principal factor a tener en cuenta es el tamaño de la malla que define la medida y cantidad de los volúmenes finitos o celdas y el número de nodos a analizar, este tamaño de malla está relacionado con la incertidumbre de la solución numérica, que no es más que la diferencia o error que esta solución presenta frente a una solución analítica, mientras más pequeño sea el tamaño de malla, menor error de discretización, pero existirá a cambio un mayor consumo de recurso y tiempo computacional (J. Xamán, 2016), también se debe tener en cuenta que no necesariamente un tamaño de malla menor asegura mejores resultados ya que podrían existir errores por sesgo de celdas, por ejemplo.

El mallado tetraédrico se ha empleado en los volúmenes de influencia con mallados más finos en zonas de radios cerrados, zonas de influencia del impulsor y geometrías agudas mientras que un tamaño de malla más gruesa en zonas volumétricas con geometrías de mayor volumen de menor agudeza, ver figuras 32- 33, esto se realiza con el propósito de optimizar el recurso computacional, haciendo zonas de cálculo más precisas en donde se esperan gradientes de presión y velocidad más grandes y ahorrando recurso computacional en zonas con menor cambio en cuanto a gradientes. La aplicación del módulo mesh del software también distingue y realiza los mallados de los dos volúmenes de influencia (voluta e impulsor), ver figuras 33 y 34. Los resultados del módulo mesh obtenidos se muestran en la tabla 3.

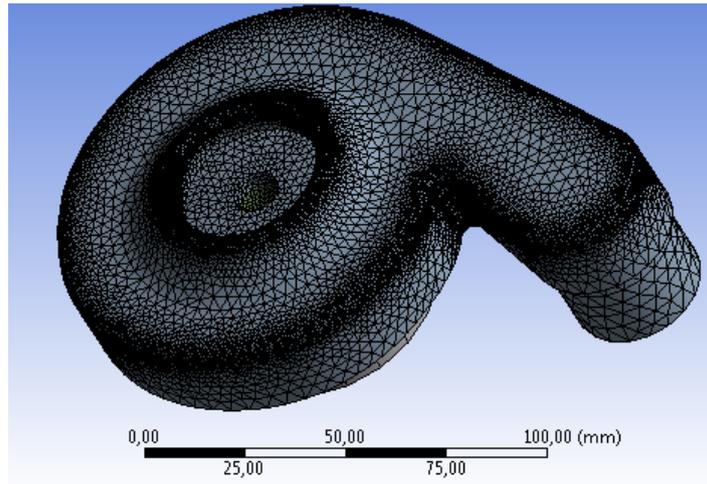


Figura 32. Mallado dominio estático.

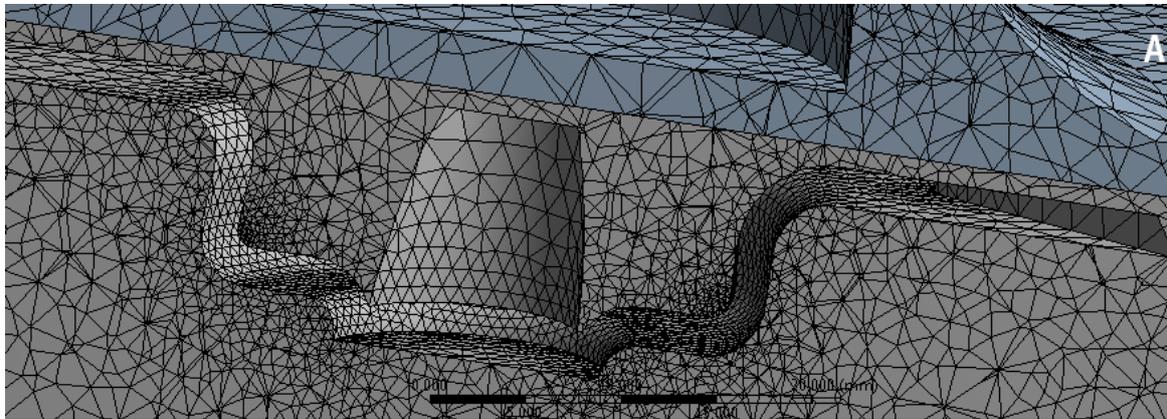


Figura 33. Mallado Dominios Estático y dinámico

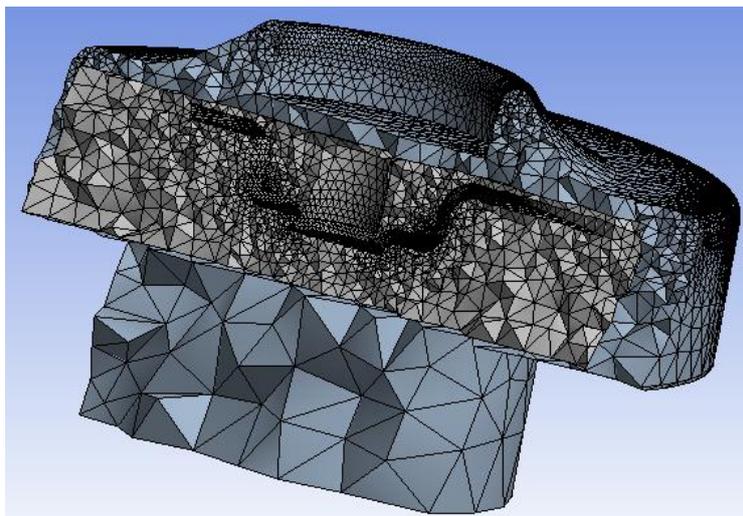


Figura 34. Vista 3D de volúmenes de control

Tabla 3. Resultados de mallado en módulo mesh ANSYS 17.2 Student

Dominio	Nodos	Elementos
Voluta	56009	193078
Impulsor	83937	398084
Total	139946	591162

Ingreso de condiciones físicas, de frontera y algoritmos de solución

El fenómeno físico que se simula es el comportamiento del fluido a través de los dominios de control del impulsor y voluta del elemento en estudio a través de CFD, esto mientras el impulsor comunica energía al flujo. De acuerdo a las características geométricas y físicas del elemento, el flujo en el volumen de dominio del impulsor es netamente radial siendo el flujo axial igual a cero, mientras que la velocidad en la admisión es netamente axial, finalmente el tipo de flujo se considera turbulento de acuerdo a los resultados obtenidos en el método analítico. Tomando en cuenta estas consideraciones los valores físicos que representan los valores de frontera y que han sido obtenidos mediante los métodos analítico y experimental son:

Revoluciones del impulsor

La velocidad del impulsor es directamente proporcional a la velocidad del cigüeñal y la misma se ha medido en los ensayos experimentales Ver Anexos 3, y luego se ha computado con la Ecuación (15) obteniendo el resultado mostrado en la tabla 2. Ingreso de valor en el software se aprecia en la figura 35.

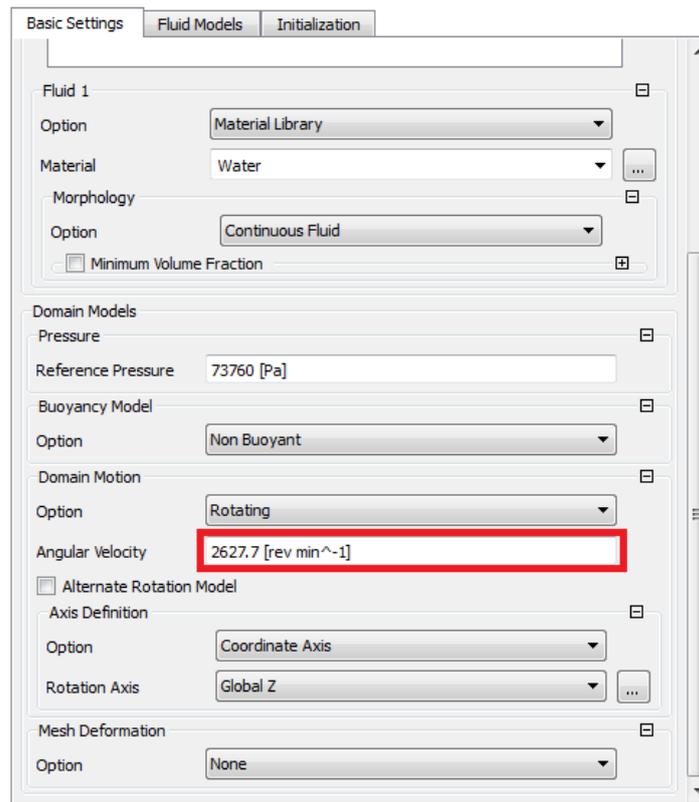
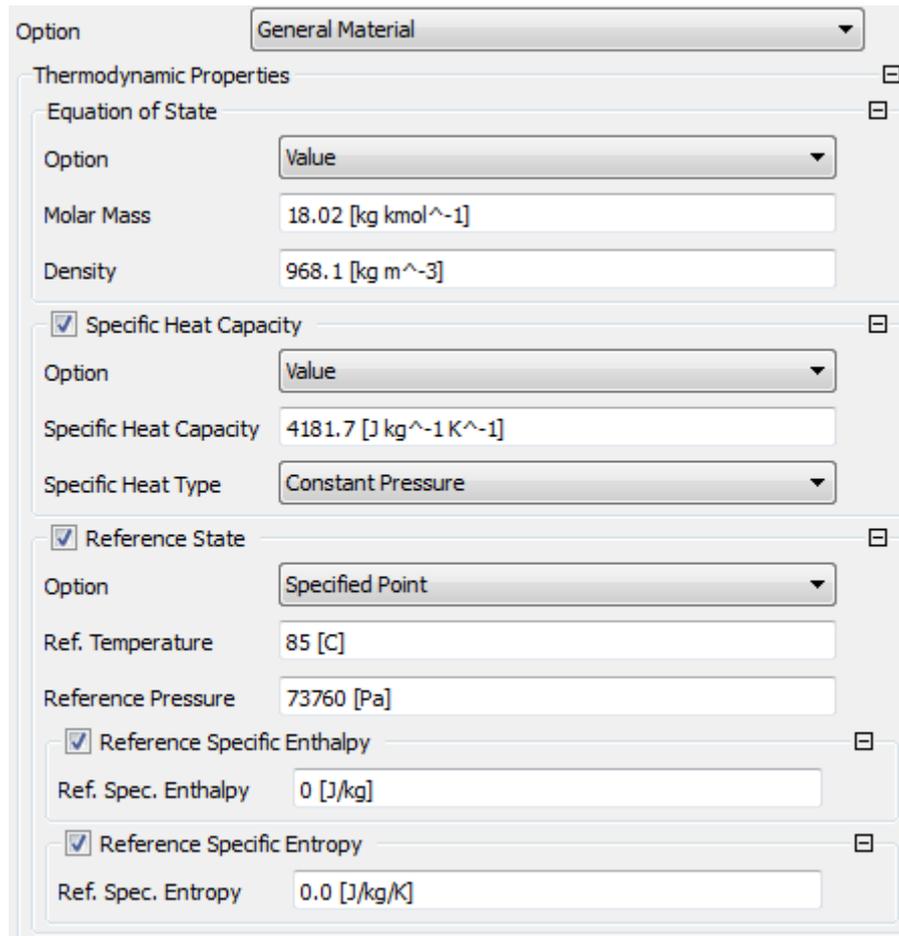


Figura 35. Ingreso de velocidad del impulsor en el módulo CFX.

Fluido computacional

Como se ha definido en la sección fluido para efectos del presente estudio el líquido refrigerante será agua, debido a que no se conocen exactamente las propiedades físico-químicas del líquido refrigerante (estas características escapan el alcance del presente estudio), y dado que el agua pura posiblemente incrementa las condiciones de cavitación, Ver figura 36, propiedades del fluido.

Para los cálculos numéricos se han tomado en cuenta las características del agua a la temperatura de operación del motor que para el caso es de 85°C, ver Tabla 1. Y a la presión atmosférica de Quito, ver tabla 7



Option: General Material

Thermodynamic Properties

Equation of State

Option: Value

Molar Mass: 18.02 [kg kmol⁻¹]

Density: 968.1 [kg m⁻³]

Specific Heat Capacity

Option: Value

Specific Heat Capacity: 4181.7 [J kg⁻¹ K⁻¹]

Specific Heat Type: Constant Pressure

Reference State

Option: Specified Point

Ref. Temperature: 85 [C]

Reference Pressure: 73760 [Pa]

Reference Specific Enthalpy

Ref. Spec. Enthalpy: 0 [J/kg]

Reference Specific Entropy

Ref. Spec. Entropy: 0.0 [J/kg/K]

Figura 36. Propiedades del fluido.

Fuente: (ANSYS, 2016)

Temperatura

La temperatura de operación es de 85°C, temperatura normal de funcionamiento del motor (Hermogenes, 2003).

Caudal

El caudal ingresado es el obtenido en el método experimental para el régimen nominal de operación, cuyo valor es: 1.31 l/s (ver Tabla 11) este valor al tratarse de agua es equivalente a 1.31 kg/s que es el valor finalmente ingresado en el software, ver figura 37.

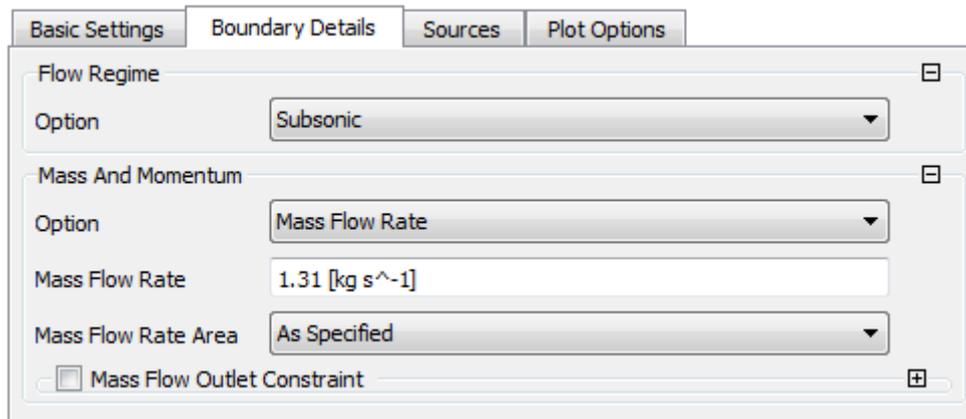


Figura 37. Flujo de masa en bomba centrifuga.

Velocidad de entrada

De acuerdo a los resultados obtenidos por la aplicación de la ecuación 6, en régimen nominal de operación del motor, la velocidad de entrada de flujo en la bomba es,

$$V_e = 0.46353m/s$$

Ver figura 38, dato ingresado en el software

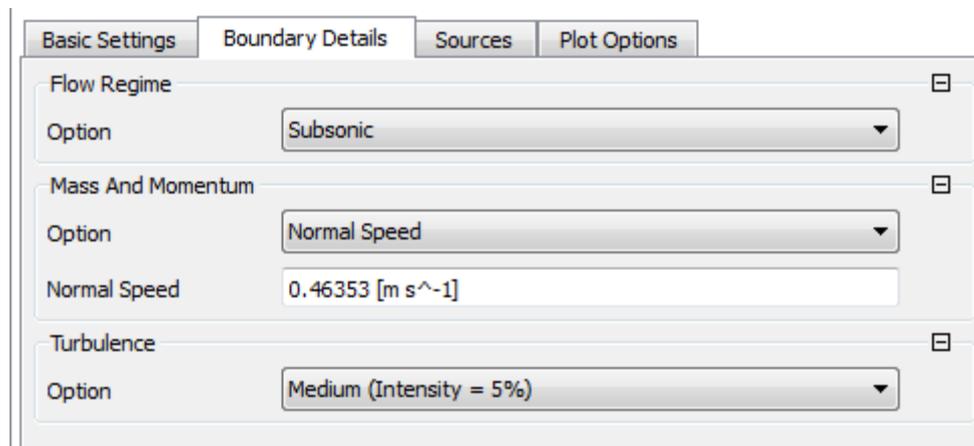


Figura 38. Velocidad normal en el ingreso de la bomba.

Condiciones de frontera

En este apartado se seleccionan los límites geométricos y se configuran las funciones de los distintos dominios generados en el proceso de mallado, se ingresan pues condiciones de entrada, salida y paredes de la bomba centrifuga, ver figura 40. Las condiciones de frontera adecuadas son necesarias para obtener un resultado numérico acertado, ver figura 39.

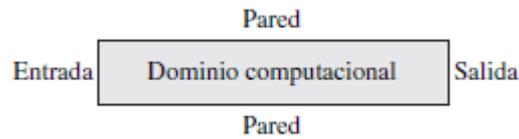


Figura 39. Condiciones de frontera.

Las condiciones de frontera deben aplicarse con todo cuidado en todas las fronteras del dominio computacional. Se necesitan condiciones de frontera adecuadas para lograr una solución de CFD con buena precisión.

Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006, p. 826)

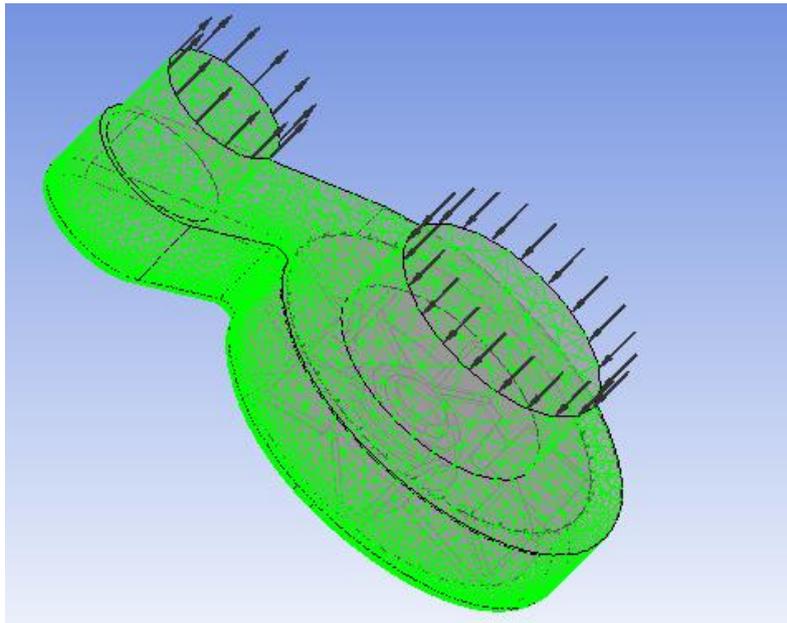


Figura 40. Ingreso de restricciones geométricas.

