



Modificación del diseño de una bomba centrifuga para reducción de vibraciones causadas por turbulencias

Camila Andrea Moreno Flórez
Daniel Felipe Rodríguez Bejarano

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Bogotá DC, Colombia

202

Índice general

Agradecimientos.....	11
Resumen.....	12
Abstract.....	13
1 Introducción.....	14
1.1. Planteamiento del problema.....	16
1.2. Justificación.....	17
1.3. Objetivos.....	18
1.3.1. General.....	18
1.3.2. Específicos.....	18
2 Marco Teórico.....	20
2.1. Bombas centrífugas.....	20
2.1.1. Funcionamiento.....	21
2.1.2 Componentes básicos y funciones.....	22
2.1.3. Clasificación de las bombas centrífugas.....	26
2.1.4. Aplicaciones.....	27
2.1.5. Variables principales de desempeño.....	28
2.2. Vibraciones mecánicas.....	29
2.2.1 Modelo de un grado de libertad.....	31
2.2.2 Modelo de múltiples grados de libertad.....	34
2.1.3 Análisis modal.....	35
2.3. Análisis de elementos finitos (FEA).....	36
2.3.1. Conceptos fundamentales.....	37
2.3.2. Número de elementos y convergencia.....	38
2.4 Dinámica computacional de fluidos (CFD).....	39
3 Metodología.....	47
3.1. Fallas en bombas centrífugas.....	48
3.1.1. Fallas de origen mecánico.....	49

3.1.2. Fallas de origen hidráulico.....	50
3.2. Selección de la bomba centrífuga	54
3.2.1 Características generales.....	55
3.2.2. Características de desempeño.....	56
3.2.3. Descripción de la geometría.....	57
3.3. Simulación Mecánica e hidráulica de la bomba centrífuga.....	65
3.3.1. Modificación de la geometría.....	65
3.3.2. Análisis modal	69
3.3.3. Análisis hidrodinámico.....	76
3.4. Otras posibles modificaciones	83
3.5. Comparación del desempeño	85
3.5.1. Desempeño hidrodinámico.....	86
3.5.2. Respuesta estructural.....	88
4 Resultados y análisis.....	91
4.1. Análisis de respuesta modal	91
4.1.1. Respuesta modal del diseño original.....	91
4.1.2. respuesta modal de las modificaciones.....	94
4.2. Análisis hidrodinámico	96
4.3 Análisis armónico	105
5 Conclusiones y recomendaciones	115
5.1. Recomendaciones para trabajos futuros.....	117
6 Referencias	119
7 Anexo A.....	123
7.1 Tablas de presión sobre alabes, espesor de alabes y espesor de placas	123

Índice de tablas

Tabla 1. Condiciones de amortiguamiento [18]	34
Tabla 2. Catalogo bomba 3DP 32-125/1.1	56
Tabla 3. Materiales de construcción.....	60
Tabla 4. Presiones a lo largo de los 8 alabes del diseño original.....	90
Tabla 5. Frecuencia natural antes de las modificaciones	92
Tabla 6. Modos de frecuencia del diseño original contra el diseño de modificado (número de alabes).....	94
Tabla 7. Modos de frecuencia del diseño original contra el diseño de modificado (grosor de los alabes).....	95
Tabla 8. Modos de frecuencia del diseño original contra el diseño de modificado (espesor de las placas)	95
Tabla 9. Presiones sobre impulsor de 6 alabes.	123
Tabla 10. Presiones sobre impulsor de 7 alabes.	123
Tabla 11. Presiones sobre impulsor de 10 alabes.....	124
Tabla 12. Presiones sobre impulsor de 10 alabes.....	124
Tabla 13. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de alabe de 1,5mm	124
Tabla 14. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de alabe de 2,0mm	125
Tabla 15. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de alabe de 2,5mm	125
Tabla 16. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de placa de 2,0mm	125
Tabla 17. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de placa de 3,0mm	125
Tabla 18. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de placa de 4,0mm	126

Índice de figuras

Figura 1. Esquema de funcionamiento de la bomba.	21
Figura 2. Dirección de velocidad en bombas [1]	24
Figura 3. Impulsor o rodete cerrado. [1].....	25
Figura 4. Tipos de rodetes. [12]	25
Figura 5. Impulsor de flujo radial.[3]	26
Figura 6. Impulsor de flujo axial. [3].....	27
Figura 7. Impulsor de flujo mixto [3]	27
Figura 8. Espectro de Vibraciones aleatorias. [17]	30
Figura 9. Espectro de golpeteo intermitente [17]	31
Figura 10. Sistema masa-resorte-amortiguador. [18].....	32
Figura 11. Sistema masa-resorte-amortiguador de dos grados de libertad. [21].....	34
Figura 12. Mallado de impulsor	37
Figura 13. Tipos de elementos.....	38
Figura 14. Estructura general de CFD [14]	40
Figura 15. Representación gráfica de flujo Modificado de.....	42
Figura 16. Causales de origen mecánico [30]	50
Figura 17. Formación de burbujas de vapor en un impulsor [12]	51
Figura 18. Disminución de la cabeza de la bomba que cavita [16].....	52
Figura 19. Afectación de componentes a consecuencia de las vibraciones. [29].....	54
Figura 20. Bomba centrífuga serie 3DP marca Ebara.....	55
Figura 21. Curva de rendimiento bomba 3DP 32-125/1.1	57
Figura 22. Ensamblaje original bomba centrífuga. Fuente: Creación propia.....	58

Figura 23. Ensamblaje con reducción de piezas. Fuente: Creación propia.....	59
Figura 24. Rodamiento. Fuente: Creación propia	60
Figura 25. Operación extrusión. Fuente: Creación propia	61
Figura 26. Estructura unificada eje y rotor. Fuente: Creación propia.....	61
Figura 27. Simplificación orificios. Fuente: Creación propia.....	62
Figura 28. Operación extrusión carcasa. Fuente: Creación propia.....	62
Figura 29. Simulación anillos rozantes en la carcasa. Fuente: Creación propia.....	63
Figura 30. Eliminación de chavetas en la estructura. Fuente: Creación propia	63
Figura 31. Redondeos de aristas. Fuente: Creación propia.....	64
Figura 32. Conjuntos de piezas ensambladas en Solid Works. Fuente: Creación propia..	65
Figura 33. Matriz circular de A) 9 alabes B) 7 alabes C) 6 alabes y D) 10 alabes. Fuente: Creación propia.....	66
Figura 34. Modificación del grosor del alabe. Fuente: Creación propia	67
Figura 35. Modificación de la placa frontal. Fuente: Creación propia	68
Figura 36. Modificación de la cara. Fuente: Creación propia	68
Figura 37. Grafica de convergencia. [21].....	69
Figura 38. Módulo de análisis modal en Ansys Student®	71
Figura 39. Representación gráfica de la bomba modelo en SolidWorks. Fuente: Creación propia.....	72
Figura 40. Interfaz Mechanical de Ansys Student® para la configuración de malla y conexiones mecánicas. Fuente: Creación propia.	73
Figura 41. Análisis de mallado. Fuente: Creación propia	74
Figura 42. Interfaz de configuración de malla.....	74
Figura 43. Estudio de convergencia de malla. Fuente: Creación propia.....	75

Figura 44. Configuración de conexiones tipo rodamiento. Fuente: Creación propia.....	76
Figura 45. Creación de tapas de para determinar el volumen de control. Fuente: Creación propia.....	77
Figura 46. Creación de empaque para cerrar dominio de control al interior de la carcasa. Fuente: Creación propia.....	78
Figura 47. Configuración de caudal de entrada por medio de la tapa	79
Figura 48. Configuración de la región rotativa fluido-estructura. <i>Fuente: Creación propia.</i>	80
Figura 49. Discretización de la malla del dominio computacional. <i>Fuente: Creación propia.</i>	81
Figura 50. Contornos de turbulent kinetic energy, (a) Ø100.58mm, (b) Ø111.76mm, (c) Ø122.94mm. [24].....	84
Figura 51. Contornos de turbulent kinetic energy, (a) $\beta_1 = 10.09^\circ$, (b) $\beta_2 = 15.09^\circ$, (c) $\beta_3 = 20.09^\circ$,	85
Figura 52. Toma de presiones mediante la herramienta probe. Fuente: Creación propia .	87
Figura 53. Medición de presiones en los alabes Fuente: Creación propia	87
Figura 54. Combinación de resultados en Ansys Student®.....	88
Figura 55. Ingreso de los valores de frecuencia para cada una de las caras de los alabes.	89
Figura 56. Configuración de análisis de desplazamiento en apoyo B.	90
Figura 57. Respuesta oscilatoria de los dos primeros modos de vibración.....	93
Figura 58. Respuesta oscilatoria del tercer y cuarto modo de vibración.....	93
Figura 59. Respuesta oscilatoria del quinto y sexto modo de vibración.....	93
Figura 60. Respuesta oscilatoria del séptimo modo de vibración.	94
Figura 61. Contornos de turbulencia para (A) 6 alabes, (B) 10 alabes, (C) 9 alabes, (D) 7 alabes.....	97

Figura 62. Grafica de intensidad de turbulencia para cambio de cantidad de alabes.....	98
Figura 63. Curvas de desempeños para la modificación de los alabes.	99
Figura 64. Contornos de turbulencia para (A) 2,0mm, (B) 2,5mm, (C) 1,5mm y (D) 3mm	100
Figura 65. Grafica de intensidad de turbulencia para cambio de espesor	101
Figura 66. Curvas de desempeños para la modificación del grosor de los alabes.....	102
Figura 67. Contornos de turbulencia para (A) 4,0mm, (B) 3,0mm, (C) 2,0mm y (D) 5mm (Original)	103
Figura 68. Grafica de intensidad de turbulencia para cambio del espesor de las placas.	104
Figura 69. Curvas de desempeños para la modificación del grosor de las placas.....	105
Figura 70. Grafica de desplazamientos para diseño original	106
Figura 71. Grafica de desplazamientos para diseño de 7 alabes contra diseño original..	107
Figura 72. Grafica de desplazamientos para diseño de 6 alabes contra diseño original..	108
Figura 73. Grafica de desplazamientos para diseño de 10 alabes contra diseño original	109
Figura 74. Grafica de desplazamientos para diseño de 2,5mm de grosor en los alabes contra diseño original.....	110
Figura 75. Grafica de desplazamientos para diseño de 2,0mm de grosor en los alabes.	110
Figura 76. Grafica de desplazamientos para diseño de 1,5mm de grosor en los alabes.	111
Figura 77. Grafica de desplazamientos para diseño de 2,0mm de grosor en las placas .	112
Figura 78. Grafica de desplazamientos para diseño de 3,0mm de grosor en las placas .	113
Figura 79. Grafica de desplazamientos para diseño de 4,0mm de grosor en las placas .	113

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término
---------	---------

k	Constante de resorte
-----	----------------------

c	Constante de amortiguamiento
-----	------------------------------

m	Masa
-----	------

x	Posición
-----	----------

$[M]$	Masa
-------	------

$[C]$	Amortiguamiento
-------	-----------------

$[K]$	Rigidez
-------	---------

Q	Calor
-----	-------

W	Trabajo
-----	---------

D	Diámetro del volumen de control
-----	---------------------------------

η	Viscosidad Dinámica
--------	---------------------

v_f	Velocidad promedio del flujo
-------	------------------------------

u	Amortiguamiento
-----	-----------------

t	Tiempo
\bar{u}	Velocidad
p	Presión
v	Viscosidad
g	Constante de gravitación universal
f	Fuerzas externas
I	Intensidad de turbulencia
u'	Raíz cuadrada de las fluctuaciones de velocidad turbulenta
U	Velocidad media del fluido

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Termino
ϕ_i	i-ésima frecuencia
Ω_i	Frecuencia circular natural
ρ	Densidad del fluido

Agradecimientos

En principio queremos agradecer a nuestros seres queridos quienes han sido un apoyo emocional a lo largo del proceso académico, quienes conocen de cerca el esfuerzo invertido en la culminación de este proyecto profesional.

Al director del proyecto de Grado Ing. Diego Calero, quien ha sido parte fundamental en el desarrollo del proyecto, brindando todo su conocimiento de una manera integral.

Por último, agradecer a todo el grupo de docentes de la comunidad universitaria quienes nos acompañaron a lo largo del proceso académico.

Resumen

El funcionamiento de las turbomáquinas como elementos sobrealimentadores se fundamenta bajo un alto régimen de revoluciones ocasionando vibraciones que posteriormente al no ser controladas tienden a generar fallas, pasando por los cojinetes hasta la carcasa. Entre estas turbomáquinas se encuentran las bombas centrífugas que serán el objeto de análisis para este documento, con el objetivo de reducir las vibraciones ocasionadas por el flujo turbulento que pasa a través de ella y que podrían disminuir su rendimiento de forma considerable ocasionando fallas o accidentes. Por medio de la aplicación del método de elementos finitos se busca modificar la geometría para reducir la turbulencia y por consiguiente las vibraciones. Los resultados obtenidos permitieron medir el desplazamiento provocado en los cojinetes de apoyo y de esa manera como pueden afectar la curva de rendimiento de la bomba. Por otra parte, se pudo observar que ninguna de las modificaciones realizadas permite obtener un cambio significativo en el desempeño de la bomba y en la disminución de las vibraciones.

Palabras Clave: Turbomáquina, turbulencia, Modificación, vibraciones, Elementos Finitos, CFD, Bomba Centrífuga.

Abstract

The operation of turbomachines as supercharging elements is based under a high speed regime causing vibrations that later, when not controlled, tend to generate failures, passing through the bearings to the casing. Among these turbomachines are centrifugal pumps that will be the object of analysis for this document, with the aim of reducing vibrations caused by the turbulent flow that passes through it and that could significantly decrease their performance causing failures or accidents. Through the application of the finite element method, it is sought to modify the geometry to reduce turbulence and consequently vibrations. The results obtained made it possible to measure the displacement caused in the support bearings and thus how they can affect the performance curve of the pump. On the other hand, it was observed that none of the modifications made allows a significant change in the performance of the pump and in the reduction of vibrations.

Keywords: Turbomachine, turbulence, Modification, vibrations, Finite Elements, CFD, Centrifugal Pump.

Capítulo 1

Introducción

El principio de funcionamiento de las turbomáquinas hidráulicas (TMH) está fundamentado bajo el principio de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía [1] El estudio del comportamiento del fluido al interior de la TMH es el motivo de esta investigación, debido a que los efectos que este puede tener sobre la geometría debida al movimiento entre partes fijas y móviles es el causante de vibraciones debido a la turbulencia que presenta el fluido que la atraviesa [1].

Un diseño defectuoso o poco eficiente en una TMH puede conducir al fallo por fatiga a los elementos móviles o fijos de la máquina con consecuencias catastróficas para la instalación, siendo causadas por la interferencia de frecuencia y amplitud de estas pulsaciones [2]

Las turbomáquinas son máquinas rotodinámicas que pueden ser clasificadas según compresibilidad del fluido (hidráulicas o térmicas), sentido de transición de la energía (motoras o generadoras) y dirección del fluido en el rodete (axial o radial), son máquinas de fluidos en las que se transforma la energía cinética de un fluido en energía mecánica o viceversa aumentando la velocidad y presión de salida del fluido

(entalpia). Dentro de las máquinas hidráulicas existen los ventiladores, las bombas y las turbinas hidráulicas, como objeto de estudio las bombas centrifugas son empleadas principalmente en la industria petrolera, cosmética y alimentaria, ya que gracias a su potencia permiten mover fluidos más densos [3] Las bombas centrifugas son movidas por un motor eléctrico que proporciona energía mecánica al impulsor transformándola en energía cinética por medio de un fluido incompresible.

Debido a la complejidad de medición de un fluido turbulento al interior de una TMH se ha optado por realizar un estudio computacional CFD, empleando técnicas numéricas para resolver el comportamiento Físico del fluido [4]

La estrategia de utilización en el CFD es la de reemplazar un problema definido sobre un dominio continuo por un dominio discreto a partir de una malla. Se denomina discretización espacial debido al número finito de puntos donde se realizará el estudio de cada variable del flujo (presión velocidad, temperatura, etc.), cada una de estas variables debe estar contemplada únicamente en los puntos o nodos que componen una malla [3].

Este desarrollo del modelo parte de soluciones matemáticas que permiten realizar una medición en el comportamiento del fluido empleando por ejemplo el método de CFD, el cual permite solucionar ecuaciones diferenciales en derivadas parciales [5].

En este la solución al método no será exacta, sino que dará lugar a un residuo, el cual será minimizado por medio de funciones peso que caracterizan el método [6]

Algunas de las investigaciones realizadas se basan en la simulación y medición de turbulencia por medio del CFD, dando lugar a conocer afectaciones que influyen en el rendimiento de la máquina, por ejemplo, la reducción del par rotor [4]. Por otra

parte, los trabajos donde se han realizado modificación a los códigos de CFD buscan encontrar que la simulación sea más eficiente a la hora de medir el flujo e identificar la turbulencia de este [1].

El diseño por medio de la modificación de la geometría de la máquina, ha sido un complemento a los estudios realizando bajo simulación de flujo turbulento, logrando el ordenamiento y disminución de vibraciones que llevan a un diseño modificado y de mayores prestaciones mecánicas [7]

Los estudios realizados en este campo se han limitado a realizar modelación, medición y simulación de turbomáquinas con el objetivo de incrementar el rendimiento o par motriz de la máquina por medio de CFD [2]. Otras colaboraciones han incursionado en la modificación de la geometría a partir del CFD para turbinas de gas, llegando a obtener una mayor ordenación del flujo y disminuir las vibraciones. Estas simulaciones permiten caracterizar fenómenos que son difíciles de estudiar experimentalmente y que con el cálculo clásico no son posibles de abordar [8].

1.1. Planteamiento del problema

Las bombas centrifugas como máquinas de sobrealimentación trabajan a altas velocidades en su caracola de admisión, provocando vibraciones a consecuencia del movimiento fluctuante y desordenado de las partículas del fluido, trayendo como consecuencia fallas en el funcionamiento de la bomba, según estudios realizados los fenómenos físicos que podrían desencadenar efectos

vibracionales son: desbalanceo del rotor, desalineamiento entre turbina y rotor, falta de rigidez dinámica en el apoyo de los cojinetes y aflojamientos mecánicos [6]

A través de estudios realizados y herramientas creadas, se han realizado modificaciones del diseño de fluido computacional (CFD) y simulaciones numéricas, que hoy en día siguen siendo objeto de estudio dejando de lado la modificación del diseño para la reducción de la turbulencia, lo cual es motivo de estudio con el fin de llegar a esa modificación del diseño

1.2. Justificación

Las bombas centrifugas son máquinas que producen vibraciones afectando de manera directa la eficiencia de la máquina a diferentes rangos de velocidad y carga.

Este trabajo de grado tiene como objetivo mostrar la versatilidad del software de modelado mecánico para llegar a modificaciones del diseño a partir del método de elementos finitos.

En principio la modificación del diseño de la bomba centrifuga busca reducir las vibraciones provocadas por el flujo turbulento que pasa a través de ella, esto como consecuencia trae múltiples beneficios que ayudan a aprovechar el rendimiento de la turbomáquina, de esta manera disminuir costos por mantenimiento y fallas que puedan llegar a ocasionar posibles accidentes o detener un proceso industrial.

Debido a esto, la viabilidad del proyecto puede ser bastante prometedora desde el punto de vista costo-beneficio ya que la cantidad de mantenimientos o fallas en sus piezas móviles o estáticas se puede reducir drásticamente.

1.3. Objetivos

1.3.1. General

Modificar el diseño de una bomba centrífuga para reducir vibraciones causadas por un fluido turbulento.

1.3.2. Específicos

- Determinar el tipo de fallas mecánicas que aparecen en las bombas centrífugas asociadas a la vibración de la máquina.
- Obtener geometría de una bomba centrífuga con el fin de desarrollar un modelo multifísico de elementos finitos y CFD.
- Simular el comportamiento multifísico de la bomba centrífuga para asociar las vibraciones presentadas con la turbulencia bajo ciertos regímenes de rotación.

- Realizar una comparación del desempeño en términos de reducción de vibración y eficiencia, entre la bomba con el diseño original y aquella con el diseño modificado.

Capítulo 2

Marco Teórico

2.1. Bombas centrífugas

Es una máquina hidráulica también conocida como máquina rotodinámica que es capaz de transformar una energía mecánica rotacional en energía cinética al fluido. Se encargan de aumentar el caudal a la salida de la bomba, empleando el cambio de energía cinética a lo largo del volumen de control, considerado como el espacio dentro de la carcasa de la bomba en el cual se encuentra el fluido y el rotor en movimiento para de esa manera obtener el fluido a la velocidad y presión requeridas a la salida de la bomba. [1][2]

Se caracterizan principalmente por aprovechar una energía en movimiento o fuente de energía primero en velocidad y posteriormente a la salida de la bomba, en energía de presión. Se pueden encontrar bombas de una o varias etapas dependiendo de la aplicación y así mismo su presión de operación varia. [9]

2.1.1. Funcionamiento

El funcionamiento está basado en un rotor y un impulsor que están unidos a un eje giratorio impulsado por un motor eléctrico que da el número de revoluciones necesarias para que el impulsor imparta un movimiento de rotación al líquido que lo rodea y este a su vez aumenta su presión a consecuencia de la energía cinética del rotor. [12] Los elementos constructivos que componen la bomba centrífuga son los siguientes:

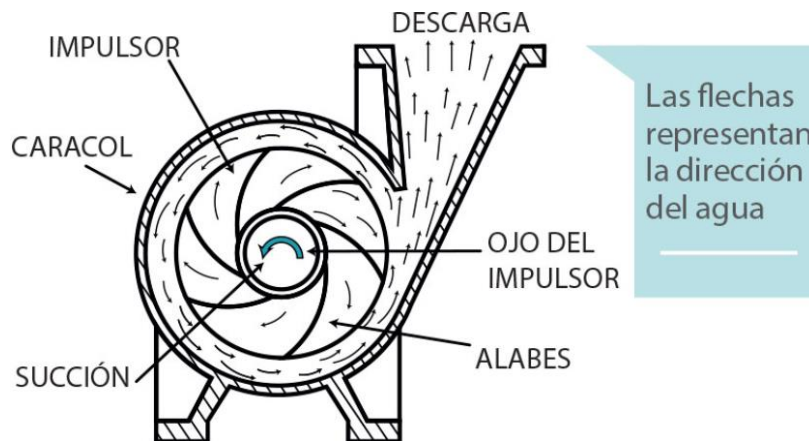


Figura 1. Esquema de funcionamiento de la bomba.