Tal como describe la figura 39, se seleccionan 3 fronteras, entrada, salida y pared o sólido, en la figura 40 se aprecia la entrada por tener flechas hacia el interior del volumen de control el caso es análogo para la salida y la pared se distingue por estar formada por una malla en color verde, el propósito de la pared es la de limitar y dirigir el fluido, además esta condición es indispensable en el cálculo pues la velocidad de flujo paralelo a la pared será cero, simulando la realidad física.

Condiciones de frontera interiores

En el caso de la simulación de una bomba centrífuga, dentro del dominio computacional el rotor produce un intercambio de energía que modifica de manera dramática la naturaleza del

flujo transfiriéndole energía que se traduce físicamente en caudal y presión, ver figura 41, esta condición de frontera interior se consigue aplicando la opción de múltiple referencia en el módulo solver CFX, la cual permite un mallado rotatorio interior. Y luego ingresando las condiciones de rotación, el procedimiento es similar al uso de la condición de frontera de ventilador.

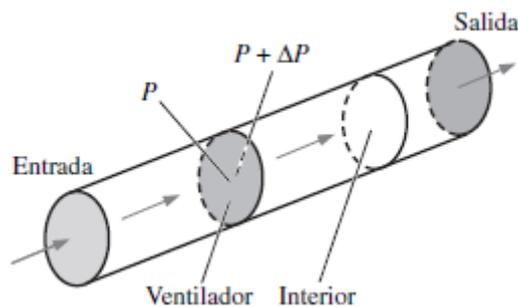


Figura 41. Condición de frontera interior.

La condición de frontera de ventilador impone un cambio abrupto en la presión a través del plano del ventilador para simular un ventilador de flujo axial en un conducto. Cuando el aumento de presión se especifica como cero, la condición de frontera de ventilador degenera en una condición de frontera interior.

Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006, p. 830)

Condiciones de cálculo numérico o CFD

Tomando como referencia procedimientos análogos de estudio, como el trabajo de Bacharoudios et al (2008:75). Se toman las siguientes consideraciones en el software, Los cálculos son ejecutados con el módulo CFX de Ansys que utiliza el método de volumen finito (MVF) para la soluciones de ecuaciones estables de NAVIER-STOKES de fluidos incompresibles, de acuerdo a los resultados obtenidos en el método experimental se determina que el tipo de flujo en la bomba centrífuga es turbulento por tanto adicional a las ecuaciones de transporte y conservación se debe aplicar un algoritmo que simule el flujo turbulento, para el presente caso la turbulencia es modelada con el modelo estándar k-ε, dado que sus resultados han sido muy aceptables para la mayoría de casos en que interviene la

turbulencia de fluidos, ver figura 42. Se asume que no existe transferencia de calor en este proceso de fluidos por lo que no es necesario el uso de ecuaciones de energía.

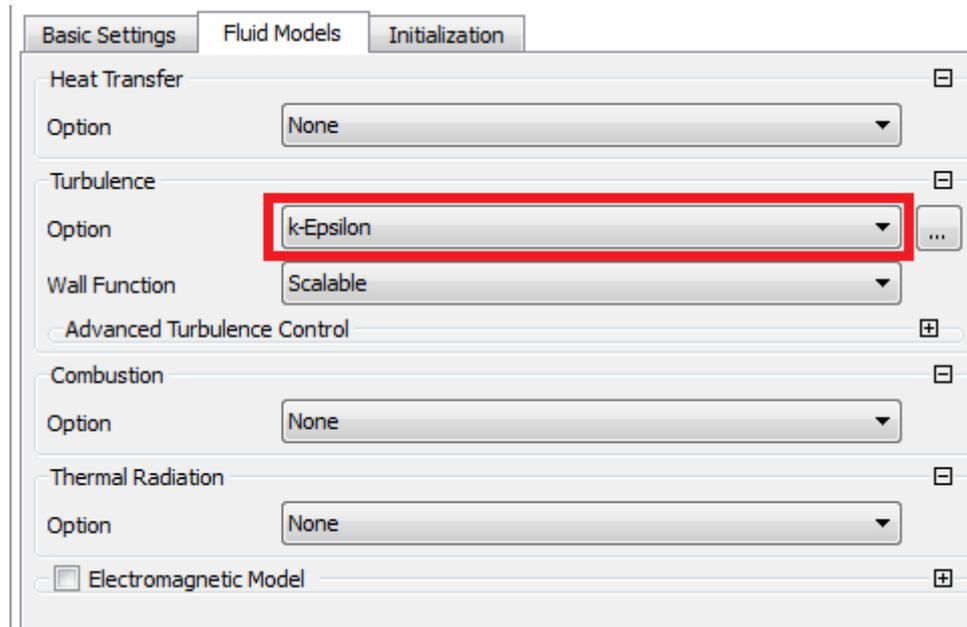


Figura 42. Selección de modelo de turbulencia.

El número de iteraciones depende del criterio de convergencia elegido y este a la vez depende de la convergencia de la solución numérica con respecto a la solución exacta, según Cengel (2006, p. 832) es esperable que para problemas complicados con mallas finas los residuos se estabilicen en valores incluso superiores a 10^{-4} , por lo que para el presente estudio se ha elegido, con el fin de encontrar una solución más precisa, un valor de residuo de 0.0001 el criterio de convergencia elegido es el RMS, mientras que el número de iteraciones se ha fijado en 100, esto significa que el programa iterara hasta que se cumplan 100 iteraciones o hasta que el residuo sea menor que $1E-4$. Ver figura 43.

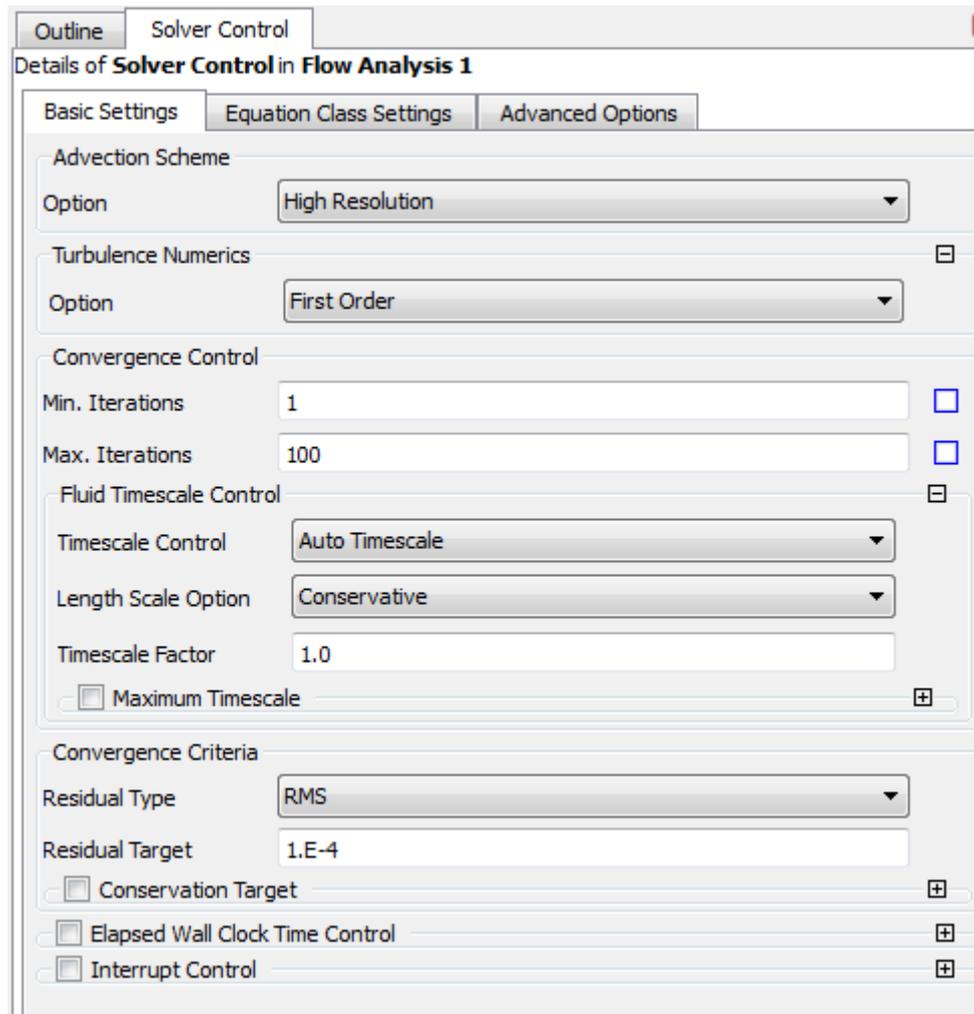


Figura 43. Ingreso de condiciones de cálculo, Iteraciones y residuo.

Solver

Se emplea el módulo solver del software comercial ANSYS en su versión estudiantil para la resolución numérica de las ecuaciones de NAVIER-STOKES de estado estable. Ver figura 44. La figura mostrada es la desplegada por el software una vez inicia el proceso de solución de las ecuaciones numéricas, las curvas en la izquierda permiten monitorear el residuo con respecto a la solución exacta, en esta grafica se puede observar si la solución converge. En el lado derecho de la gráfica se observan básicamente las matrices procesadas y el número de iteraciones del proceso. En el caso de la figura 44 se aprecia el procesamiento de la iteración 109.

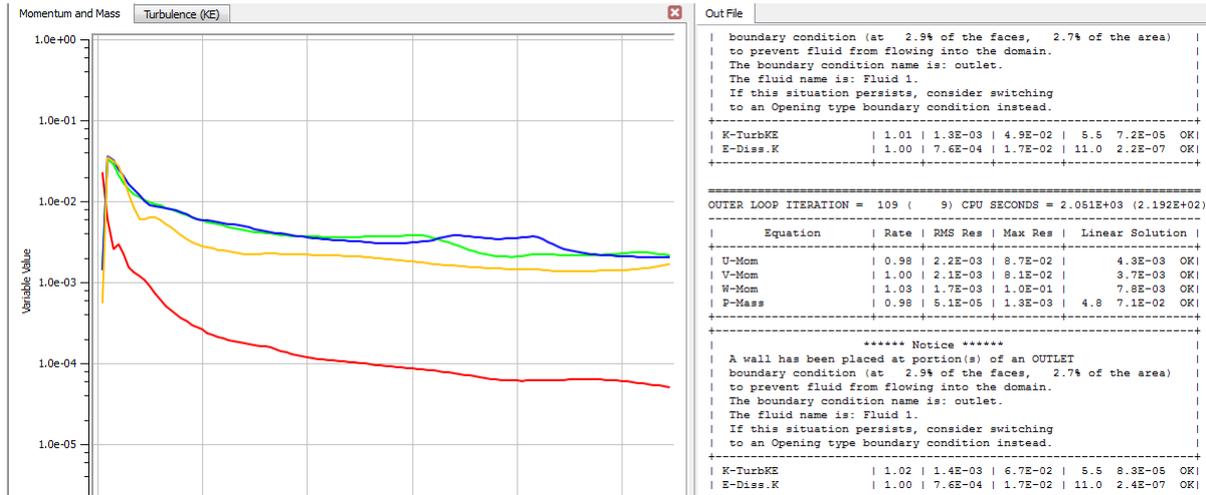


Figura 44. Solución de ecuaciones de estado estable.

Post-procesamiento

De igual manera que en el caso de la solución numérica, se usa el módulo “Solver” del software ANSYS estudiantil, en este caso se emplea el módulo de post-procesamiento del mismo software, este punto final es clave pues recoge la información de los resultados y los expresa en graficas en donde se analizan las variables, estos resultados se interpretan, comparan, validan y sirven como referencia para un procedimiento de optimización del diseño que es el propósito del presente estudio. Ver figura 45

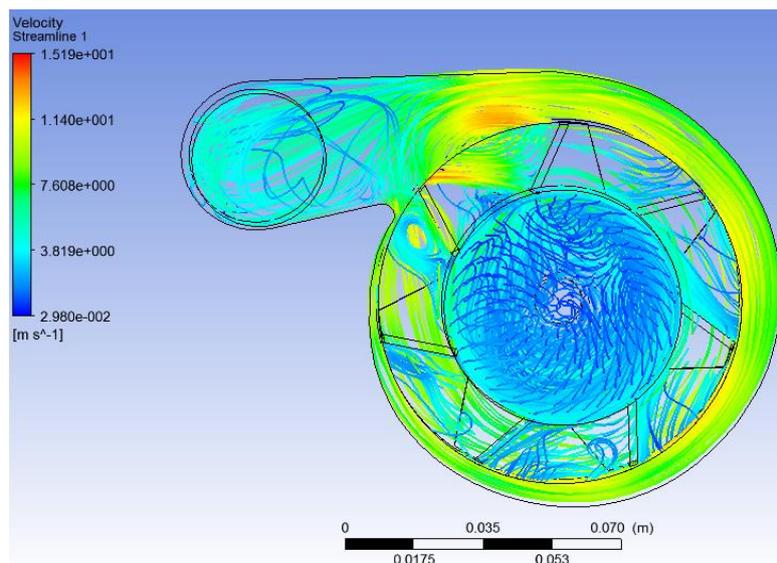


Figura 45. Gráfico de velocidad del fluido.

Selección de instrumentos de investigación

Los métodos de investigación que requieren instrumentos son el método experimental y el método numérico, siguiendo el orden respectivo se analizan a continuación los instrumentos necesarios en el método experimental y luego los instrumentos necesarios en el método numérico.

Equipos necesarios en el método experimental

Manómetro

Este instrumento se utiliza para la medición de la presión en la salida de la bomba centrífuga, se emplea un manómetro de la marca Winters con las siguientes características: Ver tabla 4 y figura 46.

Tabla 4. Especificaciones técnicas manómetro

Características	Especificaciones
Modelo:	PFQ series
Rango	0-7bar
Precisión	$\pm 1.5\%$

Nota: Fuente: (Winters Instruments, 2015)

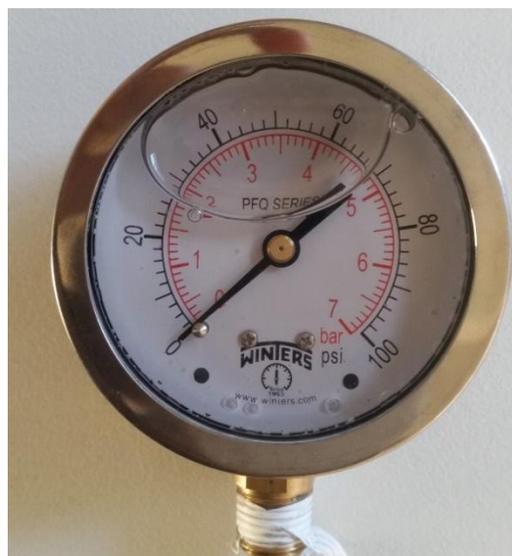


Figura 46. Manómetro de presión en la salida de la bomba centrífuga

Vacuometro

Este instrumento se utiliza para medir la presión negativa o depresión, normalmente generada en la admisión de la bomba centrífuga, Para este propósito se emplea un Vacuometro de la marca Winters con las siguientes características ver tabla 5, ver figura 47.

Tabla 5. Especificaciones técnicas Vacuometro

Características	Especificaciones
Modelo:	PFQ series
Rango	0-1bar
Precisión	$\pm 1.5\%$

Nota: Fuente: (Winters Instruments, 2015)

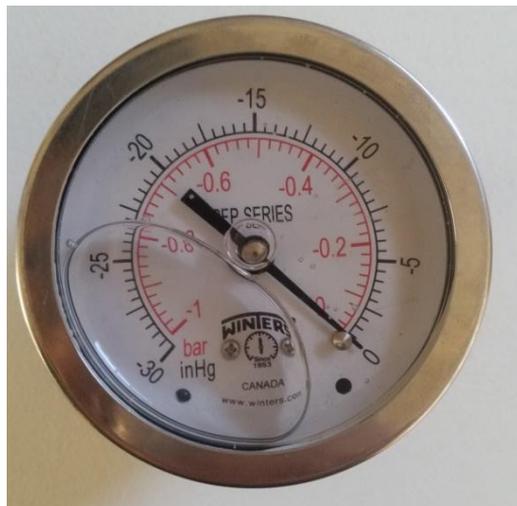


Figura 47. Vacuometro para medición de presión en admisión de la bomba.

Termómetro

Se usa un termómetro infrarrojo de la marca ennoLogic con las características mostradas en la tabla 6, ver figura 48

Tabla 6. Especificaciones técnicas termómetro infrarrojo

Características	Especificaciones
Modelo:	eT650D
Rango	-50°C-1050°C
Precisión	±2°C

Nota: Fuente: (EnnoLogic, 2015)



Figura 48. Termómetro laser.

Tacómetro

El panel de instrumentos de la maquina cuenta con un tacómetro digital, ver figura 49, por lo que, la lectura se toma directamente del panel, lógicamente este valor de rpm del tablero corresponde a las revoluciones en el cigüeñal. La bomba centrífuga es accionada por medio de una polea, que, a la vez recibe el movimiento de la polea motriz del cigüeñal. Por lo tanto el valor de rpm en la bomba centrífuga se obtiene aplicando la ecuación 15, misma que relaciona las rpm de los dos ejes.

$$Rpm_{bomba} = Rpm_{cigüeñal} \times Rt \quad (15)$$

Siendo:

Rt= relación de transmisión.

Para el caso del presente estudio $Rt = 1.18$



Figura 49. Tacómetro digital.

Flujometro

El instrumento utilizado para medir el flujo de refrigerante en el sistema es un flujometro de la marca Sotera con las características mostradas en la tabla 7, para efectos del presente estudio, este equipo fue previamente calibrado e instalado de acuerdo a su manual de usuario. (Sotera Systems, 2014), Ver figura 50.

Tabla 7. Especificaciones técnicas flujometro

Características	Especificaciones
Modelo:	FR1118-P10
Velocidad de flujo	11-98 lpm
Presión de funcionamiento	4.8Bar

Nota: Fuente: (Sotera Systems, 2014)



Figura 50. Flujometro digital FR1118-P10.

Fuente: (Sotera Systems, 2014)

Cronometro

Se controla con el cronometro digital de un teléfono celular Galaxy S5.