La selección de los materiales de construcción depende de dos factores, uno de su comportamiento, es decir, carga, capacidad y eficiencia, y el otro factor considerado es el número de horas de funcionamiento, de esta manera se considera la vida útil teniendo en cuenta materiales y procesos de manufactura [10]. Para su operación se debe tener en cuenta el tipo de líquido que se va a bombear y la capacidad máxima de la bomba. [5]

Debido a la existencia de vapor por transferencia de calor es conveniente tener en cuenta los siguientes factores, corrosión (Impulsor/Rodete, ejes, anillos de desgaste), erosión por cavitación (impulsor/Rodete), desgaste por abrasión (Impulsor/rodete, carcaza y anillos de desgaste), fatiga (ejes y el impulsor/Rodete) y resistencia mecánica (Carcaza). [11]

La turbulencia es uno de los factores más influyentes frente al rendimiento de la bomba es la turbulencia. que puede afectar de manera directa desde la estructura hasta los soportes del eje impulsor provocando grietas en los alabes a consecuencia de la vibración, disminuyendo drásticamente su desempeño y vida útil.

La turbulencia es caracterizada por su baja difusión de momento, alta convección y cambios espacio-temporales rápidos de presión y velocidad [7] ocasionando un movimiento desordenado o caótico de las partículas del fluido, esto sucede debido a que el movimiento a lo largo del volumen de control tiene desplazamientos transversales y rotacionales de diferentes volúmenes de líquido. [12]

2.1.2 Componentes básicos y funciones

Los principales componentes de las bombas centrifugas se detallan en la *figura 2*.

Tubería de aspiración

Esta consiste en conjunto de ductos que conducen el agua a la tubería de aspiración

Impulsor o rodete

El impulsor o rodete es un elemento móvil que se compone de una serie de alabes de distintas geometrías, esto debido a las características del líquido, estas van unidas a un eje que se sitúa al interior de la carcasa. El líquido ingresa de forma axial a la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor eléctrico, la dirección del flujo a la salida del rodete tiende a cambiar, pasando a radial o tangencial (*Figura 2.*). [2]. Existen tres tipos de rodetes entre los cuales se encuentran, el rodete abierto, se caracteriza por permitir el paso de fluidos con sólidos sin suspensión, el semi-abierto, cuenta con la función de trabajar con fluidos y sólidos más finos y el rodete cerrado, siendo este el más eficiente por su diseño, permitiendo el paso de grandes cantidades de fluido sin presencia de partículas aumentado el desempeño de la bomba

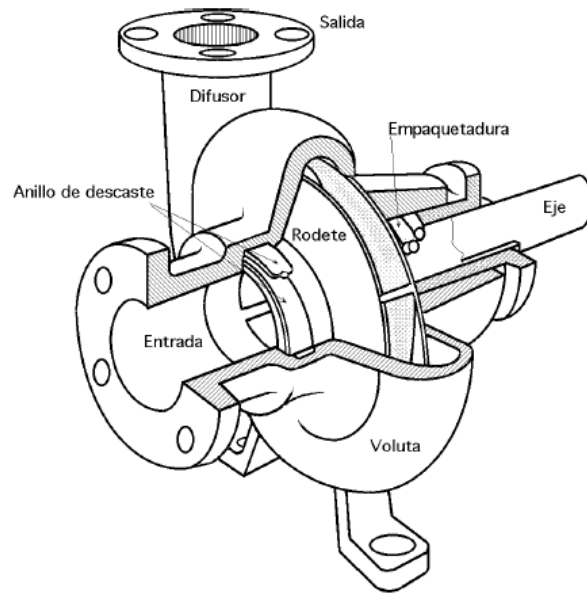


Figura 2. Esquema y perspectiva de la bomba. [2]

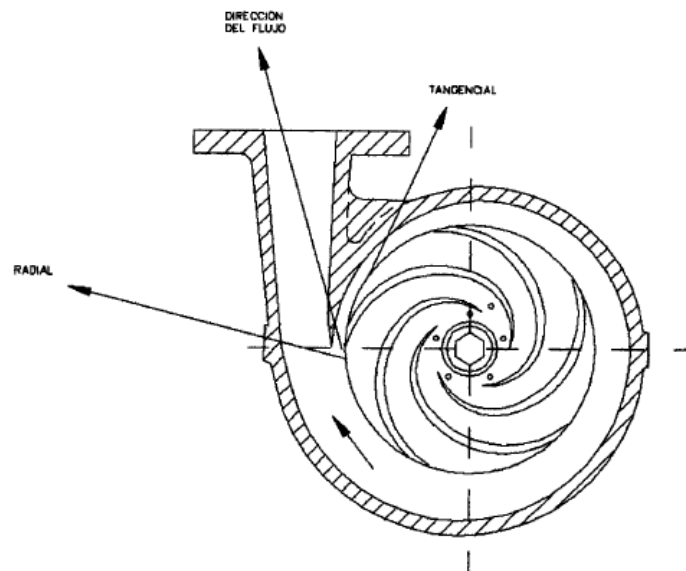


Figura 2. Dirección de velocidad en bombas [1]

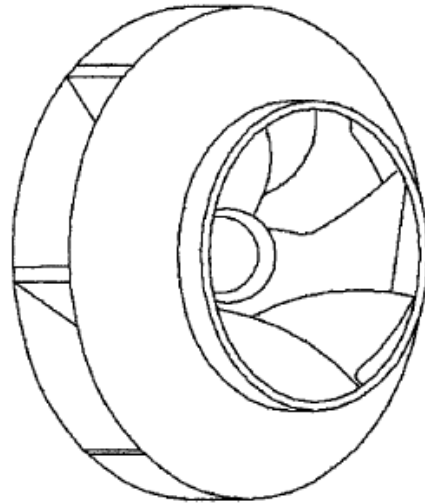


Figura 3. Impulsor o rodete cerrado. [1]

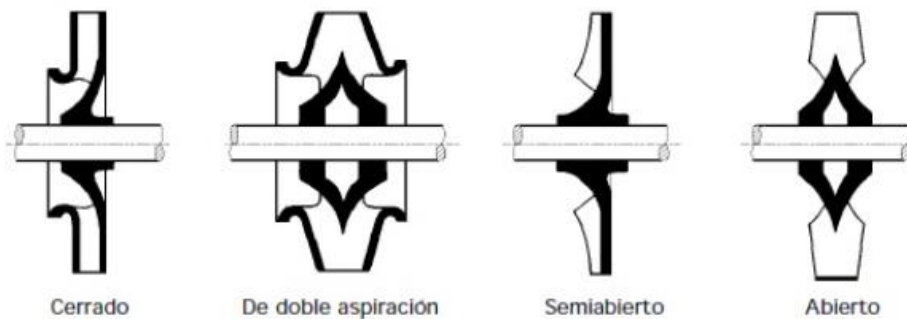


Figura 4. Tipos de rodetes. [12]

Tubería de impulsión

Conocida también como voluta, es la encargada de recibir el líquido proveniente de la brida de aspiración, cambiar su dirección y en enviarla hacia la brida de impulsión y posteriormente convierte la energía de velocidad en energía de presión a medida que el diámetro de la voluta cambia.

2.1.3. Clasificación de las bombas centrífugas

La construcción de las bombas está fundamentada en dos argumentos, la que parte de las características del movimiento del fluido y la que se construye bajo el tipo de aplicación, dentro de estas se encuentran las bombas de desplazamiento positivo cuyo volumen permanece constante en cada revolución del rotor y las bombas cinéticas de flujo radial, axial o mixto. [13]

Bombas de flujo radial

Es el tipo de flujo más común dentro de las bombas cinéticas, donde el fluido ingresa de forma axial al rotor y sale de forma radial (*Figura 4*)

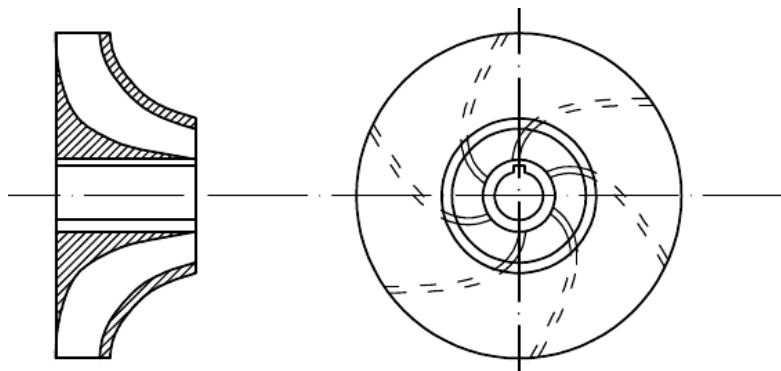


Figura 5. Impulsor de flujo radial.[3]

Bombas de flujo axial

La dirección de salida del flujo es paralela al eje de rotación.

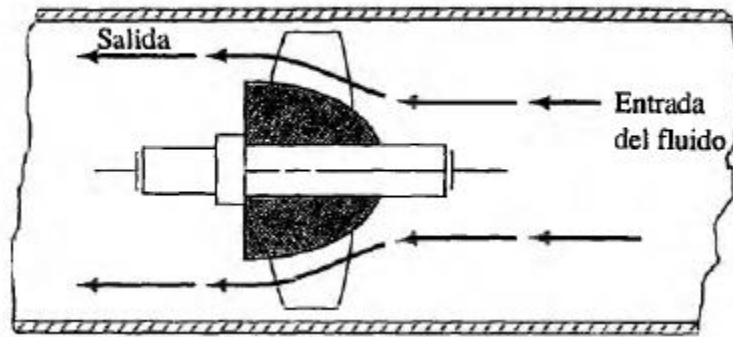


Figura 6. Impulsor de flujo axial. [3]

Bombas de flujo mixto: Ocupa una posición intermedia entre la de flujo radial y axial.

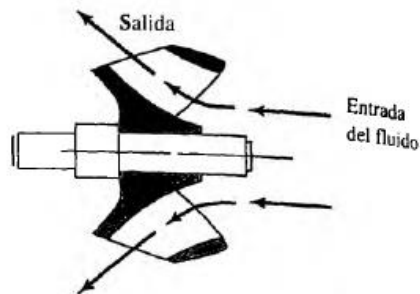


Figura 7. Impulsor de flujo mixto [3]

2.1.4. Aplicaciones

Dentro de las aplicaciones de las bombas centrífuga más importantes en la industria se encuentran la conducción de gases de vapores condensables, bombeo de aire, solventes orgánicos e inorgánicos, ácidos y productos farmacéuticos, entre otras, debido a su simplicidad constructiva tiene una mayor fiabilidad, las principales

desventajas de este tipo de máquina son, velocidad de giro baja, emplea cualquier tipo de líquido sellante, bajo incremento de la temperatura del gas de descarga y bajos niveles de vibración o turbulencia. [14]

Entre las ventajas que la caracterizan, se encuentra que su vida útil es bastante prologada y el tiempo de trabajo la hacen ideal para este tipo de aplicaciones.

2.1.5. Variables principales de desempeño

Presión: La presión, así como la presión de vapor son variables importantes en el desempeño de la bomba, puesto que de ellas depende el buen funcionamiento y la vida útil de la bomba, estas presiones pueden determinar la creación de burbujas al interior de la bomba, lo cual es conocido como cavitación y esta depende de la presión con la que ingrese el fluido a la bomba.

Caudal: Es una variable a considerar dentro del funcionamiento de la bomba, debido a que está relacionada con la cabeza de altura, es tenido en cuenta para el funcionamiento ya que, según sus especificaciones, el caudal puede afectar la eficiencia de la bomba, el caudal es medido a la entrada y es considerado como la cantidad de fluido que pasa por una sección transversal en una unidad de tiempo, su unidad de medida son los m^3/h .

Velocidad específica: Es uno de los parámetros principales que contiene las características del funcionamiento de la bomba, entre mayor sea la velocidad específica esta tendrá una carga menor y el caudal va a ser mayor, mientras que si

la velocidad específica es menor la carga aumenta y la capacidad disminuye. La velocidad específica también permite caracterizar la rapidez de giro (RPM) de la bomba dando un alcance a la cantidad de revoluciones que se deben emplear para su funcionamiento y rendimiento.

Potencia: La potencia suministrada o transferida al fluido depende en gran medida del caudal suministrado, ya que al tener un mayor caudal es necesario un mayor caballaje para su funcionamiento, dentro de las consideraciones de potencia se tiene en cuenta la pérdida de potencia por fricción, por expansiones súbitas, pérdidas en la entrada y salida, presión de vapor y densidad del fluido.

2.2. Vibraciones mecánicas

La vibración mecánica se fundamenta en el movimiento de tipo oscilatorio que afecta a una máquina o estructura en torno al equilibrio del elemento, estas señales de vibración son generadas por las bombas y de allí parte el funcionamiento respectivo de esta, las vibraciones se pueden definir como cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo. [15] Para obtener un análisis vibracional preciso se debe tener presente tres conceptos fundamentales para darle un sentido físico al fenómeno:

Desplazamiento vibratorio: Hace referencia a la posición instantánea del punto de medición hasta el punto de equilibrio.

Velocidad vibratoria: Corresponde a la derivada del desplazamiento con respecto al tiempo o a la rapidez con la que se mueve un punto de vibración con respecto al punto de equilibrio.

Aceleración vibratoria: Hace referencia a la rapidez con que cambia la velocidad con respecto al tiempo, relacionada con la segunda ley de Newton donde una fuerza excitadora es la que se encarga de sacar el cuerpo del reposo. [16]

Vibración aleatoria y golpeteos intermitentes

También existen otros tipos de vibraciones como lo son las vibraciones aleatorias y los golpeteos intermitentes, las vibraciones aleatorias no cumplen con un patrón determinado, lo cual hace más difícil detectar donde empieza y donde termina un ciclo, está asociada a turbulencia en bombas, fallas de lubricación, y contacto metal-metal en piezas rodantes o cavitación en bombas.

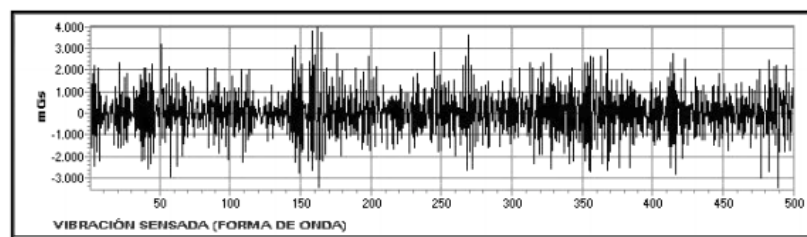


Figura 8. Espectro de Vibraciones aleatorias. [17]

Los golpeteos intermitentes se asocian a golpes continuos creando una señal repetitiva. Estas se encuentran de forma más común en engranajes, en el paso de

las aspas de un impulsor o ventilador, etc. Las señales provocadas por los golpeteos tienden a estabilizarse debido a la amortiguación del medio.

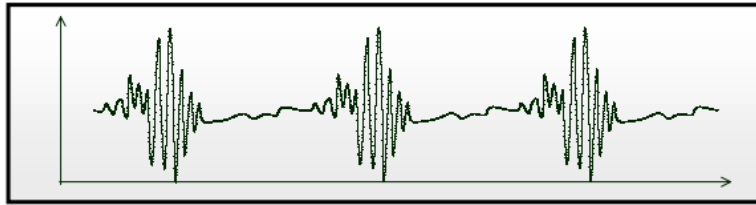


Figura 9. Espectro de golpeteo intermitente [17]

Frecuencia natural y resonancia

Esta depende de las características de la máquina como la masa, rigidez, amortiguación, soporte y tuberías adjuntas a ella, es importante aclarar que esta no depende del funcionamiento de la máquina.

La resonancia puede tener efectos catastróficos si la frecuencia natural es excitada por un agente externo, ocasionando una superposición de las ondas sinusoidales incrementando la amplitud de vibración, en caso de identificar una resonancia es necesario aislar estructuralmente o cambiar su velocidad de operación. [17]

2.2.1 Modelo de un grado de libertad

Se considera de un grado de libertad a todo sistema que tiene únicamente un movimiento independiente y generado en una sola dirección, como se puede apreciar en la *Figura 10*.

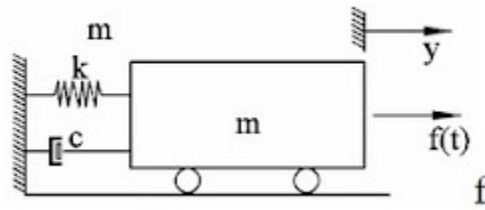


Figura 10. Sistema masa-resorte-amortiguador. [18]

El sistema que se encuentra anteriormente se encuentra gobernado por la ecuación diferencial basada en la segunda ley de Newton, donde (k) es la constante del resorte, (c) es la constante de amortiguamiento, (m) es el valor de la masa y (x) es la posición, las variables anteriormente mencionadas se encuentran en función del tiempo (t).

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t)$$

Dado que el sistema carece de amortiguamiento, se describe que el sistema siempre va a regresar a su posición inicial o punto de equilibrio fundamentado en la siguiente ecuación:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F(t)$$

La resolución de la ecuación se asume que el termino $x(t) = Ce^{st}$ donde las constantes C (constante de amortiguamiento) y s (constante de amplificación) se deben determinar, generando la siguiente ecuación:

$$C(ms^2 + k) = 0$$

Debido a que la constante C no es posible determinarla se obtiene que $ms^2 + k = 0$ y por lo tanto:

$$s = \pm \left(-\frac{k}{m}\right)^{1/2} \pm i\omega_n$$

Donde $i = (-1)^{1/2}$

$$\omega_n \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Donde ω_n es la velocidad angular del sistema.

Debido a que la solución cumple con los parámetros de la ecuación diferencial es posible escribirla de la siguiente manera:

$$x(t) = C_1 e^{i\omega_n t} + C_2 e^{-i\omega_n t}$$

Para los sistemas amortiguados libres se presenta la solución de la ecuación 2.1.1 la cual es considerada en estado de equilibrio obteniendo la siguiente ecuación:

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \frac{k}{m}}$$

Generando tres diferentes soluciones las cuales están condicionadas según el tipo de amortiguamiento (i) Sub-amortiguadas, (ii) críticamente amortiguadas y (iii) sobre amortiguadas [28]

Tipo de amortiguamiento	Condición	Raíces
sub-amortiguadas	$(\frac{c}{2m})^2 \leq \frac{k}{m}$	Complejos conjugados ($\lambda_{1,2} = \alpha \pm i\omega_d$)
críticamente-amortiguadas	$(\frac{c}{2m})^2 = \frac{k}{m}$	Reales iguales ($\lambda_{1,2} = \alpha$)
sobre-amortiguadas	$(\frac{c}{2m})^2 \geq \frac{k}{m}$	Reales ($\lambda_{1,2} = \alpha \pm \beta$)

Tabla 1. Condiciones de amortiguamiento [18]

2.2.2 Modelo de múltiples grados de libertad

El analisis de un sistema de multiples grados de libertad se puede analizar por medio del sistema presentado en la *figura 11* de un sistema masa-resorte-amortiguador. [19]

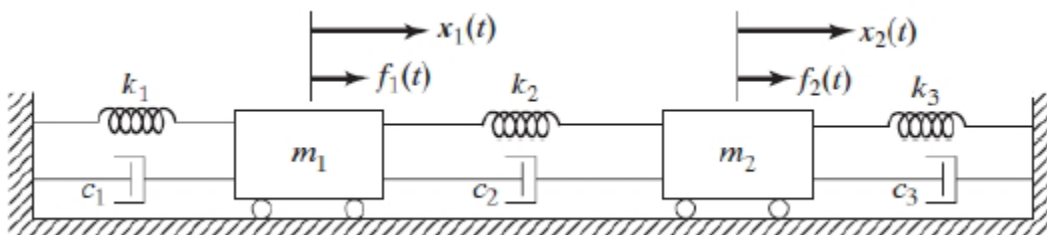


Figura 11. Sistema masa-resorte-amortiguador de dos grados de libertad. [21]

El sistema mostrado anteriormente es analizado por medio de la sumatoria de fuerzas, sus respectivos diagramas de cuerpo libre y la segunda ley de Newton dando lugar a las siguientes ecuaciones [20]:

$$m_1\ddot{x}_1(t) + (c_1 + c_2)\dot{x}_1(t) - c_2\dot{x}_2(t) + (k_1 + k_2)x_1(t) - k_2x_2(t) = F_1(t)$$

$$m_2\ddot{x}_2(t) - (c_2)\dot{x}_1(t) - (c_2 + c_3)\dot{x}_2(t) - (k_2)x_1(t) + (k_2 + k_3)x_2(t) = F_2(t)$$

Para este tipo de sistemas de múltiples grados de libertad se pueden escribir las ecuaciones de forma matricial $[M]$ de masa, $[C]$ de amortiguamiento y $[K]$ de rigidez obteniendo la siguiente ecuación:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\}$$

Al escribir las ecuaciones planteadas de forma matricial se obtiene lo siguiente:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \end{Bmatrix}$$

La resolución del sistema permite obtener la frecuencia natural y los modos de vibración.