Determinación de los equipos necesarios en la aplicación del método numérico

La aplicación de este método implica el uso de un computador y algún programa computacional capaz de resolver las ecuaciones diferenciales de fluidos a través de métodos numéricos.

Computador

Para el caso del presente estudio, como herramienta computacional se emplea un procesador Intel Core i5 con las siguientes características.

Tabla 8. Especificaciones técnicas computador

Características	Especificaciones
Procesador	Intel(R) Core(TM) i5-2430M CPU @ 2.40Ghz 2.40 Ghz
Ram	4.00GB
Tipo de sistema	Sistema operativo de 64bits

Software

En cuanto al software, el trabajo se divide en tres partes, el modelado físico inicial se realiza en AutoCad 2017, el sólido 3D se realiza en NX10, mientras que, a partir del mallado, procedimiento de solver y pos-procesamiento el análisis se realiza con los módulos CFX del software comercial ANSYS 17.2. En los tres casos, el tipo de licencia utilizado es la versión estudiantil. A continuación una breve descripción de cada software.

Autodesk AutoCAD

Es un programa de diseño asistido por computador para dibujo en dos y tres dimensiones.

AutoCAD es uno de los programas más usados por su versatilidad, compatibilidad con otras herramientas de diseño y adicionalmente porque se puede modificar su código base para ampliarlo,

Pero la principal característica por la cual se usa, en este estudio, es por su herramienta spline, que es una herramienta adecuada para ajustar curvas a través de puntos coordenados, gracias a esta herramienta se puede generar el perfil de la voluta de la bomba y gracias a la gran versatilidad del software para exportar la curva al software NX10 para la generación del solido 3D.

Siemens PLM NX 10.0

Esta versión del software NX de Siemens (NX 10) incluye capacidades que aportan mayor flexibilidad en el desarrollo de productos, Brinda a los diseñadores más flexibilidad para producir formas únicas. El software es muy potente pues dispone de módulos CAE CAM CAD, solución integrada de diseño asistido por ordenador, la fabricación y la ingeniería. (Siemens PLM Pressemitteilung, 2014)

ANSYS 17.2

Ansys es un software con múltiples módulos que se gestionan desde el módulo workbench, la amplia variedad de módulos permite realizar modelado 3D, hasta análisis térmica de un proceso de combustión en un motor de combustión interna, también se dispone de varios módulos de dinámica de fluido computacional como CFD y CFX, este es un programa dirigido a ingenieros de diseño, con el fin de ofrecer prestaciones de diseño precisas con simulaciones que describen la realidad de una excelente manera. (ANSYS, 2016)

Resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos en la aplicación de los métodos desarrollados en el capítulo previo, continuando con el esquema establecido, a continuación se muestran los resultados obtenidos con la ejecución del método experimental para posteriormente enseñar los resultados obtenidos por el método analítico y finalmente se muestran los resultados obtenidos por el método numérico.

Resultados método experimental

Dado que los ensayos experimentales se realizan independientemente para presión y caudal sus resultados se presentan también en forma individual.

Ensayo de presión

Según el procedimiento descrito, en la sección “Ensayo de presión.” En la tabla la tabla 9 se muestra el resultado promedio de las 5 cinco pruebas realizadas, (Ver en Anexos 3 los resultados obtenidos en los cinco ensayos), la primera columna muestra el tiempo en minutos del registro de la información, la segunda columna, presión 1, expresa en Kpa el valor absoluto de presión negativa registrado en la admisión de la bomba centrífuga, la columna presión 2, expresa en Kpa el valor de presión positivo registrado en la salida de la bomba centrífuga, en la columna cuarta como dato complementario se ha registrado la temperatura, en la quinta columna el valor de rpm de la lectura registrada en el tacómetro de máquina, y finalmente la columna sexta representa el valor de rpm de la bomba centrífuga que resultan de aplicar la ecuación (15) con valores de rpm de la columna cinco. En la Figura 51, se aprecia el gráfico que describe el comportamiento de la presión en la admisión de la bomba, cabe resaltar que estos datos son manométricos, pues en realidad representan valores negativos de presión o valores bajo la presión atmosférica. Se observa entonces que, en el

momento en que el motor eleva sus rpm hasta alcanzar el régimen nominal se presenta un pico de presión negativa, en el caso de la figura 51 este pico alcanza los 11.4Kpa, durante los ensayos, el pico negativo más mayor se alcanzó se alcanzó en el ensayo 2 con un valor de [16.93Kpa], en páginas siguientes se analizara más detalladamente los resultados ahora mostrados.

Tabla 9. Resultados promedio de ejecución de 5 ensayos de presión

Resultados promedio					
Tiempo (min)	Presión 1 (Kpa)	Presión 2 (Kpa)	Temperatura	Rpm Motor	Rpm Bomba
0	0	0	0	0	0
0,1	11,4290552	79,2897087	72,725	2235	2637,3
1	6,43413478	77,2212815	73,525	2245	2649,1
2	5,41821876	82,7370874	74,65	2227,5	2628,45
3	4,40230274	81,3581359	74,55	2225	2625,5
4	3,38638673	79,9791845	75,6	2228	2629,04
5	4,06366407	81,3581359	76,96	2228	2629,04
6	4,06366407	81,3581359	77,2	2228	2629,04
7	4,40230274	81,3581359	77,28	2228	2629,04
8	4,40230274	82,7370874	77,16	2228	2629,04
9	4,74094142	79,9791845	77,28	2228	2629,04
10	4,40230274	82,7370874	77,24	2224	2624,32
11	3,7250254	78,600233	77,76	2224	2624,32
12	4,40230274	81,3581359	76,88	2224	2624,32
13	4,40230274	79,9791845	78,22	2224	2624,32
14	5,07958009	78,600233	77,9	2224	2624,32
15	5,07958009	78,600233	78,4	2224	2624,32
16	4,74094142	78,600233	78,48	2220	2619,6
17	4,06366407	78,600233	78,56	2224	2624,32
18	4,40230274	78,600233	77,72	2224	2624,32
19	5,07958009	78,600233	77,88	2224	2624,32
20	0	0	76,54	816	962,88
Promedio	4,56271054	80,0826058	76,7861905	2226,825	2627,6535

Nota: Los valores de presión, son valores absolutos, en los datos promedio se han obviado los resultados extremos pues no representan las condiciones normales de funcionamiento en régimen nominal. El valor pico inicial en la admisión también se ha obviado pues representa un comportamiento inicial no estable de funcionamiento.

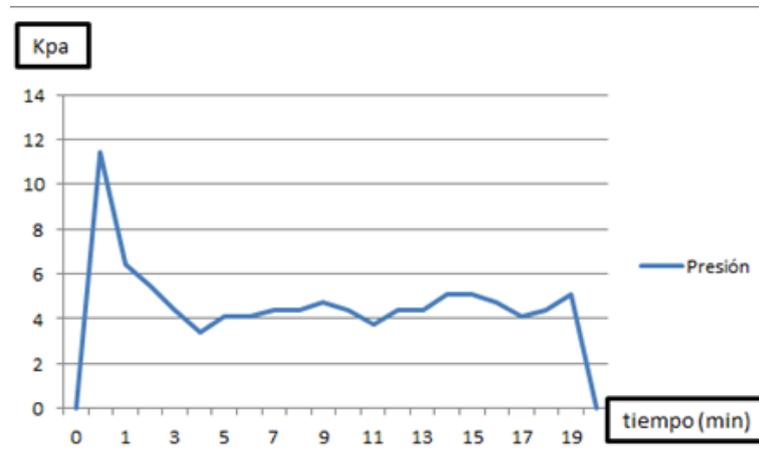


Figura 51. Presión Manométrica en admisión

Los diferentes métodos requieren de valores puntuales de presión y caudal por cada uno de los regímenes estudiados, con este propósito, de la figura 51 se extrae el valor medio de presión, una vez la curva se estabiliza luego del pico provocado en aceleración.

Este valor medio, finalmente resulta ser el promedio de todos los ensayos realizados, por lo tanto se garantiza un valor confiable para los propósitos siguientes de cálculo y validación.

$$P_s = 4.56271054 \text{Kpa}$$

Este valor de presión representa el valor manométrico de una lectura bajo la presión atmosférica, para obtener la presión total se deben restar los dos valores, es decir el valor anterior menos el valor de presión atmosférica, que para la ciudad de Quito que se ha tomado de la tabla 12 en 73,760Kpa, por lo tanto

$$P_s = 73.760 \text{Kpa} - 4.56271054$$

$$P_s = 69.19729 \text{Kpa}$$

En la Figura 52, se aprecia en cambio, el valor registrado en la salida de bomba centrífuga, el valor de presión en este caso se mantiene relativamente estable.

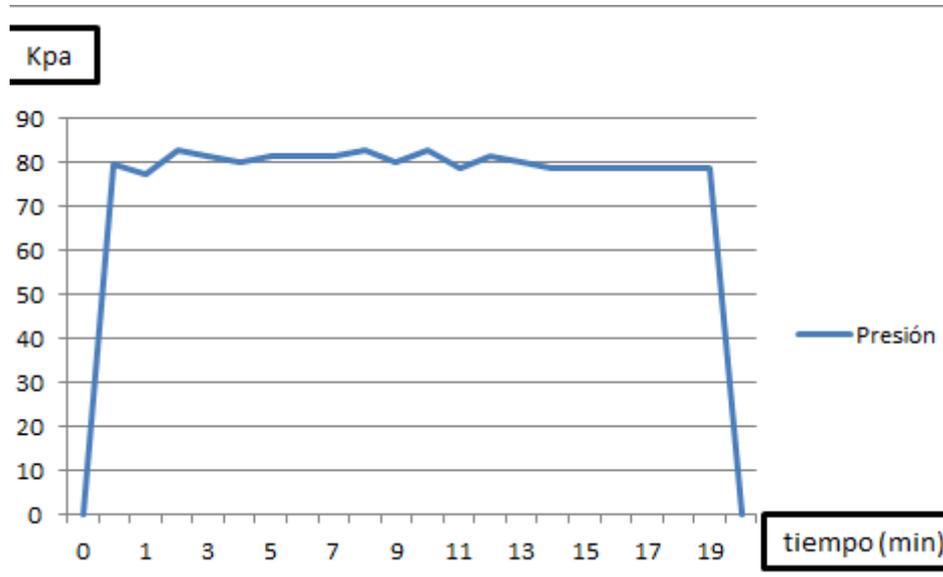


Figura 52. Presión Manométrica en la salida de la bomba

De igual manera que en el caso anterior, se toma un valor medio para efectos de cálculo, comparaciones y validación.

$$P_s = 80.08260558Kpa$$

Este valor de presión representa una lectura manométrica sobre la presión atmosférica, para obtener la presión total se suman los dos valores, es decir el valor anterior más el valor de presión atmosférica que para la ciudad de Quito que se ha tomado de la tabla 5 en 73,760Kpa, por lo tanto

$$P_s = 80.08260558Kpa + 73.760Kpa$$

$$P_s = 153.842Kpa$$

Ensayo de caudal

Según lo previsto en el Capítulo II (Método), los ensayos realizados han producido los resultados mostrados a continuación.

Caudal registrado en régimen ralenti.

Tabla 10. Ensayos de caudal en regimen Ralenti

Resultados promedio Medición de caudal			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
3	770	79,122	0,43956667

Caudal registrado en régimen nominal.

Tabla 11. Ensayos de caudal en regimen nominal

Resultados promedio medición de caudal			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
3	2176	235,912	1,31062222

Analizando brevemente el resultado de caudal se encuentra que es lineal, se observa que el caudal se incrementa a medida que las revoluciones se incrementan, este resultado es lógico dado que el caudal es función de la velocidad de rotación del impulsor. Ver figura 53

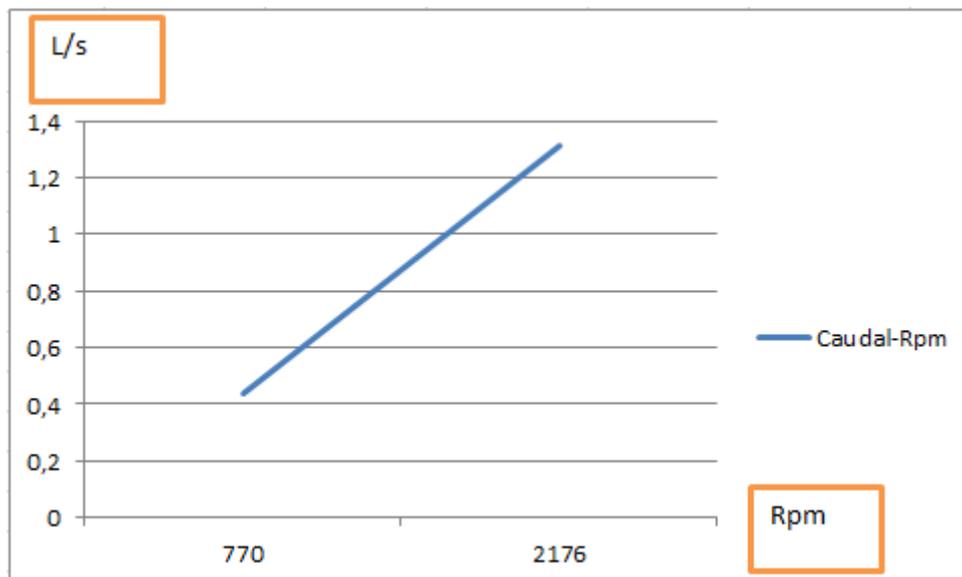


Figura 53. Comportamiento caudal en función de rpm.

Resultados método analítico

En esta sección se muestran los resultados analíticos obtenidos con el uso de las ecuaciones (5) – (14), aplicadas con los resultados de presión y caudal obtenidos en el método experimental y los valores geométricos obtenidos en el proceso de modelado CAD en la etapa inicial del método CFD. Debido a que, el diseño de todo componente mecánico se debe hacer sobre sus condiciones más críticas de operación, para garantizar el diseño de la maquina o parte, esto a la vez garantiza un adecuado diseño en condiciones más favorables, adicionalmente tomando en cuenta que, se desea descubrir si condiciones de cavitación se presentan en la bomba centrifuga en su funcionamiento, y estas condiciones son más susceptibles de aparecer a elevadas revoluciones de funcionamiento (Mataix, 1986, p. 397), el análisis teórico se realizara al régimen nominal de funcionamiento que para el caso es:

Régimen Nominal: 2627,65 rpm

Con esta velocidad de giro y aplicando los triángulos de velocidades, ver figuras 19 y 20 se obtienen los siguientes resultados:

Velocidad angular

$$w = 275.16 \text{ rad/s}$$

Velocidades tangenciales

$$u_1 = 8.255 \text{ m/s}$$

$$u_2 = 12.3822 \text{ m/s}$$

Caudal. Dado que se usa el SI de medidas el valor promedio encontrado en la tabla 11 se convierte a m^3/s obteniendo:

$$Q = 1.3106E - 4 \text{ m}^3/\text{s}$$

Aplicando la ecuación (7) y despejando C_{1m} se obtiene:

$$C_{1m} = 0.3863 \text{ m/s}$$

Aplicando la ecuación (5) se obtiene:

$$C_{1u} = 7.95 \text{ m/s}$$

Por la ecuación de continuidad (8)

$$C_{2m} = 0.25753 \text{ m/s}$$

Aplicando la ecuación (5) en la salida del impulsor

$$C_{2u} = 12.267 \text{ m/s}$$

Aplicando la ecuación de altura teórica o altura de Euler (9) y tomando en cuenta un flujo netamente radial en la entrada del impulsor, se tiene:

$$H_u = 15.48 \text{ m}$$

Por otra parte, aplicado la ecuación (14) aplicada entre la entrada y salida de la bomba centrífuga, en la zona en donde se han montado los manómetros, ver figura (14), se obtiene el valor de altura útil de la bomba.

$$H = 8.69363 \text{ m}$$

Con ayuda de la ecuación (12) se obtiene el rendimiento hidráulico de la bomba.

$$n_h = 0.56$$

Potencia absorbida por la bomba

$$P = 200W$$

Definición de tipo de flujo. De acuerdo a la teoría de la dinámica de fluidos, (Cengel & Cimbala, 2006), existen dos tipos de fluido en cualquier tipo de sistema de fluidos, que son laminar y turbulento, mediante el número adimensional de Reynolds se puede determinar esta característica del flujo de la manera siguiente:

Para números de Reynolds inferiores a 2000 se considera flujo laminar

Para números de Reynolds igual o superiores a 4300 el régimen es turbulento.

Según la ecuación (13), en régimen nominal de operación y en la entrada de la bomba centrífuga, se encuentra que:

$$Re = \frac{0.46353 \times 0.06}{1.005E - 6}$$

$$Re = 27673 > 4300$$

De acuerdo al resultado obtenido se identifica que flujo interno de la bomba centrífuga es de tipo turbulento, por tanto un método que lo simule debe ser aplicado en la solución numérica CFD.

Resultados método CFD

En la presente sección se muestran los resultados obtenidos por la simulación CFD de la bomba centrífuga objeto de estudio, la simulación se ha realizado incluyendo los valores de las variables en las fronteras y las condiciones físicas previamente medidas y analizadas en los métodos experimental y analítico respectivamente. Siguiendo el respectivo orden a continuación se muestran los resultados de presión y posteriormente los resultados de caudal que están relacionados con la velocidad del flujo de acuerdo con la ecuación (6) (Mataix, 1986)

Presión

En la figura 54 se aprecia el diagrama de presión obtenido por el método CFD en el software ANSYS (versión estudiantil) en su módulo CFX, de acuerdo a los colores y a la referencia de la barra al lado superior izquierdo de la figura, se pueden identificar los valores de presión en cualquier punto del dominio de la bomba. Cabe mencionar que los valores ingresados como referencia de presión atmosférica son los obtenidos según la tabla 12, que para la altura de Quito tienen un valor aproximado de 73600Pa, por lo tanto los valores de presión representan valores de presión total y no valores de presión manométrica. Lo cual permite una comparación directa de los resultados con los obtenidos por el método experimental.

Los valores de presión en el método experimental fueron tomados en la admisión y en la zona de la salida de bomba y los resultados obtenidos en los dos ensayos para las mismas zonas son bastante aproximados, el resultado será más apropiadamente evaluado en las siguientes páginas.

La diferencia de presiones existente entre la entrada y la salida denota claramente el intercambio de energía entre el impulsor y el fluido, el incremento de energía en la salida del impulsor provoca el movimiento del fluido, correspondiendo este resultado a la lógica planteada por la ecuación general de la energía (16) (Mott, 2006), el resultado de la simulación con respecto a la teoría es acertado.