2.1.3 Análisis modal

El análisis permite describir el comportamiento dinámico de una estructura a partir de los parámetros modales y sus modos de vibración [21]. Cada modelo de vibracional está asociado a un modo y a su respectiva frecuencia de oscilación. [29]

Las formas modales encontradas en los análisis permiten representar el desplazamiento de los grados de libertad con los que se define el sistema [21] [29]

2.3. Análisis de elementos finitos (FEA)

El Análisis de elementos finitos tiene como objetivo reemplazar la solución de un problema complejo a una solución más sencilla, en la mayoría de los casos no es una solución exacta, pero es una solución aproximada, esta funciona por medio de la sustitución del sistema de ecuaciones diferenciales lineales por un número finito de sistema de ecuaciones algebraicas. En este método consideramos la región a solucionar como un dominio que estará dividido por un numero de subregiones o elementos finitos, los cuales están interconectados a lo largo del dominio por medio de puntos llamados nodos que definen los grados de libertad correspondientes al dominio y cuya distribución se denomina malla. [22]

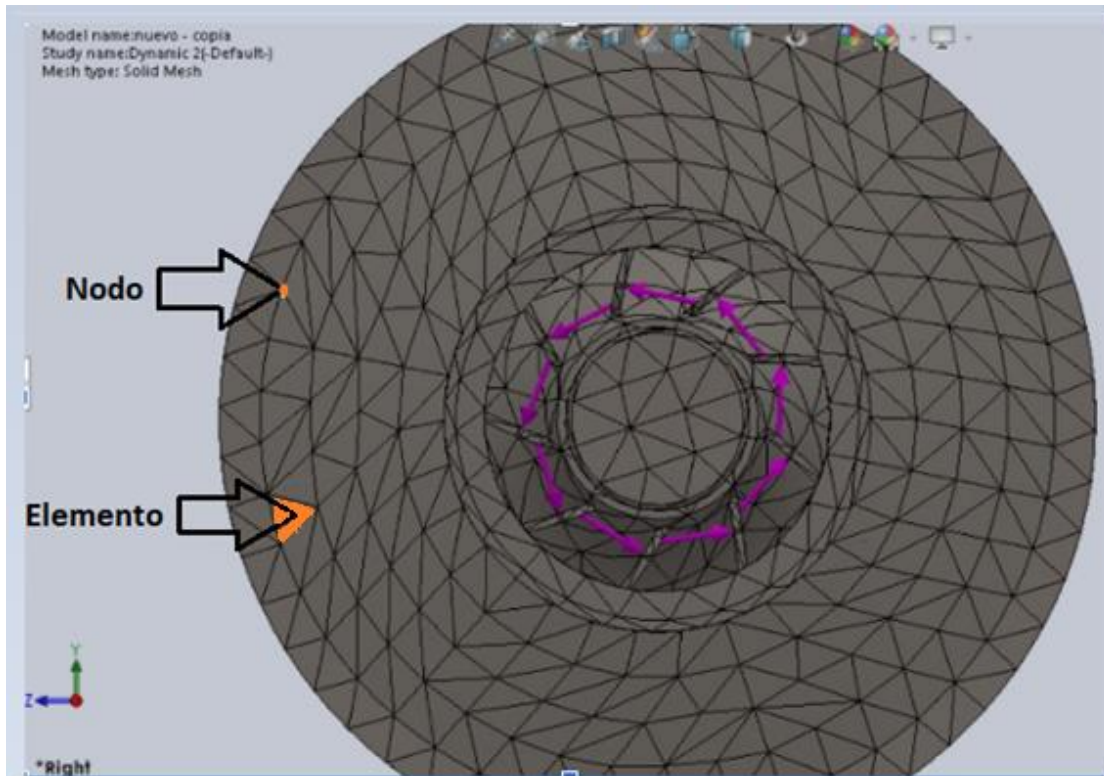


Figura 12. Mallado de impulsor

2.3.1. Conceptos fundamentales

Elementos: La determinación de los tamaños, formas, números y configuraciones son determinados con base a la geometría y a las irregularidades de la misma, en la que se desea modificar. La presión experimentada en una tubería, la temperatura, y la deformación bajo carga Axial son variables a tener en cuenta dentro de la simulación y rendimiento computacional del estudio [23] [14], así mismo la selección del elemento y la discretización del dominio se dan bajo los siguientes tipos de elementos como lo muestra la figura.

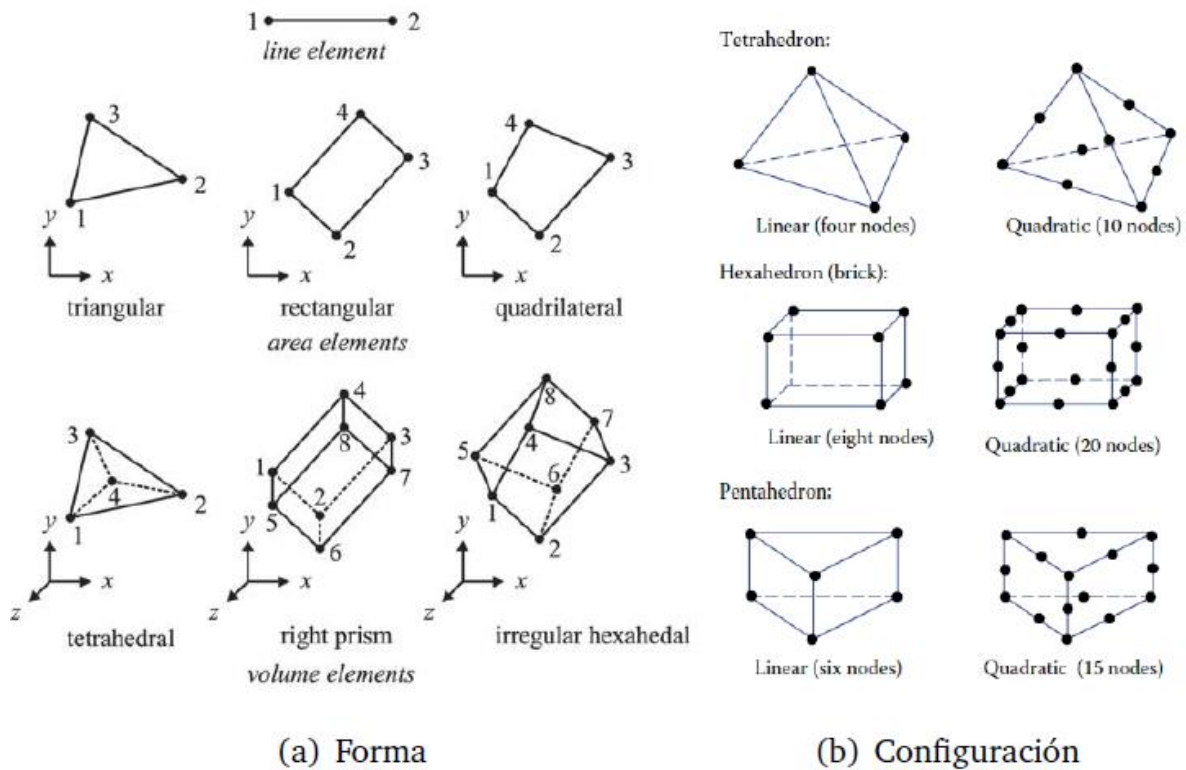


Figura 13. Tipos de elementos.

2.3.2. Número de elementos y convergencia

La exactitud de la solución está determinada por la cantidad y tamaño de los elementos, en la mayoría de los casos el aumento de la cantidad de elementos implica llegar a una solución más exacta, aumentando la capacidad computacional de la máquina sin aumentar de forma significativa la exactitud de la solución. El estudio de convergencia permite llegar a una cantidad de elementos para la cual los resultados obtenidos no van a variar de forma significativa al emplear más o menos elementos.

2.4 Dinámica computacional de fluidos (CFD)

Por sus siglas en inglés Computational Fluid Dynamics, corresponde al análisis o comportamiento de un fluido por medio de técnicas de simulación desarrolladas computacionalmente para resolver numéricamente las ecuaciones de movimiento de fluidos [13]

El método está compuesto de dos disciplinas, la mecánica de fluidos y el cálculo numérico, debido a que las ecuaciones que rigen el movimiento de los fluidos provienen del estudio y desarrollo de la mecánica de fluidos, y el cálculo numérico para resolver las ecuaciones de movimiento.

Dentro de las disciplinas que componen este método existen ecuaciones que gobiernan la mecánica de fluidos entre las cuales se encuentra la ecuación de la conservación de la energía, denominada como el primer principio de la Termodinámica. Nos indica que en cualquier sistema que permanezca sin interacción con otro sistema, su cantidad de energía no va a variar a través del tiempo, por el contrario, el tipo de energía si tiende a transformarse por otro tipo.

Dentro de la transformación de energía, se puede producir hacia un sistema tres tipos de energías, así, calor (Q), trabajo (W) y flujo másico (M), donde el trabajo realizado del sistema incrementa de manera significativa la energía de este. [23]

$$E_{entrada} - E_{salida} = (Q_{entrada} - Q_{salida}) + (W_{entrada} - W_{salida}) + (E_{masa,entrada} - E_{masa,salida}) = \Delta E_{sistema}$$

Otra de las ecuaciones fundamentales en la mecánica de fluidos es la ley de continuidad, esta busca demostrar que la cantidad de fluido que pasa por un sistema no presenta cambios, como se muestra en la ecuación de continuidad, la cual es aplicable tanto en líquidos como en gases:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2$$

Una de las herramientas que se emplea para el análisis de flujos turbulentos y laminares es el CFD (Computational fluid dynamics), el cual me permite tener la solución más apropiada a geometrías y volúmenes de control complejos.

El desarrollo del CFD está fundamentado en tres partes: pre-proceso, solver y post-proceso



Figura 14. Estructura general de CFD [14]

Dinámica de fluidos: Es la etapa de preparación de los datos de entrada, para esto se debe establecer un modelo físico representando gráficamente el problema partiendo de la realidad, con parámetros establecidos para realizar su respectivo estudio, de igual forma se debe establecer un modelo matemático, realizando la especificación de las propiedades físicas del medio a trabajar, bajo un conjunto de ecuaciones que describen el problema en cuestión con sus respectivas condiciones iniciales. Se debe generar una malla numérica, la cual se compone de un conjunto

de nodos distribuidos sobre la estructura con el fin de dar solución numérica a las ecuaciones diferenciales previamente estipuladas mediante habilidades matemáticas y de computación. Como penúltima etapa, el solver, es la solución del modelo matemático establecido por medio de una computadora donde intervienen el desarrollo de algoritmos y el software los cuales requieren de dos pasos para su solución:

Pre proceso: Se sustituye la ecuación diferencial establecida anteriormente para el problema, por expresiones algebraicas de tal forma que se pueda implementar un esquema de interpolación.

Solver: En este paso se debe poner en funcionamiento un método de inversión de matrices para las ecuaciones algebraicas dadas en el proceso de discretización.

Post-proceso: En esta etapa se juntan los resultados obtenidos de las anteriores por medio de gráficos, para de esta forma tener un mejor análisis de estos y obteniendo un mejor entendimiento del fenómeno y dar unas conclusiones óptimas.

[24]

Numero de Reynolds

Por este medio se desea plantear que de forma macro se puede definir un volumen de control análogo a una tubería con diámetro D . El Numero de Reynolds determina de forma analítica el carácter del flujo por medio de un valor adimensional que depende del diámetro del volumen de control (D), su viscosidad dinámica (η), densidad del fluido (ρ), y velocidad promedio del flujo (v_f), expresado de la siguiente forma:

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta} = \frac{vD}{\nu_f}$$

El rango de aplicación del número de Reynolds para definir el tipo de flujo está definido de la siguiente forma:

Si $N_R < 2000$, el flujo es laminar

Si $N_R > 4000$, el flujo es turbulento

Si $2000 < NR < 4000$, el flujo se denomina región crítica

La forma general del número de Reynolds adopta una forma diferente dependiendo de las condiciones de contorno y las demás variables mencionadas anteriormente.[9]

Para un análisis de CFD el modelo del número de Reynolds adquiere una forma compleja que depende del método que el software emplee para la resolución.