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + h_a - h_r - h_l = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (16)$$

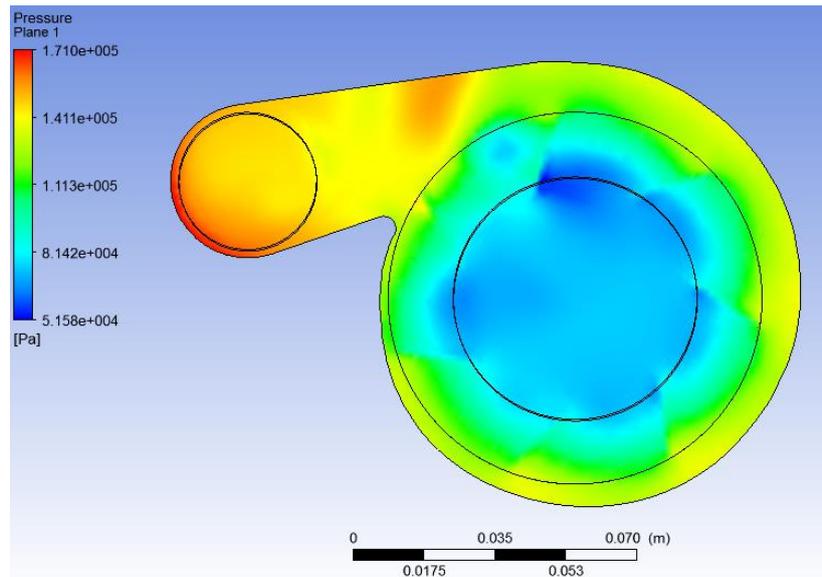


Figura 54. Gráfico de presión.

Velocidad

En este caso se realiza el análisis de velocidad del fluido, ver figura 55, en lugar de caudal, ya que en su interface gráfica el software muestra este resultado, sin embargo la velocidad está directamente relacionada con el caudal, que es la media tomada en el ensayo experimental, estas dos variables se relacionan a través de la ecuación de tasa de flujo volumétrico (6),

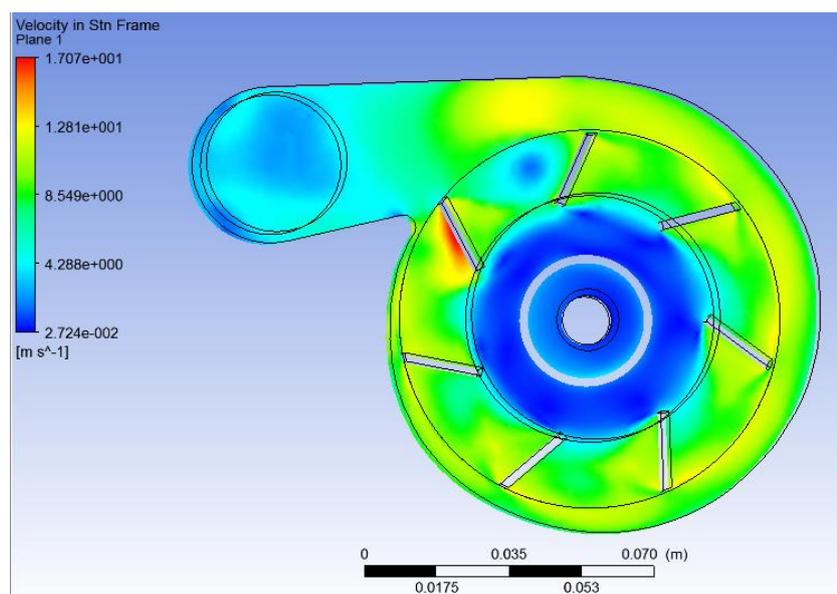


Figura 55. Gráfico de velocidades.

Discusión de resultados

En este apartado en primer lugar se lleva a cabo una comparación entre los resultados en estado estable, obtenidos entre los métodos experimentales y CFD con el propósito de validar este último. Este punto es vital para la consecución del estudio.

Presión

Para realizar una comparación adecuada, en el método CFD se ubica el grafico de presiones en el mismo lugar en el cual en el método experimental se montaron los equipos de medición de presión.

En la figura 56, se muestra la gráfica de presiones en las zonas de admisión y salida de la bomba.

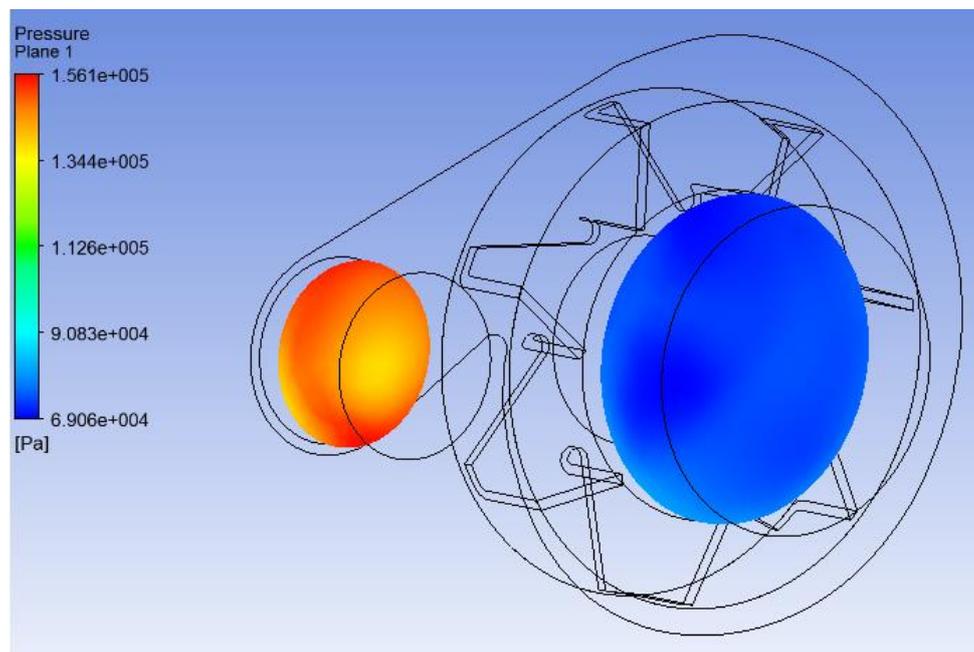


Figura 56. Zonas de montaje de manómetros.

En la tabla 12 se muestran los resultados obtenidos en los dos métodos

Tabla 12. Comparación de resultados de presión

	Método experimental	Método CFD	Diferencia %
Presión en la entrada (Pa)	69197	69060	0.19%
Presión en la salida (Pa)	153842	156100	1.46%

Los resultados en admisión, en los dos casos fueron presiones bajo la presión atmosférica geodésica, mientras que, en la descarga los valores fueron positivos, desde el punto de vista lógico, los dos resultados son aceptables y consecuentes el principio de Bernoulli, ya que se demuestra el incremento de energía en el fluido a través del incremento de la presión,

Los resultados numéricos, de los dos métodos son muy próximos teniendo diferencias inferiores al 1.5%. En conclusión, los resultados analizados guardan suficiente similitud como para considerarlos lógicos, estables y confiables, y por lo tanto corresponde validar el método CFD aplicado.

Velocidad

El resultado de la simulación en términos de velocidad se aprecia en la figura 57, en donde se nota claramente que las velocidades son inferiores tanto en la zona de admisión como en la zona de descarga, aunque relativamente la velocidad en la zona de admisión es menor, según la lógica esto demuestra que existe un intercambio de energía entre el impulsor y el fluido, dado que inicialmente el impulsor provoca un incremento en la velocidad del fluido como se aprecia en la zona de influencia del impulsor y voluta, y una vez el fluido abandona la zona de la voluta la velocidad desciende convirtiéndose en presión según el principio de Bernoulli (Cengel & Cimbala, 2006), este análisis demuestra que los resultados obtenidos en la simulación son lógicos y acercados a la realidad. Las diferencias de velocidades entre la entrada y salida se deben a la diferencia de diámetros entre estas zonas, de acuerdo con la ecuación de la continuidad para líquidos (17). (Mott, 2006)

$$A_1V_1 = A_2V_2 \quad (17)$$

Tabla 13. Comparación de resultados de velocidades

	Método experimental	Método CFD	Diferencia %
Velocidad en la entrada (m/s)	0.46353	0.4356	2.79%
Velocidad en la salida (m/s)	1.4435	2.34-6.17	89%

Los resultados en la entrada de la bomba guardan mucha semejanza no así en la salida, esto posiblemente se debe a que los resultados del método experimental se han procesado teóricamente como datos globales tanto en la entrada con en la salida, como si las velocidades fueran constantes en todo el diámetro de flujo, sin embargo el método CFD describe de mejor manera las diferencias de velocidades que en la realidad se esperan, ver figura 57, diferenciando velocidades en todo el diámetro de salida y no mostrando un resultado promedio que es el computado en el método analítico.

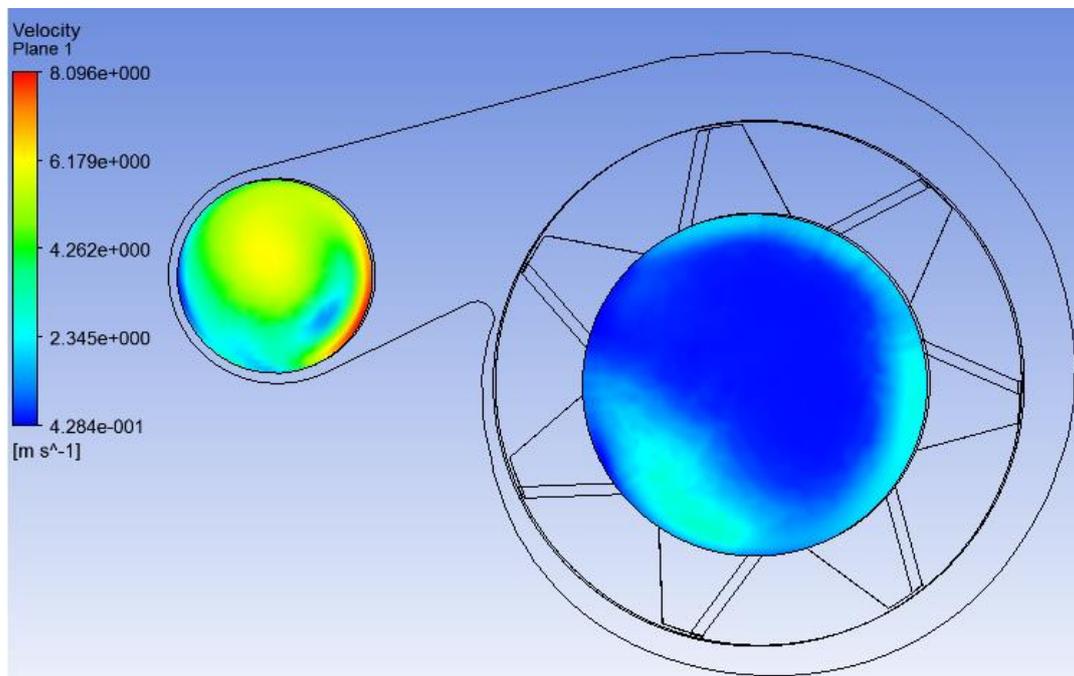


Figura 57. Velocidades en la entrada y salida de la bomba.

Cavitación

Una vez los resultados anteriormente encontrados se han corroborado, analizado y validado, el siguiente punto a analizar y determinar es la existencia o no de cavitación en el funcionamiento de la bomba centrífuga.

Según Mataix (1986) la cavitación es el fenómeno que se produce cuando en cualquier punto del flujo, la presión cae por debajo de la presión de vapor del fluido a la temperatura de operación, produciendo la evaporación del líquido en una burbuja o cavidad que más adelante implosiona causando cavitación, una vez la presión se eleve lo suficiente.

Es decir, analizando la tabla 1, el agua hierve a 20°C si la presión total es de 2339Pa, o, por otra parte, el agua hierve si la temperatura se incrementa, a nivel del mar el agua hierve a 100°C.

En la bomba del sistema de refrigeración, ocurren los dos fenómenos, presión baja en la admisión, y temperatura del fluido elevada a 85°C aproximadamente en condiciones normales de operación (Hermogenes, 2003).

En los ensayos experimentales realizados se identificó que existe un pico de presión manométrica negativa o presión bajo la presión atmosférica, durante la aceleración del motor hasta alcanzar su régimen nominal, este pico se puede apreciar en la figura 51 con un valor de 11429KPa este valor realmente es una depresión o un valor negativo con respecto a la presión atmosférica, la presión atmosférica para el caso puntual del estudio corresponde a la presión atmosférica de Quito (2600msnm) con un valor de 73600Pa, ver tabla 14. Por lo tanto, el valor de presión en la zona de admisión de la bomba en el momento de aceleración es:

$$73760Kpa - 11429Kpa = 62331Kpa$$

Tabla 14. Propiedades de la atmosfera a gran altitud

Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad g , m/s^2	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m^3	Viscosidad μ , $kg/m \cdot s$	Conductividad térmica, $W/m \cdot K$
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789×10^{-5}	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783×10^{-5}	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777×10^{-5}	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771×10^{-5}	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764×10^{-5}	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758×10^{-5}	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752×10^{-5}	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745×10^{-5}	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739×10^{-5}	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732×10^{-5}	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726×10^{-5}	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720×10^{-5}	0.0242
2400	-0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713×10^{-5}	0.0241
2600	-1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707×10^{-5}	0.0240
2800	-3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700×10^{-5}	0.0239
3000	-4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694×10^{-5}	0.0238
3200	-5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687×10^{-5}	0.0237
3400	-7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681×10^{-5}	0.0236
3600	-8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674×10^{-5}	0.0235
3800	-9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668×10^{-5}	0.0234

Nota: Fuente: (Cengel & Cimbala, 2006)

Para este valor de presión el agua hierve a 86.76°C de acuerdo al valor interpolado en la tabla 1.

La tabla 15 muestra un resumen de los valores mencionados, en la misma se puede analizar claramente que si la temperatura se mantiene en 85°C la presión en la admisión aún se mantiene por encima de la presión de vapor, pero si la temperatura se incrementa ligeramente a unos 87°C , las condiciones físicas necesarias para que el fenómeno de cavitación aparezca se cumplen.

Tabla 15. Riesgo de cavitación en admisión de la bomba

Temperatura	Presión total en admisión	Presión de vapor
85°C	62331Pa	57830Pa
86.76°C	62331Pa	62331Pa

Este valor de presión corresponde únicamente a la lectura del Vacuometro ubicado cerca del centro de la entrada de la bomba centrifuga en el ensayo experimental, en la figura 58 en un

ensayo referencial pues se realiza en condiciones estables que no simulan la condición real de aceleración, se aprecia que existen zonas específicas con menor presión todavía.

Tomando en cuenta que la temperatura normal de operación del motor es de 85°C en régimen nominal la maquina realmente estaría operando cerca del límite de la cavitación, normalmente durante condiciones de trabajo es esperable que la temperatura todavía se incremente hasta valores que oscilan los 95°C , valor, que de alcanzarse sobrepasa las condiciones de cavitación, dado que según los resultados la maquina opera prácticamente en el límite y es muy probable que la temperatura se eleve durante el trabajo se concluye que, condiciones físicas necesarias para que se produzca el fenómeno de cavitación se cumplen y por lo tanto también se demuestra que el fenómeno de erosión en la voluta de la bomba centrífuga es causada por este fenómeno.

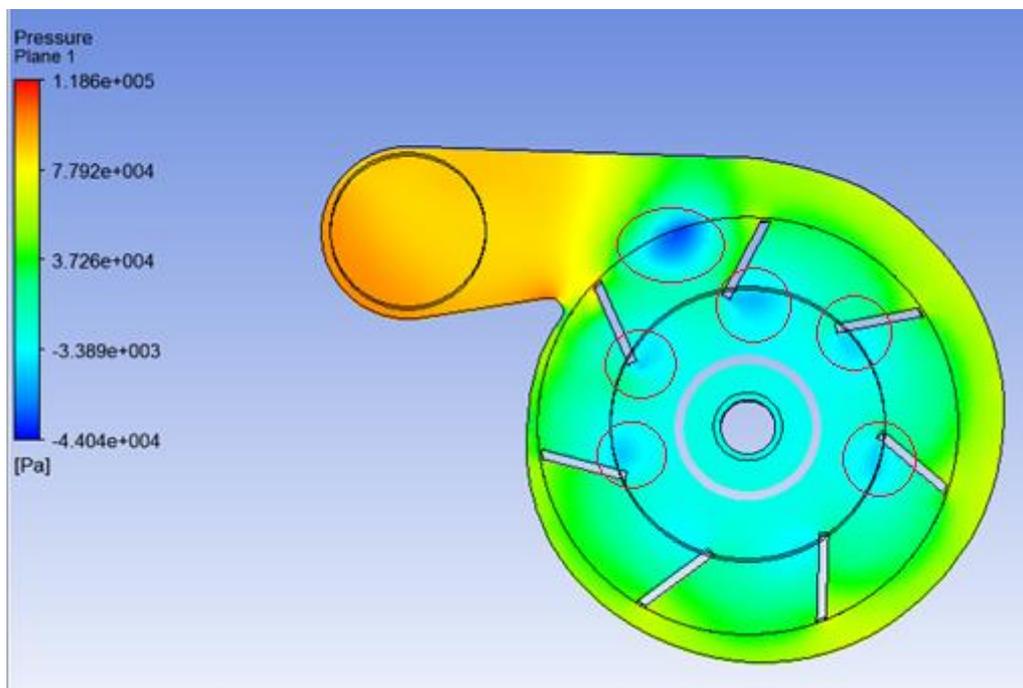


Figura 58. Zonas de presión baja en el impulsor.

Criterio de convergencia

De acuerdo con el criterio de convergencia seleccionado con un residuo de $1E-4$ y un máximo de 100 iteraciones, monitoreando en proceso de iteración, en el caso de las ecuaciones de conservación de masa, se aprecia en la figura 59 que relativamente el residuo se estabiliza a partir de la iteración N° 40 y se mantiene estable hasta que termina el proceso, para el caso de la turbulencia se aprecia, en la figura 60, que en las iteraciones el residuo se estabiliza alrededor de las 40 iteraciones, debido a la estabilidad en los residuos se determina que el criterio de convergencia así como el número de iteraciones es el adecuado.

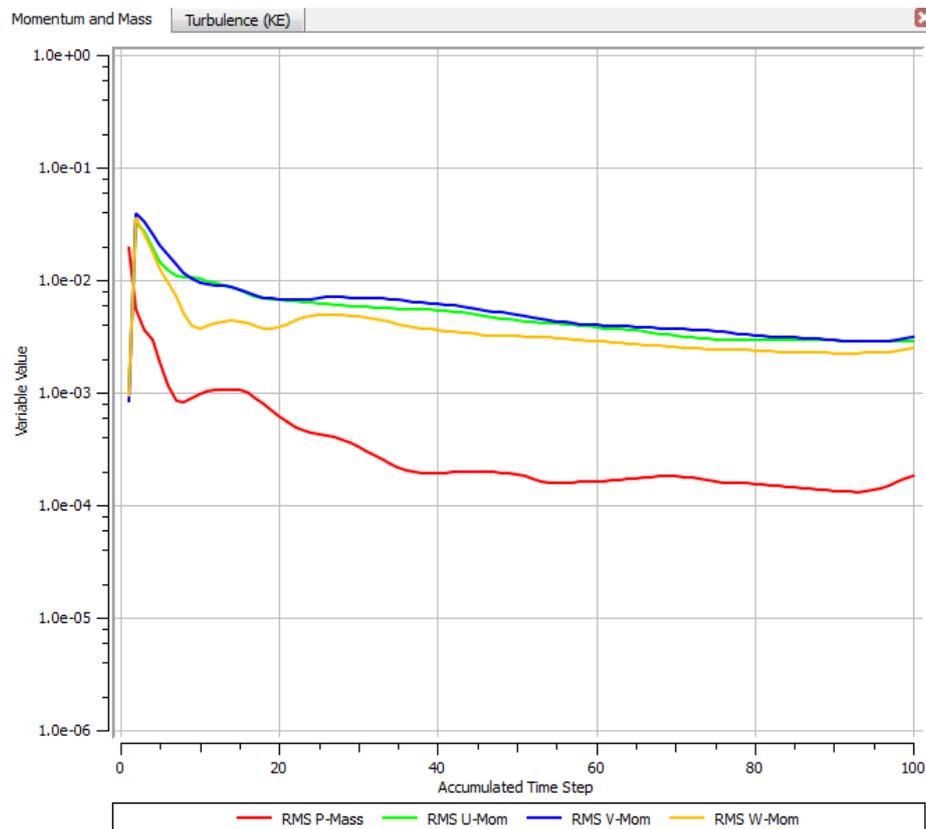


Figura 59. Residuo en ecuaciones de conservación de masa.

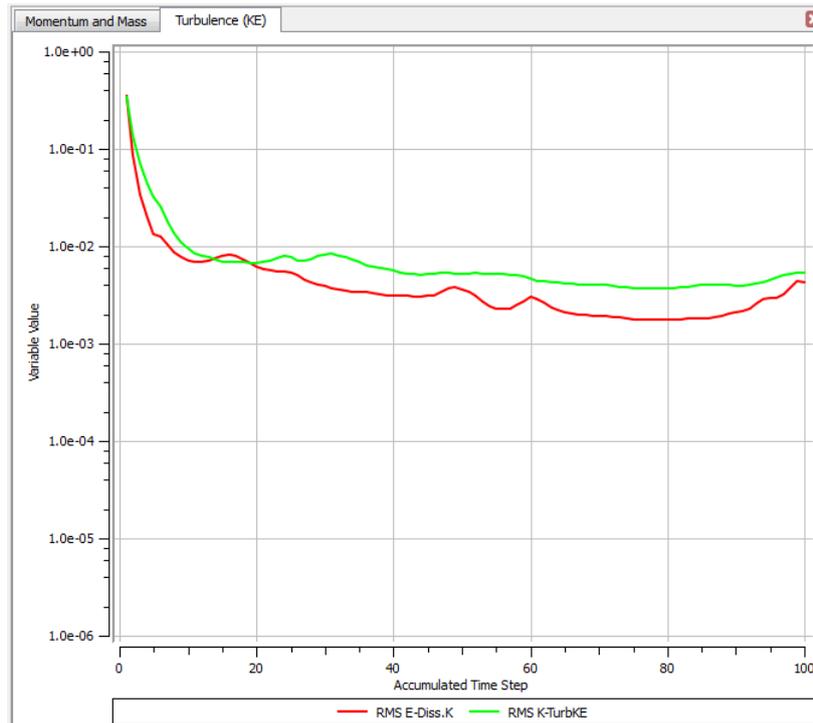


Figura 60. Residuo en ecuaciones de turbulencia.

Diseño de propuesta

Según (Mataix, 1986) el fenómeno de cavitación depende de dos factores, la instalación de la bomba y la bomba misma, en el caso del presente estudio se realizara el rediseño sobre la bomba.

Dentro de la geometría de la bomba, la parte más importante que define sus características operacionales, es el impulsor, puesto que su geometría junto con la velocidad de giro definen presión y caudal, en el caso particular del presente estudio dada la facilidad de modificar esta parte se ha definido intervenir sobre el diseño del mismo.

El diámetro de entrada o diámetro en la base de los alabes es originalmente de 60mm, ver figura 61 y básicamente la propuesta o las propuesta de rediseño contemplan el agrandamiento de este diámetro o lo que equivale al recorte de los alabes.

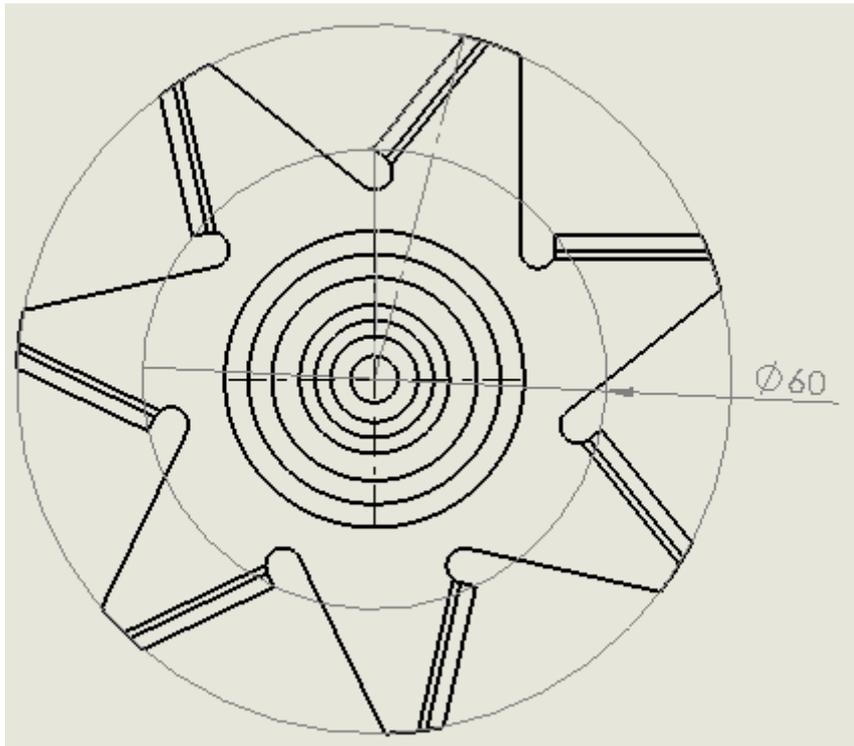


Figura 61. Geometría original en la entrada de la bomba.

Se realizan 3 estudios con el fin de analizar más detalladamente el comportamiento de la bomba, en un primer caso se amplía el diámetro a 61mm en el segundo caso se amplía a 62mm y en el último caso el diámetro se amplía a 63mm, los resultados se analizan y se comparan con exactamente las mismas condiciones en los 4 casos. En la tabla 16 se resumen las propuestas de diseño.

Tabla 16. Propuestas de rediseño

Diseño	Diámetro de admisión del impulsor
Original	60mm
Propuesta 1	61mm
Propuesta 2	62mm
Propuesta 3	63mm

A continuación se muestran los resultados obtenidos para cada caso empezando con el diseño original

Diseño original de la bomba

Los resultados mostrados en la figura 62 para presión.

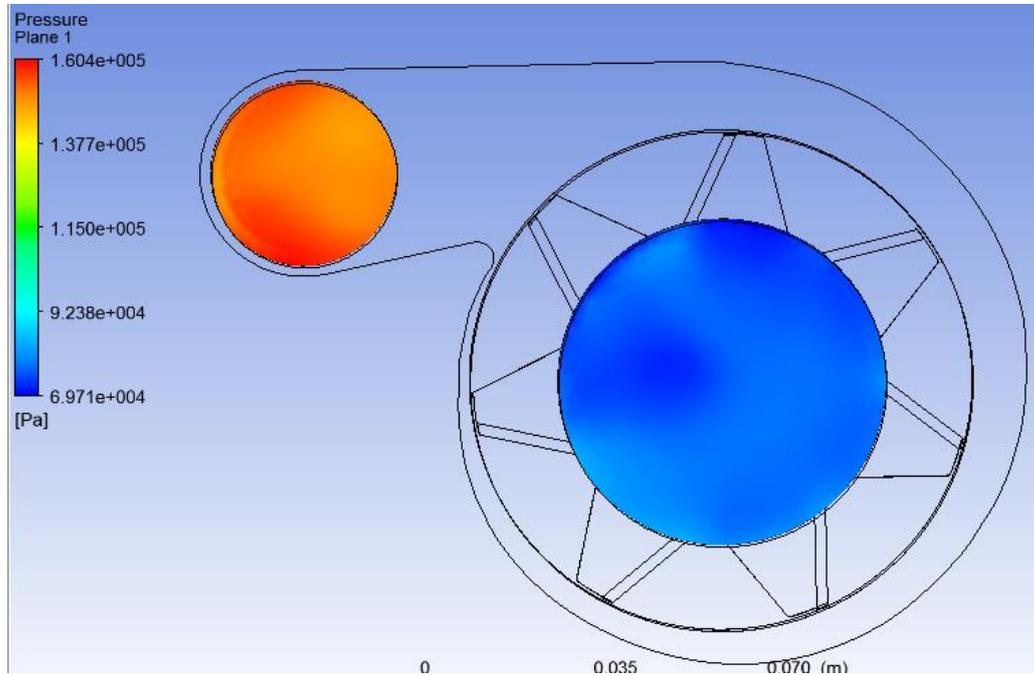


Figura 62. Presión absoluta en la entrada y salida con impulsor original. Presión

Admisión aumentada a 61mm

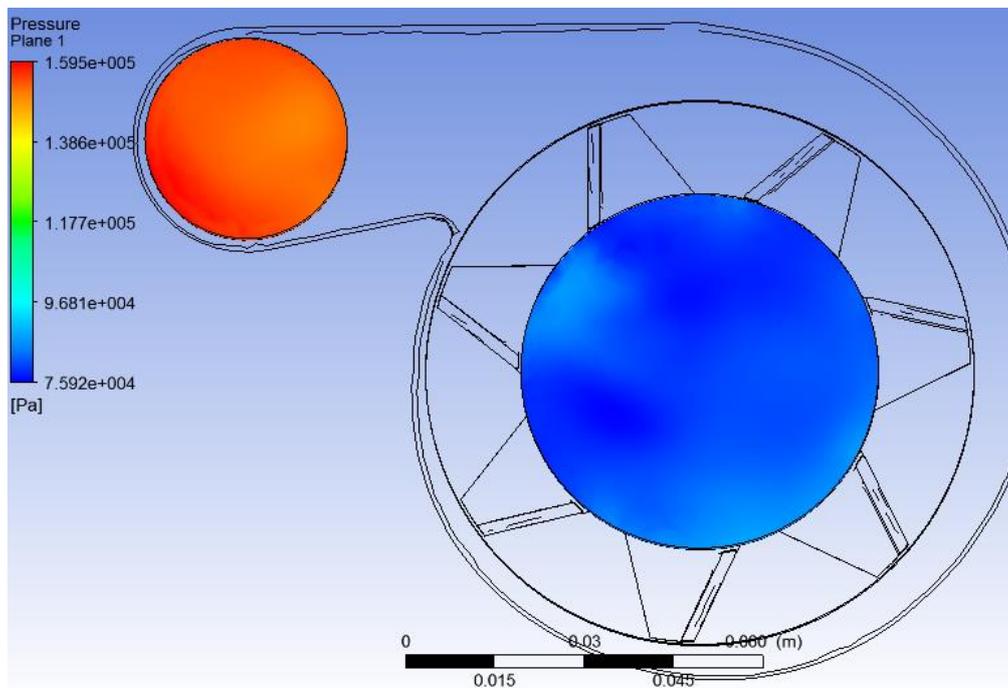


Figura 63. Propuesta 1. Admisión aumentada a 61mm, presión

Admisión aumentada a 62mm

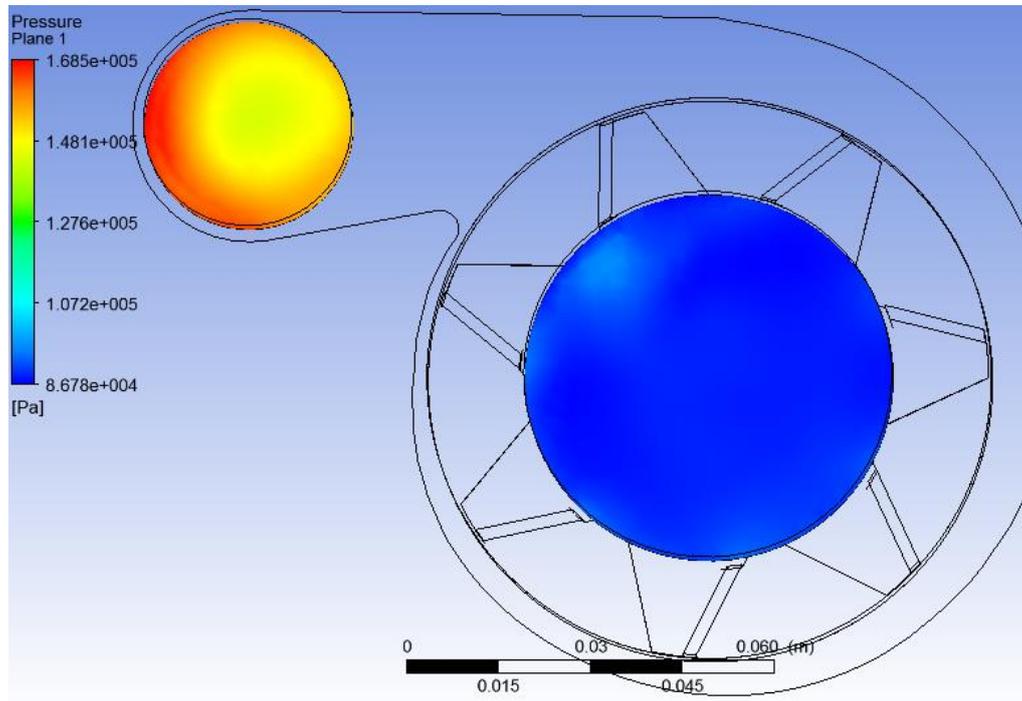


Figura 64. Propuesta 2. Admisión aumentada a 62mm. Presión

Admisión aumentada a 63mm

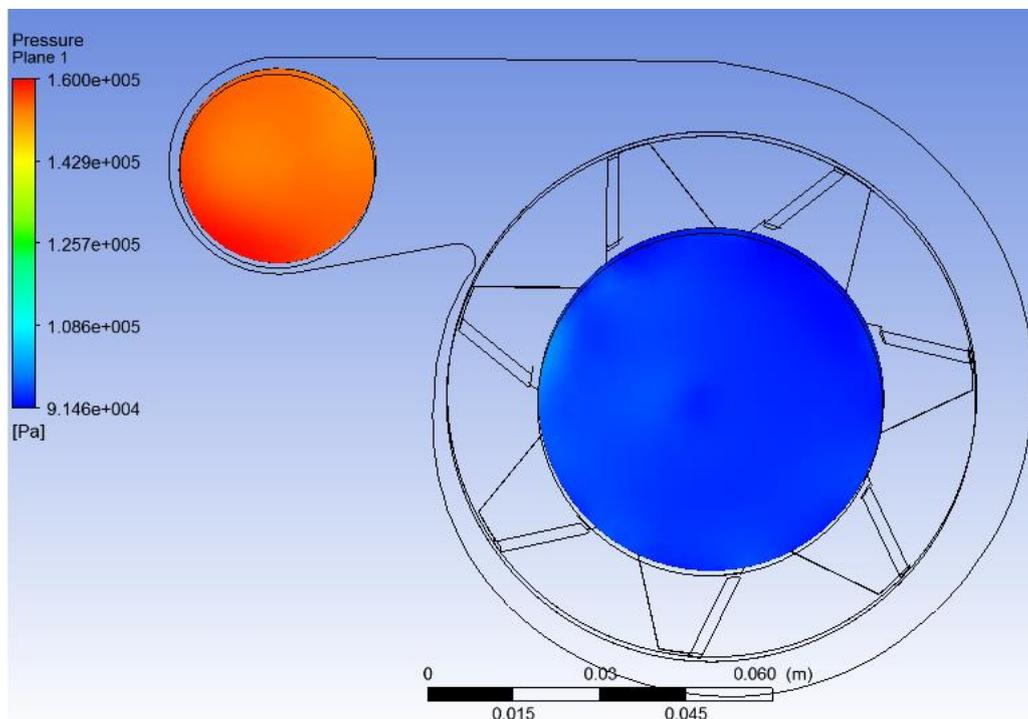


Figura 65. Propuesta 3. Admisión aumentada a 63mm. Presión.

Análisis de resultados de propuestas de diseño

En la tabla 17, se resumen los resultados obtenidos con el propósito de facilitar la comparación y análisis.

Tabla 17. Comparación de presiones entre distintas propuestas

	Entrada (Pa)	Salida (Pa)	Diferencia (Pa)
Diseño original	69710	160400	90690
Propuesta 1	75920	159500	83580
Propuesta 2	87780	168500	80720
Propuesta 3	91460	160000	68540

Analizando teóricamente los resultados mediante las ecuaciones 12 y 14 descritas en la sección de “Método” y comparando los mismos con los resultados teóricos previos, se obtienen las siguientes alturas de presión y rendimientos.