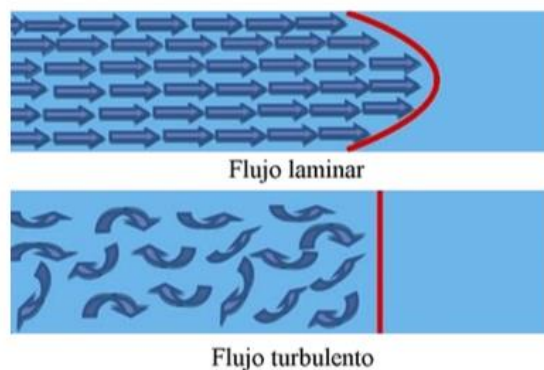


Figura 15. Representación gráfica de flujo Modificado de

El uso del CFD, tiene un espectro de aplicación bastante amplio en la industria de producción o mantenimiento, como en sectores de la industria aeronáutica, aeroespacial, automovilística, biomédica, eléctrica, entre otras. Las ventajas que aporta el método a los distintos campos de aplicación es apreciar fenómenos que por medio de otro método no son predecibles. [25]

El flujo laminar tiene como característica una velocidad baja o viscosidad alta y tiene un movimiento paralelo a las paredes del volumen de control, se desplaza ordenadamente en capas anulares concéntricas. Para geometrías circulares, este tipo de flujos laminares carece de la capacidad de mantenerse adherido a las paredes del volumen de control causando un despegue de la capa limite provocando una baja presión y aumento en la resistencia aerodinámica al avance. [10]

El comportamiento del fluido a lo largo del volumen de control es por capas, una sobre la otra, esto debido a la viscosidad del fluido, creando un esfuerzo cortante entre cada capa, debido a este esfuerzo hay una pérdida de energía que es posible relacionar con los parámetros del fluido. [9]

El ordenamiento irregular o desordenado de las partículas del fluido recibe como nombre flujo turbulento donde el fluido no fluye en capas paralelas, presenta velocidades altas y un nivel de viscosidad bajo, se caracteriza por tener recirculación, aleatoriedad aparente y remolinos donde la velocidad presenta cambios continuos tanto en magnitud como en dirección. [10]

Resolución de la ecuación de Navier-Stokes

El software empleado para la simulación hidrodinámica está fundamentado en la solución de la ecuación de Navier-Stokes la cual no tiene una solución exacta o analítica y la forma en la que se desarrolla es por medio de aproximaciones numéricas la cual es presentada de forma general de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{u} \cdot (\nabla p) = \frac{-1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \bar{u} + \bar{g} \pm \bar{F}$$

Donde \bar{u} es la velocidad y tiene componentes en (u, v, w) , p es la presión considerada como un escalar, la cual no cambia y siempre tiene la misma componente, la cual es multiplicada por el operador nabra (∇) el cual reduce las derivadas parciales en

$$\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z}$$

Es decir que es un vector y al ser multiplicado por la presión que es considerada como un escalar se obtiene otro vector.

El operador ν representa la viscosidad la cual es una propiedad del fluido y se resiste al movimiento, g corresponde a la constante de gravitación universal la cual también considera componentes en las direcciones x, y, z y estas componentes dependen del plano en el que se trabajó, el termino f corresponde a las fuerzas externas como por ejemplo partículas en suspensión en el fluido que perturben el movimiento del fluido, el termino ρ corresponde a la densidad del fluido la cual no varía en ningún punto de la ecuación lo que quiere decir que se trabaja con un fluido incompresible.



Al realizar la expansión de la ecuación en las tres componentes obtendremos lo siguiente:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \frac{u \partial u}{\partial x} + \frac{v \partial u}{\partial y} + \frac{w \partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \frac{u \partial v}{\partial x} + \frac{v \partial v}{\partial y} + \frac{w \partial v}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + \frac{u \partial w}{\partial x} + \frac{v \partial w}{\partial y} + \frac{w \partial w}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

Aceleración

Fuerzas

La ecuación está dividida en dos partes, una de ellas es la aceleración, es decir que los cambios de velocidad que se estén dando en x, y, z para la componente u asociada a x generan una aceleración y es la parte de la ecuación que es resultado por la simulación y cuando se generan desaceleraciones en el fluido u oposiciones de movimiento, se empieza a disipar la velocidad y es la segunda parte de la ecuación la que es resultado, la relación entre estas dos partes está relacionada por medio de la predominancia o número de Reynolds el relaciona las fuerzas inerciales sobre las fuerzas viscosas las fuerzas inerciales que corresponden a la parte de “aceleración” de la ecuación y las fuerzas viscosas corresponden a las fuerzas o oposiciones del fluido a fluir. [30]

El tiempo de simulación del estudio es de 1,2s debido a que el costo computacional de este tipo de simulaciones es elevado y requiere de más tiempo a medida que este se va incrementando.

Capítulo 3

Metodología

Para determinar los resultados de las modificaciones realizadas en la bomba se realiza un análisis modal en cada modificación, cada uno de los análisis se realiza con base al sistema rotodinámico y se comparan los resultados antes y después de cada modificación.

El proceso metodológico estará dividido en etapas de la siguiente manera:

Etapa 1 (identificación de falla) analizar la fuente de falla y sus consecuencias mecánicas en la TMH

Etapa 2 (selección de turbomáquina) definir la bomba centrífuga como objeto de estudio para el desarrollo de la metodología teniendo en cuenta los parámetros de funcionamiento.

Etapa 3 (modelación CAD) desarrollar el modelo a partir de planos CAD existentes para desarrollar la simulación.

Etapa 4 (modelación CFD y FEM) realizar modelación en software de elementos finitos (ANSYS) para generar diferentes soluciones sobre el diseño bajo el siguiente procedimiento:

- Definición de los objetos de simulación
- Generación del modelo CAD
- Creación de la malla computacional.
- Configuración de la simulación.
- Cálculo de la solución.
- Análisis de los resultados.

Etapa 5 (comparación) Comparar el diseño el diseño original de la bomba centrífuga seleccionada con respecto al diseño modificado.

3.1. Fallas en bombas centrífugas

El funcionamiento de la bomba centrífuga está basado en el giro del rotor que se encuentra unido al eje y cumple con la función de trasegar un fluido a partir de la energía hidráulica que produce la bomba centrífuga por el movimiento del rotor, la presión con la que ingresa el fluido puede provocar vibraciones que son transmitidas

desde el eje hasta la carcasa, teniendo en cuenta que estas vibraciones también pueden llegar a ser producidas por desbalanceo, desalineación, holguras mecánicas, soldaduras estructurales, excentricidad, entre otras, provocando una disminución de su eficiencia. La confiabilidad en el uso de las bombas depende de su mantenimiento y de la detección temprana de fallas siendo éste un factor importante en su desempeño. [26]

3.1.1. Fallas de origen mecánico

Las fallas de origen mecánico pueden llegar a alterar el desempeño de la bomba provocando vibraciones no deseadas que disminuyan la vida útil de la misma, algunas de las causales de fallas de origen mecánico son las siguientes:

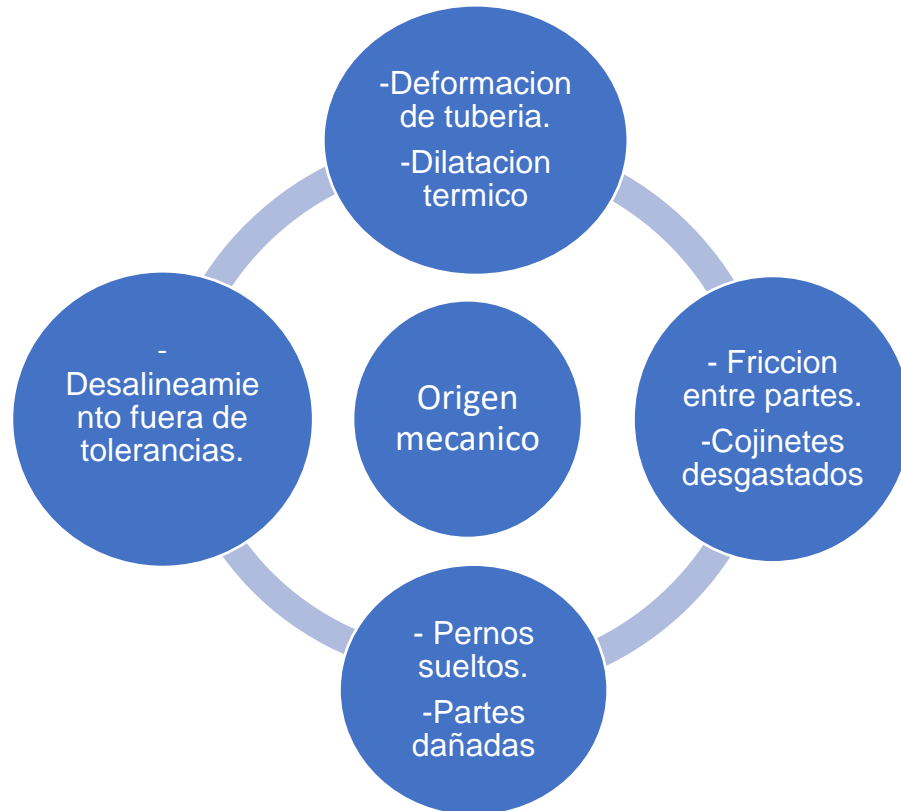


Figura 16. Causales de origen mecánico [30]

Las fuentes mecánicas de ruido incluyen los componentes o superficies que vibran debido a los cambios de presión que se generan en el fluido. El contacto entre el impulsor y los sellos, cojinetes averiados, paredes de tuberías desajustadas e impulsores desequilibrados son ejemplos de fuentes mecánicas de ruido y vibraciones en un sistema de bombeo.

3.1.2. Fallas de origen hidráulico

Algunas de las fallas encontradas en las bombas están relacionadas con las vibraciones producidas a consecuencia de la cavitación, ocasionando que el funcionamiento de estas no sea el correcto provocando disminución del caudal, la altura manométrica, rendimiento de la bomba, desalineación, fallas en rodamientos, lo cual se traduce en vibración y ruidos al interior de la bomba. [27]

Este fenómeno se describe como la creación de burbujas de vapor de un fluido a consecuencia de la disminución de la presión absoluta por debajo de la presión de saturación de este a la temperatura del líquido. Cuando el líquido que pasa por la bomba llega a un punto inicial en donde la parte más cercana al eje del alabe, experimenta una presión menor que la presión de vapor, se vaporiza en forma de burbujas y son arrastradas hasta el extremo del alabe, donde la presión de vaporización es más alta implotando en ese lugar. [25]

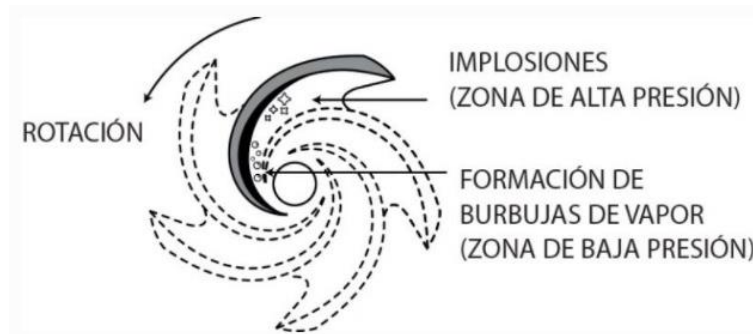


Figura 17. Formación de burbujas de vapor en un impulsor [12]

En su paso desde que se crean hasta que implotan las burbujas, pueden dañar los ductos de paso del líquido en la brida de aspiración y posteriormente llegaran a una zona en el rodete de presión superior donde finalmente implotan de forma brusca, provocando los fenómenos descritos a continuación:

Erosión de los alabes

La erosión por picadura de los alabes es una de las fallas más comunes si el material del que están fabricados no tiene la suficiente resistencia, provocando en cada una de las implosiones un esfuerzo de tensión muy grande creando orificios. Las zonas de los alabes donde esta falla se presenta es en las caras posteriores de los alabes del impulsor.