Tabla 18. Comparación de alturas y rendimientos entre propuestas de rediseño

	Altura Manométrica (m)	Rendimiento Hidráulico
Diseño original	9.34	60.34%
Propuesta 1	8.6151	55.65%
Propuesta 2	8.3236	53.77%
Propuesta 3	7.082	45.749%

Comparando el resultado de rendimiento del diseño original obtenido a través de CFD frente al resultado obtenido por el método analítico se encuentra que existe una diferencia, esta se debe a que el método CFD analiza únicamente la bomba centrífuga mientras que en el método experimental, que es fuente de datos para el método analítico, se contempla la instalación completa que indudablemente añade pérdidas.

En la tabla 17, se aprecia que a medida que el impulsor se recorta o la admisión de la bomba se agranda, que es lo mismo, el valor de presión en la admisión se va paulatinamente incrementado, el incremento de presión en la zona crítica (admisión) lógicamente hace que el riesgo de cavitación disminuya pero a cambio el rendimiento de la bomba centrifuga merma, como se aprecia en la tabla 18.

Riesgo de cavitación.

Bajo condiciones normales de operación, 85°C de temperatura del refrigerante, el agua hierve a una presión total de 53830Pa, tomando en cuenta los resultados de la tabla 17, en ninguna de las opciones se producirá cavitación, ya que los valores de presión en cada caso son superiores.

Sin embargo, como se revisó en la sección de resultados experimentales el punto más crítico de presión en la admisión de la bomba se produce en el momento de aceleración del motor, por lo que a continuación se evalúa este pico de presión para las 4 propuestas de diseño. Los valores obtenidos se muestran a continuación en la tabla 19.

Tabla 19 Presiones en aceleración repentina.

	Presión máxima (Pa)	Presión Mínima (Pa)
Diseño original	79078	-20303
Propuesta 1	78588	-15620
Propuesta 2	82675	-8304
Propuesta 3	78820	-9013

Los valores previamente obtenidos sirven nada mas como referencia ya que sus resultados no pueden acercarse a la realidad física, por las siguientes razones:

- El computador realiza la simulación en estado estable, es decir cuando las mismas condiciones se mantienen estables por un determinado tiempo, sin cambios en cuanto a presión, caudal aceleración etc. Si las condiciones cambian con el tiempo, en el módulo CFD se debería agregar la condición tiempo para que permita analizar estas condiciones variables.
- En el análisis CFD se nota que los picos de depresión son mucho mayores que los medidos en el ensayo experimental, esto se debe en gran medida a que, en el análisis experimental la aceleración se produce paulatinamente en un tiempo $t=t_1$, mientras que para el caso del estudio CFD este cambio se da inmediatamente en el $t=0$, lo que ocasiona un choque brusco de presiones. En este punto se entiende más claramente la condición faltante del tiempo en la simulación.
- Otro factor importante es que, a pesar de que las lecturas se hayan tomado en la entrada y salida para tener mayor estabilidad en los resultados y también por ser los lugares de medida seleccionados en el ensayo experimental, los valores pico son lecturas puntuales que para el caso del ensayo experimental las mismas no pueden ser detectadas por la herramienta.

Sin embargo, aunque estos resultados no pueden acercarse físicamente a la realidad si son útiles a la hora de evaluar si efectivamente los cambios realizados en la geometría de cada una de las propuestas marcan una tendencia esperada.

Analizando la tabla 19 se aprecia que efectivamente los cambios geométricos producen los cambios esperados, de manera similar al análisis en condiciones normales de operación, se nota que la presión en admisión sube linealmente mientras mayor es el diámetro de admisión.

Los resultados gráficos de presión obtenidos en la simulación de cada propuesta en aceleración, se presentan en Anexos 4.

Propuesta final

El punto crítico en el tema de cavitación se presenta en la admisión de la bomba debido a la menor presión en esa zona, con el fin de encontrar la solución más adecuada se han evaluado varios posibles diseños, en los que se ha modificado básicamente el impulsor. Y se han analizado las diferentes variables que intervienen para considerar técnicamente la mejor opción.

Entre las tres opciones estudiadas, la opción más segura para la evitar la cavitación es la bomba cuya admisión se ha ensanchado a 63mm, en cambio es la bomba con mayor pérdida de rendimiento con una caída de rendimiento de casi el 15% con respecto al diseño original, lo que podría causar problemas en el sistema de refrigeración.

La primera opción, la bomba con una entrada ampliada a 61mm, en condiciones normales de operación no presenta riesgo de cavitación, según los valores referenciales de presión durante aceleración también se aprecia que tiene una mejoría del 5% con respecto al diseño original, en cuanto al rendimiento hidráulico es la opción que menor pérdida representa con un 55.65% frente al rendimiento del 60.34% del diseño original.

Teniendo en cuenta estos argumentos finalmente se opta por elegir el diseño de la bomba con una entrada del impulsor de 61mm, a través de los métodos CFD se ha confirmado que disminuirá las condiciones de cavitación.

Diseño optimizado de bomba centrifuga.

El diseño optimizado de la propuesta es una réplica de la parte original, con la diferencia en el impulsor, el cual consta con una admisión ligeramente más amplia, como se aprecia en la figura 66.

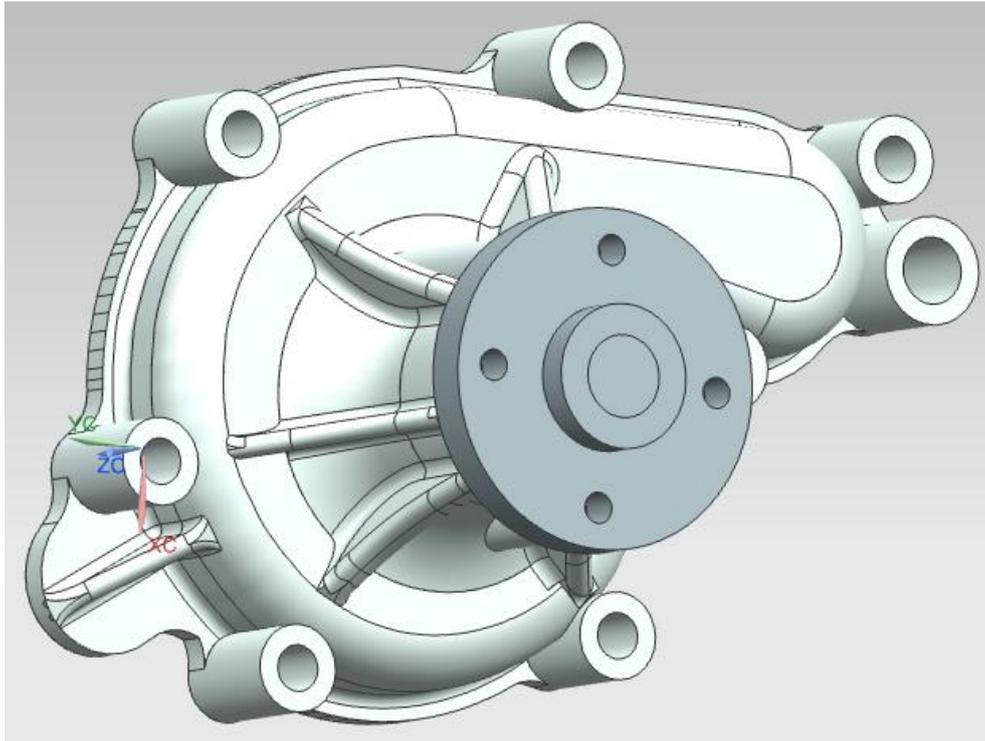


Figura 66. Diseño optimizado. Vista trimétrico frontal.

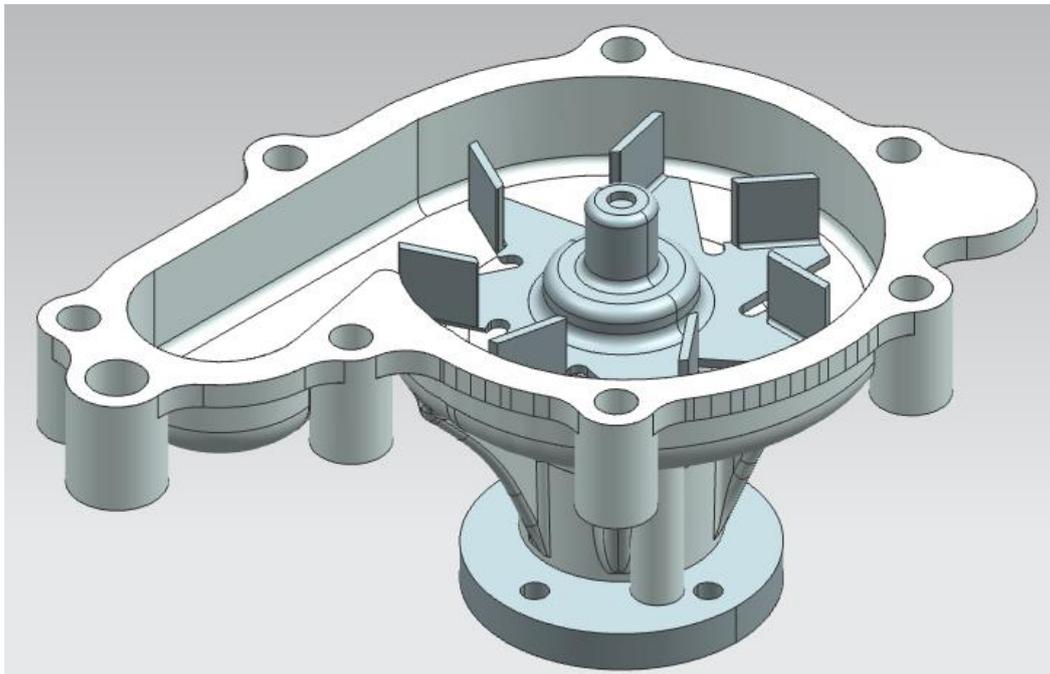


Figura 67. Diseño optimizado, vista isométrica.

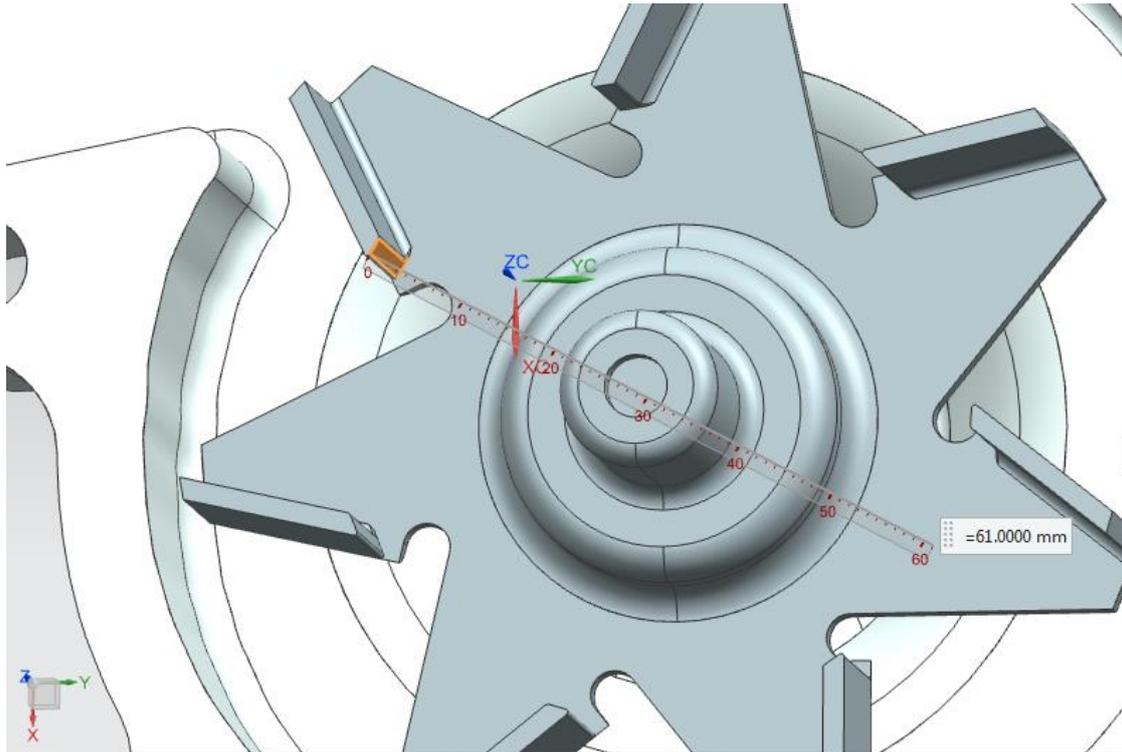


Figura 68. Diseño Optimizado, Nuevo diámetro de entrada en la voluta.

Conclusiones

A través de los tres métodos inicialmente planteados: teórico, experimental y CFD, se consigue la validación y la convergencia de los mismos para desarrollar un modelo computacional que representa al modelo en estudio. Se puede afirmar la validación del método CFD ya que los resultados entre este y el método experimental en los términos de capacidad y rendimiento guardan mucha proximidad, lo que significa que el modelo CFD interpreta de manera apropiada la realidad física. Este es el primer objetivo del estudio ya que se consigue un modelo computacional que representa al modelo real con una proximidad lo suficientemente aceptable con diferencias que oscilan el 2% en los resultados.

Con el modelo digital y los resultados experimentales realizados se valida la hipótesis del problema planteado, ya que se demuestra que condiciones de cavitación aparecen durante el proceso de aceleración desde el régimen ralenti hasta el régimen nominal de operación de la máquina.

Una vez se obtiene un modelo digital, y con el problema a resolver identificado, se realizan diferentes propuestas de modificaciones geométricas en el diseño, estas modificaciones se simulan y finalmente se ha conseguido un modelo CFD optimizado que con la absoluta seguridad que reducirá en la realidad física las condiciones de cavitación presentadas en el diseño original de la bomba. Con este punto se logra satisfacer el propósito del estudio que es el de identificar el problema y corregirlo.

La geometría del impulsor de la bomba centrífuga es la parte más crítica en su diseño ya que define las principales características de operación de la máquina, especialmente la geometría de los alabes influyen directamente en las cotas principales, caudal y presión, A través de los métodos CFD empleados en el presente estudio esta condición se ha demostrado. Ya que a

través de la modificación de la entrada o admisión del impulsor a 61mm se consigue disminuir la posibilidad de cavitación en un 5% aproximadamente.

Los resultados de los métodos: experimental y CFD en estado estable, es decir una vez las variables: presión, caudal y revoluciones se estabilizan para el caso del ensayo experimental, son muy acertadas, el modelo CFD describe muy bien la realidad física. Para ejecutar un ensayo bajo condiciones variables se debería incluir el tiempo en las ecuaciones de continuidad, conservación y turbulencia lo cual puede complicar mucho más la solución. Debido a que, en los ensayos experimentales se observa que los resultados se mantienen relativamente estables en el tiempo, siempre y cuando se mantengan las rpm, es suficiente con realizar un análisis CFD en estado estable.

No existe una normalización para ejecutar ensayos experimentales en bombas centrifugas debido a la gran variedad de diseños y aplicaciones, estos ensayos se realizan en función de las condiciones de diseño que se quieren cumplir, por tanto en un estudio de reingeniería como el presente es adecuado que las mediciones se lleven a cabo sobre las instalaciones y en las condiciones en las cuales el equipo falla, eso sí, se tienen que contemplar protocolos de mediciones y los equipos adecuados para asegurar la confiabilidad y repetitividad de los ensayos.

Para el caso específico del estudio, la presión atmosférica a la que opera la maquina es un valor muy importante que influye directamente en el fenómeno de la cavitación, por las razones ya estudiadas, es posible que el diseño de maquina se haya llevado a cabo tomando en cuenta la presión al nivel del mar y por tanto presenta defectos al operar a niveles de altitud elevados como los que existen en la zona andina Ecuatoriana, esto presenta una ventaja para un diseñador que puede acoplar sus diseños a la realidad geográfica nacional.

El manejo de un software CFD y la obtención de resultados es relativamente fácil y cualquier persona con un conocimiento básico en programas CAD podría obtenerlos, los resultados gráficos pueden ser impresionantes pero no necesariamente reflejan la realidad física que se pretende simular, es por tanto necesaria la validación de los resultados si no se cuenta con la experiencia necesaria, y como en el caso del presente estudio, el método se ha comparado con resultados experimentales y con los principios físicos de la dinámica de fluidos, Los métodos CFD, una vez se han validado para simular el fenómeno físico, representan una herramienta de invaluable valor que ayuda en el proceso de ingeniería, pues, se pueden realizar innumerables modificaciones del diseño y simular sus efectos con relativamente pocos recursos en cuanto a tiempo y costo.

La herramienta CFD usada por un diseñador con amplia experiencia en el campo, reduce el tiempo de diseño y la validación de una maquina o pieza, al mínimo, y a un bajo costo, incrementado la competitividad que una empresa puede desarrollar, es por tanto una herramienta de última generación que rápidamente debe ser implementada en el desarrollo y cambio de la matriz productiva nacional.

Una de las principales ventajas que presenta el método CFD es su interfaz gráfica en los resultados, esta proyección permite un fácil entendimiento y facilita la interpretación de los resultados obtenidos.

Recomendaciones

El diseño realizado y validado a través de los métodos CFD en el presente proyecto con toda seguridad reducirá las condiciones de cavitación del equipo original, por lo tanto se recomienda la construcción de este diseño para sus pruebas en la realidad física y superada esta etapa se podría fabricar la pieza e introducirla en el mercado de autopartes nacional.

Previo a la etapa de fabricación se recomienda complementar el presente estudio con un análisis y caracterización de los materiales y con los estudios de los posibles procedimientos para fabricar la parte a nivel local.

Se recomienda la difusión de la presente información en medios locales con el fin de socializarlo con el propósito de generar conocimiento pero también con el propósito captar empresas o personas interesadas en la construcción de la parte, con ello contribuir al cambio de la matriz productiva y al desarrollo nacional.

En la actualidad toda parte que vaya a ser construida debería tener un procedimiento se debería concebir a través de un procedimiento CAD CAM CAE, estas herramientas de vanguardia bien utilizadas y entendidas, pueden ser la catapulta al éxito de cualquier proyecto de ingeniería.

Es de suma importancia la validación del método CFD, especialmente en diseñadores con poca experiencia, de preferencia sus resultados se deberían validar frente a un método experimental, pues, usar únicamente el método CFD podría provocar pérdida importe en tiempo y costo, ya que muchas veces sus resultados podrían ser totalmente ajenos a la realidad.