Fluctuaciones en el caudal de la bomba

La presencia de burbujas implica una reducción en el caudal debido a que tienen un volumen mayor al del líquido, causando fluctuación en el caudal a la salida de la bomba. [13]

La creación de estas burbujas en la superficie del rodete provoca una disminución en el espacio utilizable del alabe para el paso del líquido debido a la disolución de gases o vapores, este fenómeno puede influir de la siguiente manera:

Ruidos y vibraciones: La implosión de las burbujas al interior de la bomba genera ruidos parecidos al golpeteo de un martillo desencadenando vibraciones que son transmitidas a los sellos y rodamientos provocando fatiga en sus partes, siendo estas las más afectadas en una bomba que cavita.

Reducción de la cabeza de la bomba: Se presenta puesto que los vapores son compresibles empleando más energía en la bomba para aumentar la velocidad del líquido llenando las cavidades de las burbujas colapsadas ocasionando una caída en el desempeño.

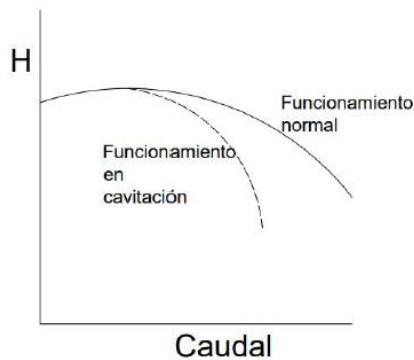


Figura 18. Disminución de la cabeza de la bomba que cavita [16]

Inestabilidad de flujo

La inestabilidad es provocada por flujos secundarios en el impulsor debido a la rotación del eje, el número finito de alabes y el espesor de los mismos. El número

finito de alabes provoca un flujo secundario causado por el flujo de salida asimétrico del impulsor, ambos fenómenos dan como resultado un flujo resultante que excitan la vibración entre parte estáticas de la bomba. [14]

Flujos transitorios

El arranque o la parada de las bombas por medio del cierre de válvulas es una causal de ruido y vibración en los sistemas de bombeo. Los cambios repentinos de presión al interior son conocidos como golpe de ariete, los cuales aplican de manera brusca fuerzas de impacto. [28]

Turbulencia

En sistemas de bombeo la turbulencia induce vórtices y estelas de flujo entre la punta de los alabes y la voluta, estas fluctuaciones de fluidos y presión dinámica ocasionando vibraciones en el eje por medio del impulsor.

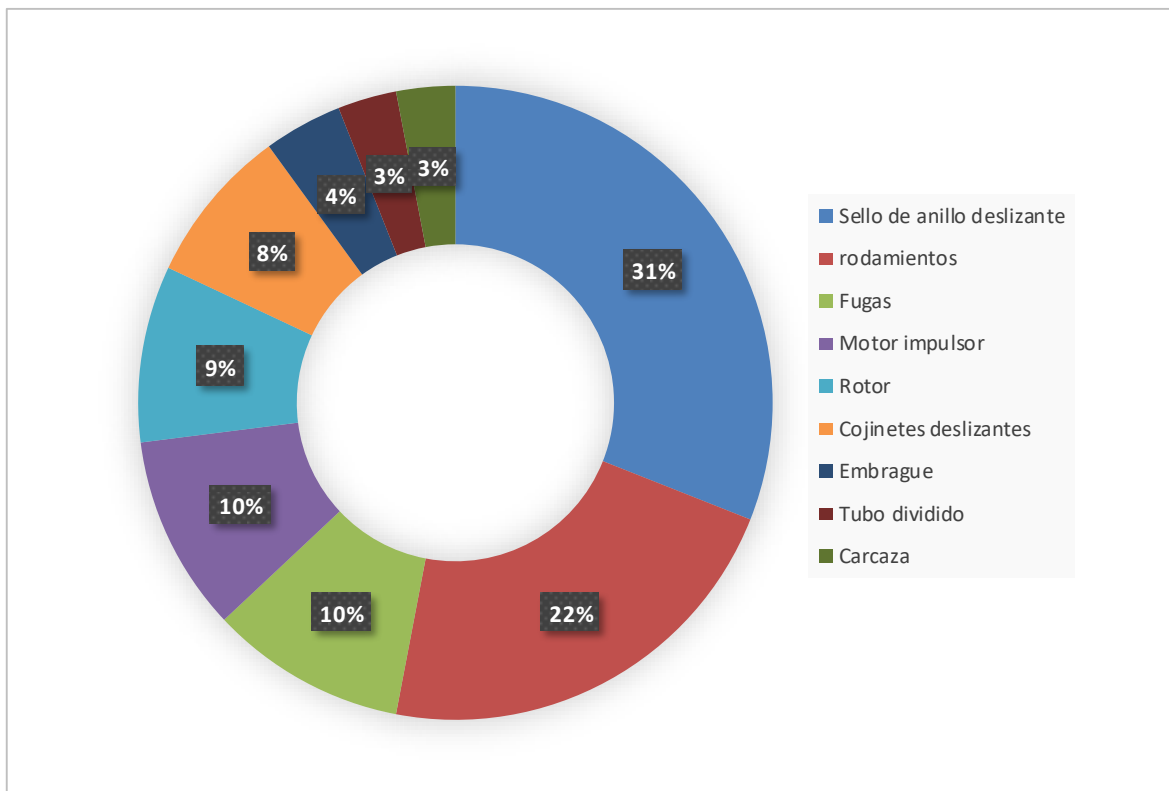


Figura 19. Afectación de componentes a consecuencia de las vibraciones. [29]

3.2. Selección de la bomba centrífuga

Para la selección de la bomba centrífuga a trabajar se consideraron dos aspectos importantes:

- Un diseño cuyo desempeño haya sido medido y documentado
- Un diseño cuya geometría se encuentre disponible en modelo CAD



Figura 20. Bomba centrífuga serie 3DP marca Ebara

3.2.1 Características generales

Dentro de las principales aplicaciones de la electrobomba centrífuga se encuentran las siguientes:

- Manejo de fluidos limpios y químicamente no agresivos
- Suministro de agua
- Presurización
- Plantas de lavado e industriales
- Circulación de agua en sistemas de climatización
- Riego y agricultura

La *Tabla 2* muestra las características de la bomba que se tuvieron en cuenta para su selección.

MODELO	[HP]	CAUDAL Q(m ³ /h)	[kW]	CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	EFICIENCIA TRES FASES		
					η %		
					50%	75%	100%
3DP4 32-125/1.1	1,5	6-18	1,1	-Construcción muy robusta -Impulsor acero inoxidable -Alta eficiencia	79,5	81,2	81,5

Tabla 2. Catalogo bomba 3DP 32-125/1.1

3.2.2. Características de desempeño

La curva de rendimiento muestra la correlación del medio entre el caudal Q y la presión del diferencial que crea la bomba.

El rendimiento depende de las pérdidas mecánicas e hidráulicas, estas incluyen pérdidas por fricción a lo largo de la brida de succión hasta la descarga, por cambio brusco de sección y pérdidas debido a cavitación, esta curva se puede definir como la razón de la altura dinámica y la presión a la descarga considerando la potencia mecánica.

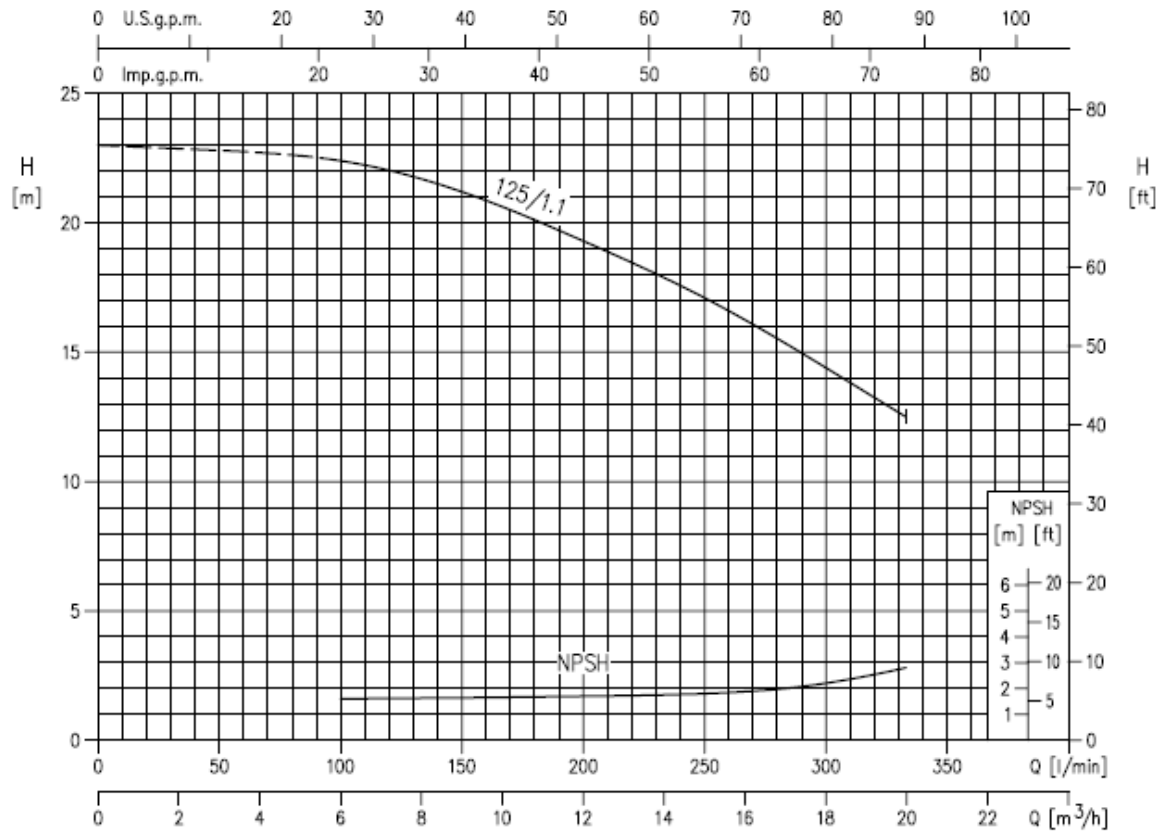


Figura 21. Curva de rendimiento bomba 3DP 32-125/1.1

Teniendo en cuenta el rendimiento de la bomba y sus características el fabricante recomienda operar la bomba entre un caudal de $6m_3/h$ hasta $18m_3/h$, de esta manera poder aprovechar su máxima eficiencia, para evitar sobre carga del motor eléctrico, cavitación, desgaste de los sellos y conservar la vida útil de la bomba.