Se recomienda en un estudio futuro, complementar el actual con la simulación en condiciones variables en el tiempo, esto podría ser muy útil para estudiar cualquier tipo de turbomáquina

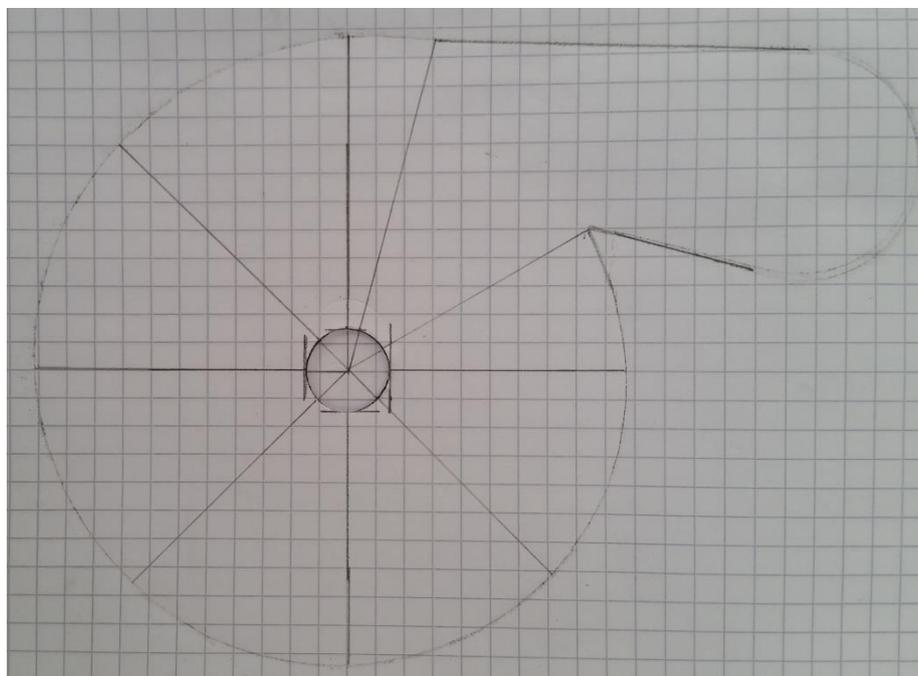
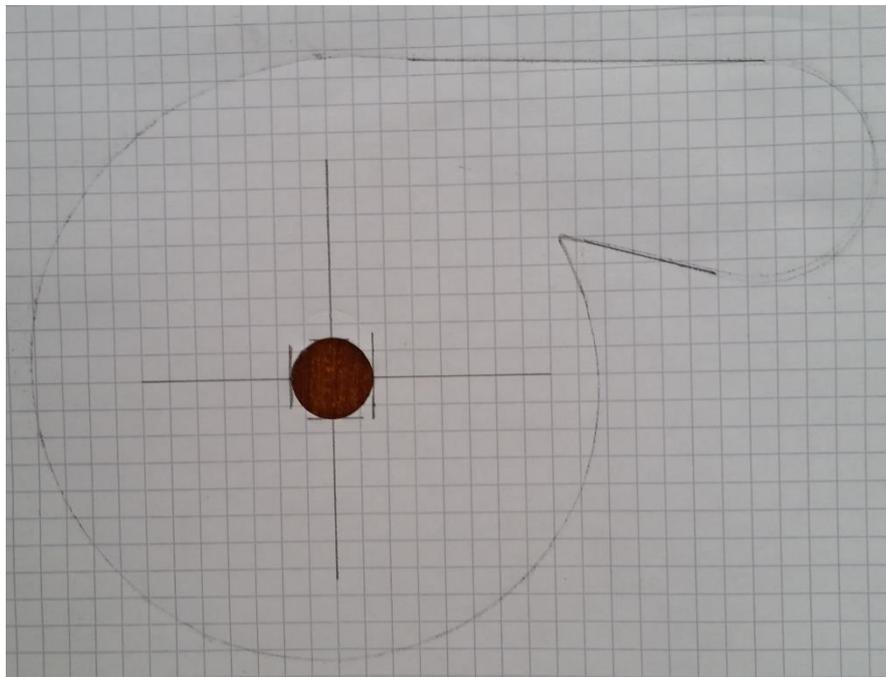
que intervine en la industria automotriz, ya que, en un auto por lo general es en donde estas condiciones no son constantes debido las variaciones de rpm y velocidad y aceleración, propias de la marcha de un vehículo.

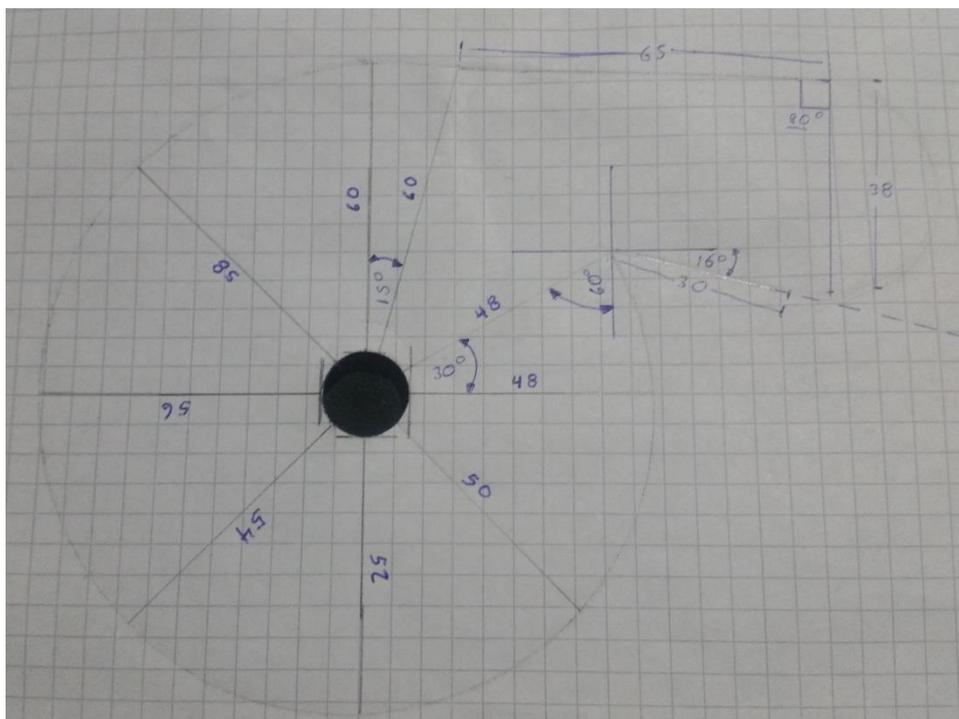
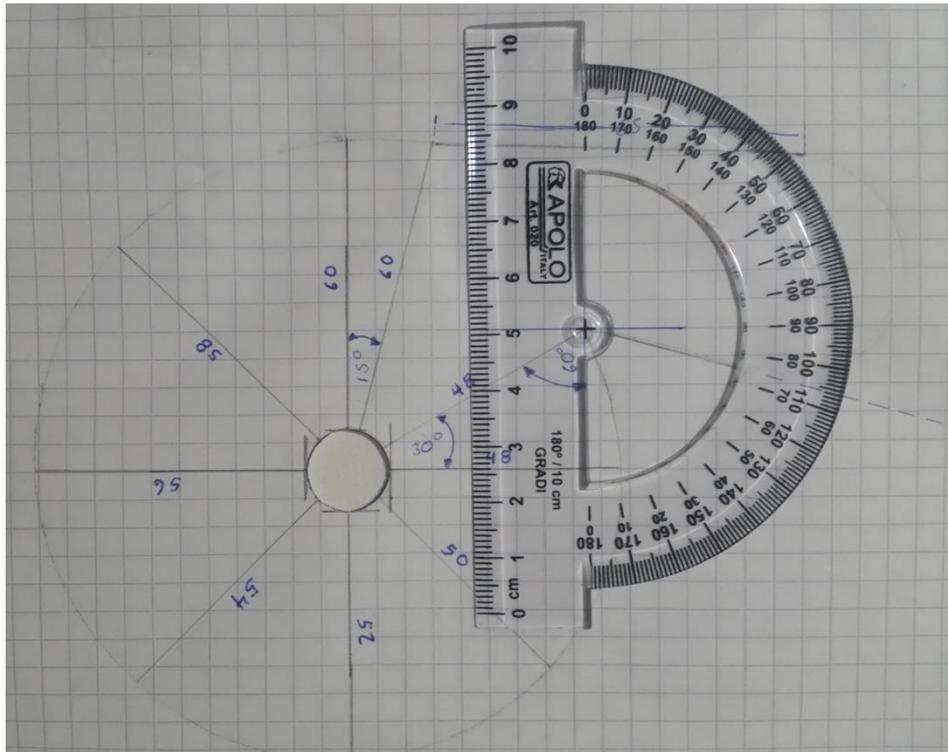
Bibliografía

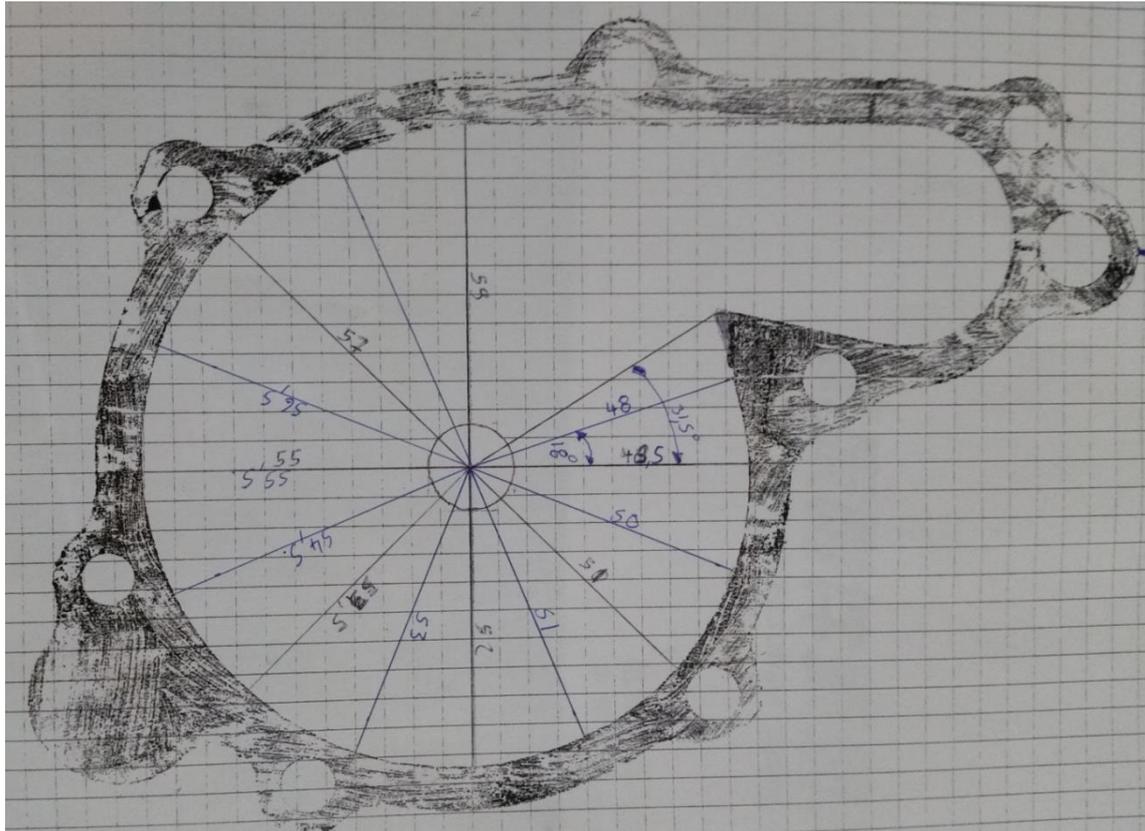
- Ambdekar, Barve, S. B., Kothavale, B. S., & Dhokane, N. T. (2014). Design and Analysis of Engine Cooling Fan. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 114-118.
- ANSYS. (2016, 09 22). *www.ansys.com*. Retrieved from *www.ansys.com*:
<http://www.ansys.com/About-ANSYS/news-center/08-22-16-ANSYS-172-Boosts-Simulation-Accuracy-and-Productivity>
- Bacharoudis, Filios, Mentzos, & Margaris. (2008). Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle. *The open Mechanical Engineering Journal*, 75-83.
- Badano, & Menéndez. (2014). Evaluación de metodologías para la modelación reynolds-averaged navier-stokes (rans) de la capa límite en conductos circulares. *Researchgate*.
- Caridad, J., Asuaje, M., Kenyery, F., Tremante, A., & Aguillon, O. (2008). Characterization of a Centrifugal Pump Impeller under Two-Phase Flow Conditions. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 18.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*. México: McGraw-Hill.
- Díaz, L. E., Mustafá, Y., & Rios, L. G. (2006). Construcción y puesta en marcha de un banco de cavitación para bombas centrífugas pequeñas. *Scientia Et Technica*, 125-130.
- EnnoLogic. (2015). Dual Laser Infrared Thermometer eT650D / eT1050D user manual. *EnnoLogic*, 39-49.
- Fernández, J., Blanco, E., Oro, J. F., Stickland, M. T., & Scanlon. (2002). Diseño de una bomba centrífuga: análisis numérico y experimental.
- Heidi, Hatem, & Ridha. (2010). Numerical flow simulation in a centrifugal pump. *International Renewable Energy Congress*, 300-304.
- Hermogenes. (2003). *Manual CEAC del automóvil*. Barcelona: Grupo editorial CEAC.
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. Madrid: Ediciones del Castillo S.A.
- Medvitz, R., Kunz, R., Boger, D., Adam, J., Yocum, A., & Pauley, L. (2002). Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps Using Multiphase CFD. *Journal of Fluid Engineering*, 377.
- Mentzos, Filios, Margaris, & Papanikas. (2005). CFD predictions of flow through a centrifugal pump impeller. *In Proceedings of International Conf. Experiments/Process/System Modelling/Simulation/Optimization*, 1-8.
- Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos*. Mexico: Pearson Educación.

- Nohmi, M., Goto, A., Iga, Y., & Ikohagi, T. (2003). Cavitation CFD in a centrifugal pump. *Fifth International Symposium on Cavitation*, 1-7.
- Perez, J. M., Morros, C. S., Marigorta, E. B., & Francos, J. F. (2004). Modelización numérica del flujo en bombas centrífugas. *DYNA*, 11-16.
- Shah, Jain, Patel, & Lakhera. (2013). CFD for centrifugal pumps: a review of the state-of-the-art. *SciVerse ScienceDirect*, 715-720.
- Siemens PLM Pressemitteilung. (2014, 10). *www.fiuxy.co*. Retrieved from www.fiuxy.co: <https://www.fiuxy.co/mac-y-apple/3915328-siemens-plm-nx-10-0-0-24-mac-os-x.html>
- Sotera Systems. (2014). FR1118--P10 User's Manual. *Sotera Systems*, 1-6.
- Vicéns, & Zamora. (2014). Utilización de la CFD como herramienta de apoyo al estudio inicial de las Turbomáquinas Hidráulicas. *Modelling in Science Education and Learning*, 49-59.
- Winters Instruments. (2015). Hydraulic Stainless Steel Liquid Filled Gauge. *Winters Instruments*, 1-2.
- Xamán. (2016). *Dinámica de fluidos computacional para ingenieros*. Bloomington: Palabrio.

Anexos 2

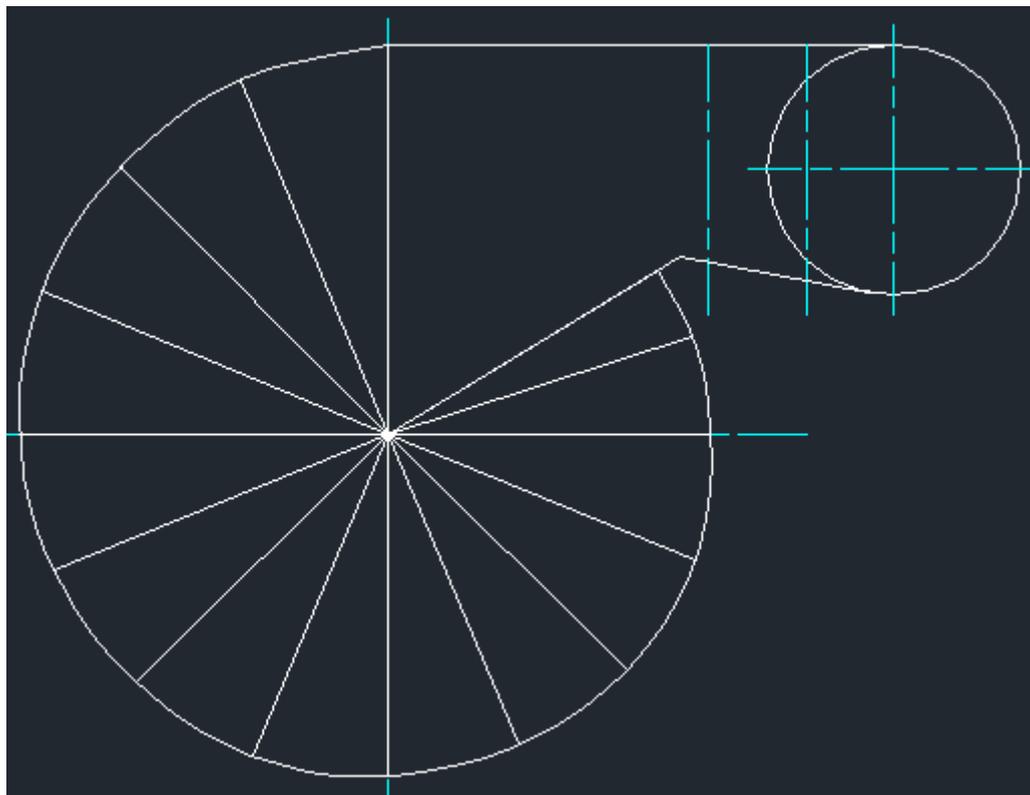






Datos Voluta Bomba de agua centrifuga	
Angulo Degrados	Distancia (mm)
342	48
0	48,5
22,5	50
45	50,75
67,5	51
90	52
112,5	53
135	53,5
157,5	54,5
180	55,5
202,5	56,5
225	57
247,5	58
270	59

Ajuste de curvas, herramienta spline Autocad Mechanical Student



Anexos 3

Ensayos de presión

Ensayo 1									
Tiempo	Presión 1(inHg)	Presión 2(Psi)	Temp °C	Rpm Tacómetro	Rpm Bomba	Presión 1 (bar)	Presión 2 (bar)	Presión 1(Kpa)	Presión 2 (Kpa)
0	0	0	35	0	0	0	0	0	0
0,1	0	0	35	800	944	0	0	0	0
1	0	12	39	2260	2666,8	0	0,82737087	0	82,73708736
2	1	12	54	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
3	1	11	67	2240	2643,2	0,03386387	0,7584233	3,38638673	75,84233008
4	1	10	78,9	2240	2643,2	0,03386387	0,68947573	3,38638673	68,9475728
5	1	10	75,5	2240	2643,2	0,03386387	0,68947573	3,38638673	68,9475728
6	1	12	75,4	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
7	1	12	76,3	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
8	1	12	76,1	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
9	1,5	12	76,3	2240	2643,2	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
10	1,5	12	76,3	2240	2643,2	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
11	1	12	76,7	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
12	1	12	75,3	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
13	1,5	12	77,3	2240	2643,2	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
14	1,5	12	77,6	2240	2643,2	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
15	1,5	12	77,5	2240	2643,2	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
16	1	12	77,9	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
17	1	12	77,9	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
18	1	12	77,5	2240	2643,2	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
19	1,5	12	74,5	2240	2643,2	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
20	0	0	73,3	810	955,8	0	0	0	0

Ensayo 2									
Tiempo	Presión 1	Presión 2	temperatura	Rpm	Rpm Bomba	Presión 1 (bar)	Presión 2 (bar)	Presión 1(Kpa)	Presión 2 (Kpa)
0	0	0	73,2	0	0	0	0	0	0
0,1	5	12	73,2	2250	2655	0,16931934	0,82737087	16,9319336	82,73708736
1	2	10	73,2	2290	2702,2	0,06772773	0,68947573	6,77277345	68,9475728
2	2	12	73,5	2270	2678,6	0,06772773	0,82737087	6,77277345	82,73708736
3	2	12	74,1	2270	2678,6	0,06772773	0,82737087	6,77277345	82,73708736
4	1	12	75	2270	2678,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
5	1	13	76	2270	2678,6	0,03386387	0,89631845	3,38638673	89,63184464
6	1	12	76,3	2270	2678,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
7	1	12	76,3	2270	2678,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
8	1	13	75	2270	2678,6	0,03386387	0,89631845	3,38638673	89,63184464
9	1,5	12	76,7	2270	2678,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
10	1,5	13	76,2	2270	2678,6	0,0507958	0,89631845	5,07958009	89,63184464
11	1	12	76,1	2270	2678,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
12	1	13	75	2270	2678,6	0,03386387	0,89631845	3,38638673	89,63184464
13	1	13	77	2270	2678,6	0,03386387	0,89631845	3,38638673	89,63184464
14	1,5	12	77,5	2270	2678,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
15	1,5	12	77,7	2270	2678,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
16	1,5	12	77,7	2250	2655	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
17	1	12	78,3	2270	2678,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736

18	1,5	12	76,3	2270	2678,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
19	1,5	12	77,7	2270	2678,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
20	0	0	76,3	830	979,4	0	0	0	0

Ensayo 3									
Tiempo	Presión 1	Presión 2	temperatura	Rpm	Rpm Bomba	Presión 1 (bar)	Presión 2 (bar)	Presión 1(Kpa)	Presión 2 (Kpa)
0	0	0	71,4	0	0	0	0	0	0
0,1	3	12	71,4	2260	2666,8	0,1015916	0,82737087	10,1591602	82,73708736
1	3	12	73,6	2260	2666,8	0,1015916	0,82737087	10,1591602	82,73708736
2	2,5	12	74,6	2230	2631,4	0,08465967	0,82737087	8,46596681	82,73708736
3	1	12	75,1	2220	2619,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
4	1	12	73,4	2220	2619,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
5	1,5	12	76,7	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
6	1,5	12	77,5	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
7	1,5	12	76,5	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
8	1,5	12	76,3	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
9	1,5	12	76,7	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
10	1	12	77,3	2220	2619,6	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
11	1,5	12	78,3	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
12	1,5	12	78,2	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736

13	1,5	12	78,9	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
14	1,5	12	78,6	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
15	1,5	12	79,3	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
16	1,5	12	79,2	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
17	1,5	12	78,6	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
18	1,5	12	77,5	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
19	1,5	12	77,2	2220	2619,6	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
20	0	0	76,1	820	967,6	0	0	0	0

Ensayo 4									
Tiempo	Presión 1	Presión 2	temperatura	Rpm	Rpm Bomba	Presión 1 (bar)	Presión 2 (bar)	Presión 1(Kpa)	Presión 2 (Kpa)
0	0	0	74,1	0	0	0	0	0	0
0,1	2,5	10	74,1	2220	2619,6	0,08465967	0,68947573	8,46596681	68,9475728
1	2	12	73,8	2220	2619,6	0,06772773	0,82737087	6,77277345	82,73708736
2	1	12	74,9	2200	2596	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
3	1	12	74,9	2200	2596	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
4	1	12	77,4	2200	2596	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
5	1,5	12	77,9	2200	2596	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
6	1,5	11	78,6	2200	2596	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
7	1,5	11	80	2200	2596	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
8	1,5	11	80	2200	2596	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008

9	1	11	78,2	2200	2596	0,03386387	0,7584233	3,38638673	75,84233008
10	1	11	79,3	2180	2572,4	0,03386387	0,7584233	3,38638673	75,84233008
11	1	10	79,3	2180	2572,4	0,03386387	0,68947573	3,38638673	68,9475728
12	1,5	10	79,2	2180	2572,4	0,0507958	0,68947573	5,07958009	68,9475728
13	1	10	80	2180	2572,4	0,03386387	0,68947573	3,38638673	68,9475728
14	1,5	10	77,6	2180	2572,4	0,0507958	0,68947573	5,07958009	68,9475728
15	1,5	10	79	2180	2572,4	0,0507958	0,68947573	5,07958009	68,9475728
16	1,5	10	78,5	2180	2572,4	0,0507958	0,68947573	5,07958009	68,9475728
17	1	10	79,3	2180	2572,4	0,03386387	0,68947573	3,38638673	68,9475728
18	1	10	80	2180	2572,4	0,03386387	0,68947573	3,38638673	68,9475728
19	1	10	79,3	2180	2572,4	0,03386387	0,68947573	3,38638673	68,9475728
20	0	0	80,5	800	944	0	0	0	0

Ensayo 5									
Tiempo	Presión 1	Presión 2	temperatura	Rpm	Rpm Bomba	Presión 1 (bar)	Presión 2 (bar)	Presión 1(Kpa)	Presión 2 (Kpa)
0	0	0	72,2	0	0	0	0	0	0
0,1	3	12	72,2	2210	2607,8	0,1015916	0,82737087	10,1591602	82,73708736
1	2,5	10	73,5	2210	2607,8	0,08465967	0,68947573	8,46596681	68,9475728
2	1,5	12	75,6	2210	2607,8	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
3	1,5	12	74,1	2210	2607,8	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736

4	1	12	73,3	2210	2607,8	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
5	1	12	78,7	2210	2607,8	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
6	1	12	78,2	2210	2607,8	0,03386387	0,82737087	3,38638673	82,73708736
7	1,5	12	77,3	2210	2607,8	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
8	1,5	12	78,4	2210	2607,8	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
9	1,5	11	78,5	2210	2607,8	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
10	1,5	12	77,1	2210	2607,8	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
11	1	11	78,4	2210	2607,8	0,03386387	0,7584233	3,38638673	75,84233008
12	1,5	12	76,7	2210	2607,8	0,0507958	0,82737087	5,07958009	82,73708736
13	1,5	11	77,9	2210	2607,8	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
14	1,5	11	78,2	2210	2607,8	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
15	1,5	11	78,5	2210	2607,8	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
16	1,5	11	79,1	2210	2607,8	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
17	1,5	11	78,7	2210	2607,8	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
18	1,5	11	77,3	2210	2607,8	0,0507958	0,7584233	5,07958009	75,84233008
19	2	11	80,7	2210	2607,8	0,06772773	0,7584233	6,77277345	75,84233008
20	0	0	76,5	820	967,6	0	0	0	0

Ensayos de caudal

Medición de caudal 1				Medición de caudal 1			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s	Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
0	770	0	0	0	2180	0	0
3	770	77,74	0,43188889	3	2180	230,37	1,27983333

Medición de caudal 2				Medición de caudal 2			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s	Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
0	770	0	0	0	2170	0	0
3	770	79,23	0,44016667	3	2170	236,66	1,31477778

Medición de caudal 3				Medición de caudal 3			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s	Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
0	770	0	0	0	2170	0	0
3	770	79,54	0,44188889	3	2170	237,78	1,321

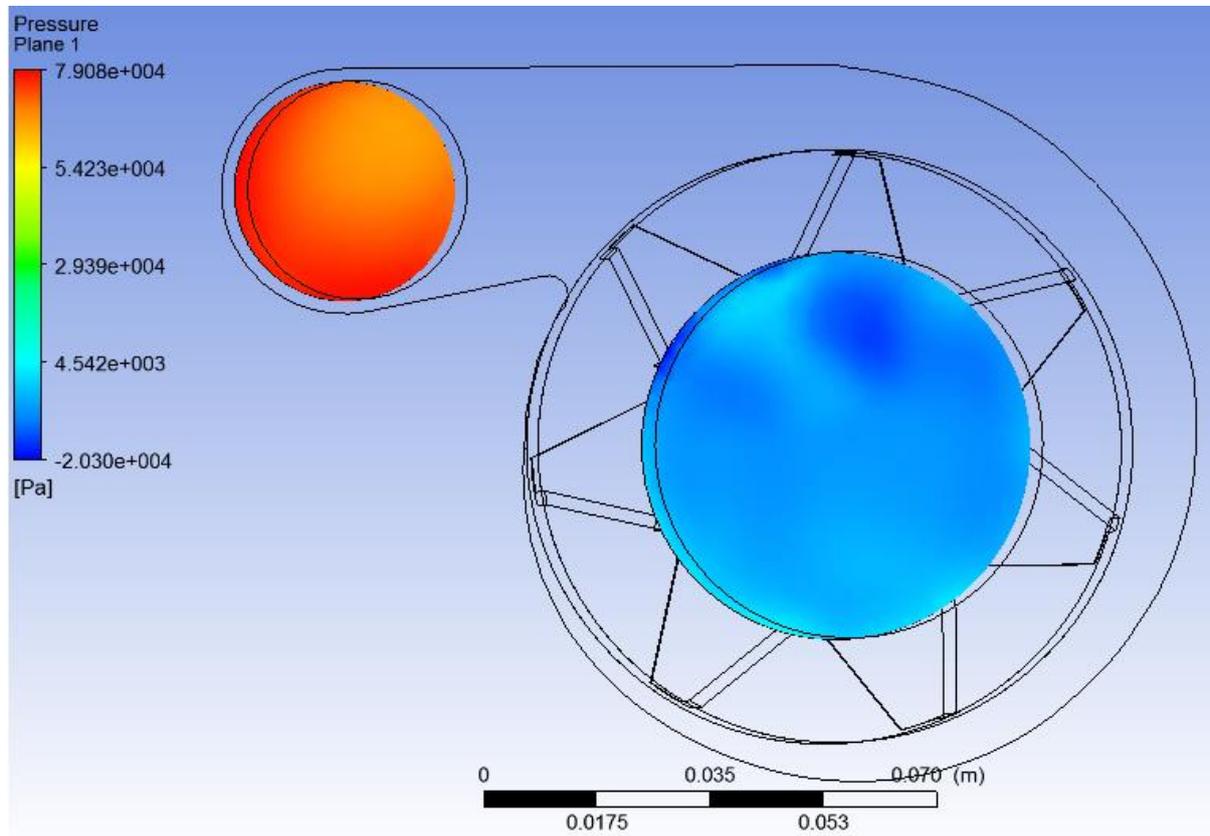
Medición de caudal 4				Medición de caudal 4			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s	Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
0	770	0	0	0	2180	0	0
3	770	79,38	0,441	3	2180	238,85	1,32694444

Medición de caudal 5				Medición de caudal 5			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s	Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
0	770	0	0	0	2180	0	0
3	770	79,72	0,44288889	3	2180	235,9	1,31055556

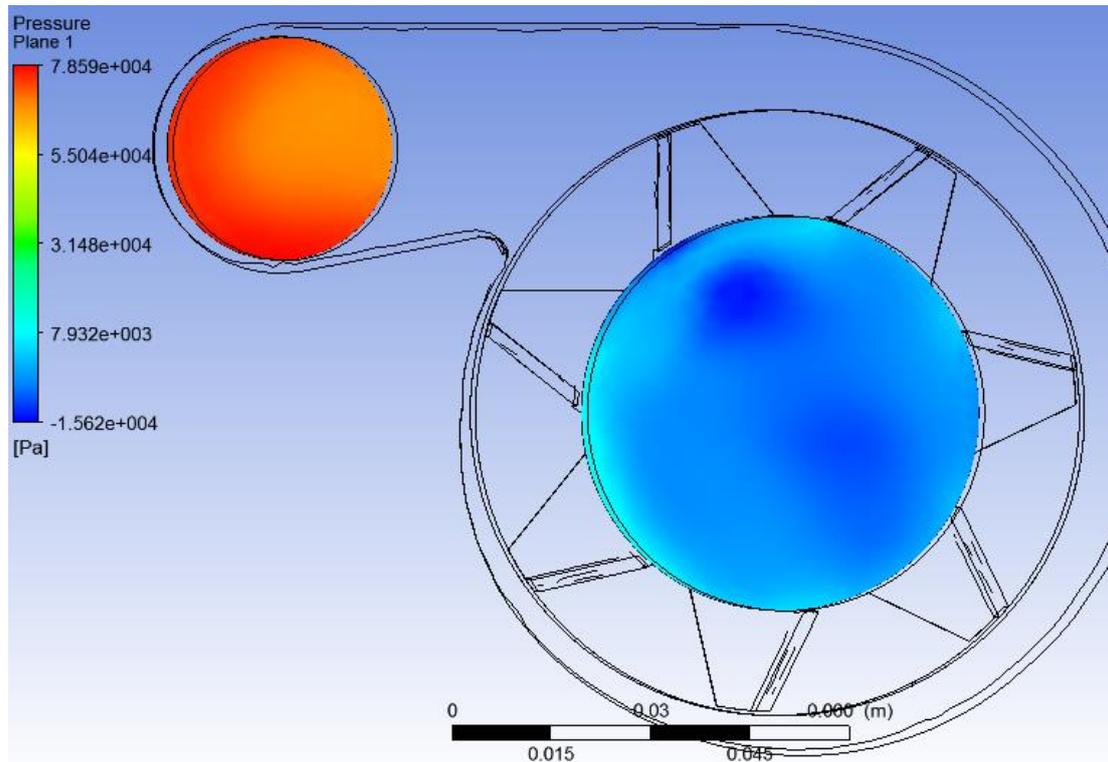
Resultados promedio Medición de caudal				Resultados promedio medición de caudal			
Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s	Tiempo (min)	Rpm	Volumen (l)	Caudal l/s
0	770	0	0	0	2176	0	0
3	770	79,122	0,43956667	3	2176	235,912	1,31062222

Anexos 4

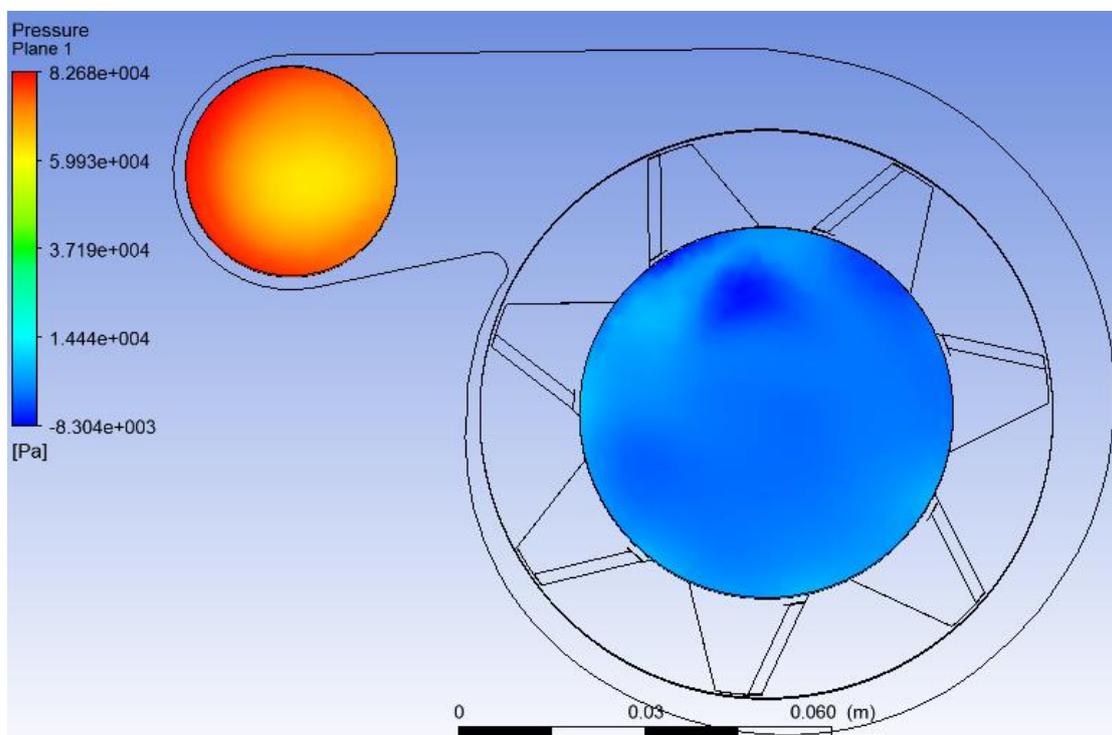
Resultados de simulaciones en condiciones de aceleración desde posición ralenti.

Bomba centrifuga con diseño original.

Entrada de impulsor ampliada a 61mm



Entrada de impulsor ampliada a 62mm



Entrada de impulsor ampliada a 63mm