3.2.3. Descripción de la geometría

Para el modelado de la bomba centrífuga se empleó la bomba 3DP 32-125/1.1 (Figura 20) del fabricante Ebara. Para los estudios que posteriormente se van a realizar es necesario considerar únicamente ciertas piezas del ensamblaje

como lo son el rotor, el eje, la carcasa y los rodamientos debido a que el software de diseño a emplear toma como dominio de trabajo piezas que influyen en los resultados, pero son objeto de estudio.

Partiendo de un modelo inicial y teniendo en cuenta los parámetros de estudio en el software se realizaron cambios en el diseño de la bomba para de esta manera poder facilitar los estudios a realizar.

Extracción de piezas

Teniendo en cuenta la geometría inicial mostrada en la *figura 19*, fue necesario quitar las piezas poco influyentes para los resultados que se quieren obtener a la hora de realizar los estudios en el software.

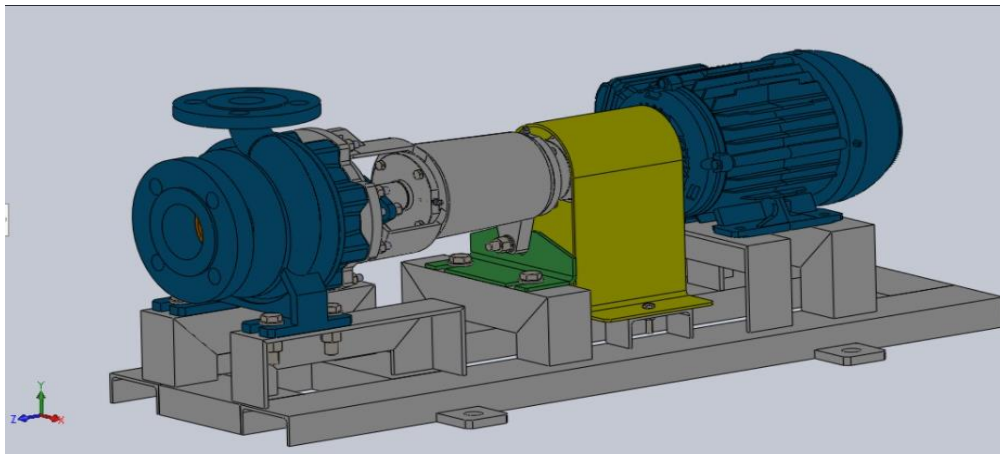


Figura 22. Ensamblaje original bomba centrifuga. Fuente: Creación propia

Al retirar las piezas que no son de interés se obtuvo la figura 20, donde se puede observar que se retiraron piezas estructurales, tornillos, soportes, empaques, motor, entre otras.

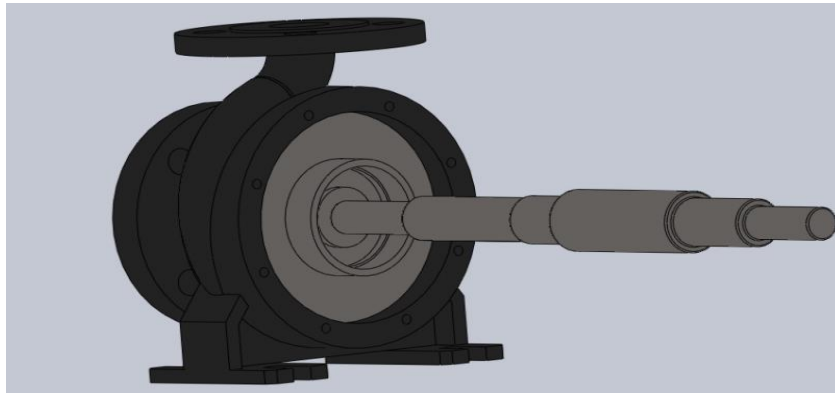


Figura 23. Ensamblaje con reducción de piezas. Fuente: Creación propia

De igual forma se modificó el tipo de material debido que para la simulación son tenidos en cuenta la rigidez y los valores de esfuerzo de esta.

A continuación, se muestran los materiales utilizados para cada una de las piezas.

PIEZA	MATERIAL
EJE	EN 1.4301 (AISI 304)
CARCAZA	Hierro fundido EN-GJL-250-EN 1561
ROTOR	EN 1.4301 (AISI 304) 1.4401 (AISI 316)
RODAMIENTOS	Hierro fundido EN-GJL-250-EN 1561

Tabla 3. Materiales de construcción

Diseño de rodamientos

Para el ensamble nuevo, fueron diseñados un par de soportes con el fin de simular unos rodamientos para darle estabilidad al eje en el momento de realizar los estudios.

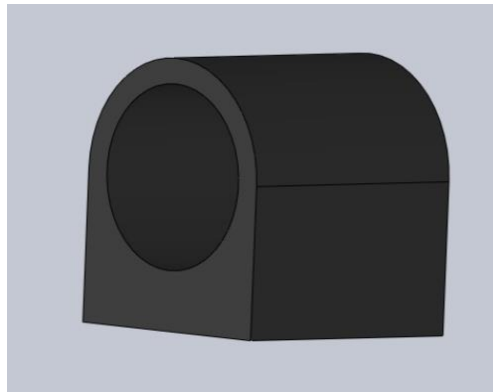


Figura 24. Rodamiento. Fuente: Creación propia

Eje y rotor unificado

Teniendo en cuenta los parámetros del software para la realización de los estudios fue necesario hacer del eje y el rotor una sola pieza, esto con el fin de poder realizar en mallado de la estructura para cada uno de los estudios.

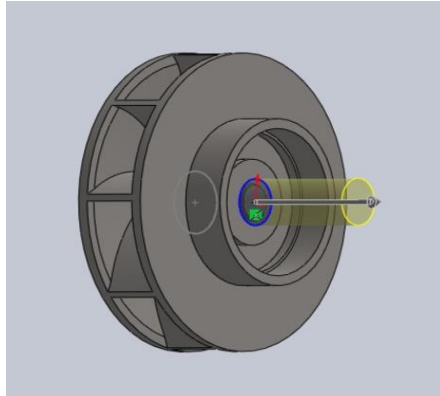


Figura 25. Operación extrusión. Fuente: Creación propia

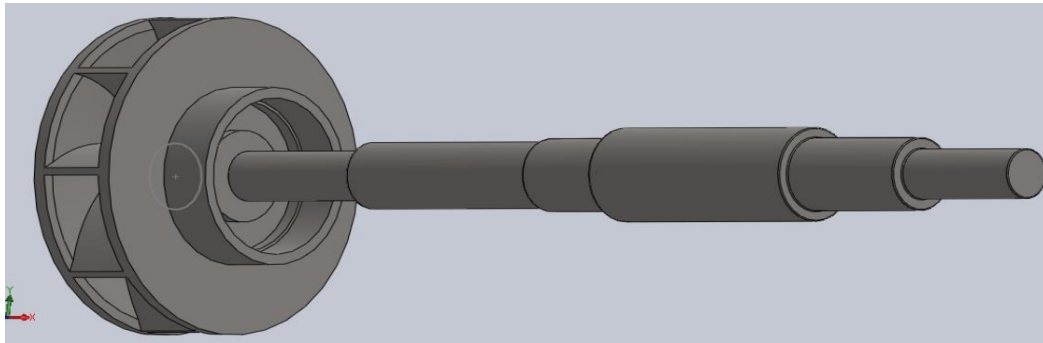


Figura 26. Estructura unificada eje y rotor. Fuente: Creación propia

Simplificación de la geometría

Se eliminan agujeros que no cumplen una sujeción mecánica con el objetivo de simplificar la geometría y facilitar el proceso de mallado.

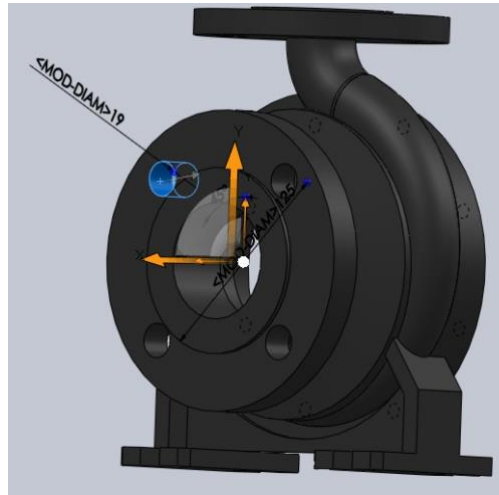


Figura 27. Simplificación orificios. Fuente: Creación propia

Carcasa

Se realizaron modificaciones en la carcasa con el fin de simular los anillos rozantes ubicados en una de las secciones del eje, la cual será simulada por el domo de color amarillo que formará un anillo que rodeará al eje y simulará los anillos rozantes como la muestra *figura 25 y 26*.

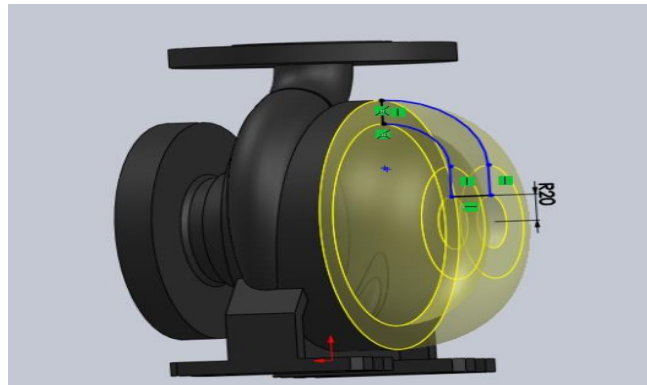


Figura 28. Operación extrusión carcasa. Fuente: Creación propia

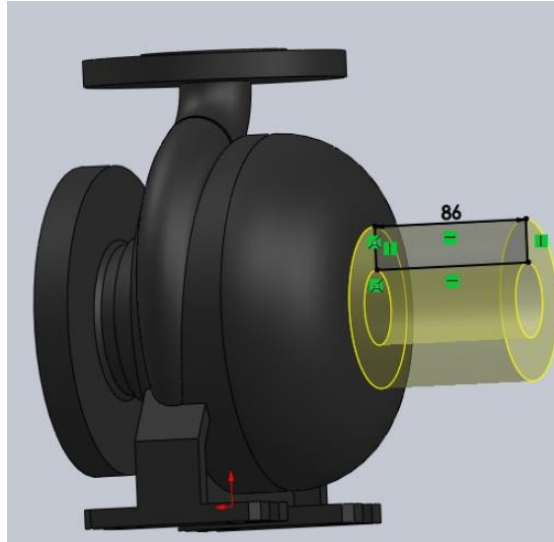


Figura 29. Simulación anillos rozantes en la carcasa. Fuente: Creación propia

Eliminación de chavetas

Se eliminan estos ajustes mecánicos con el fin de simplificar la geometría para así poder hacer del eje con el rotor una sola pieza y poder obtener una mayor rigidez.

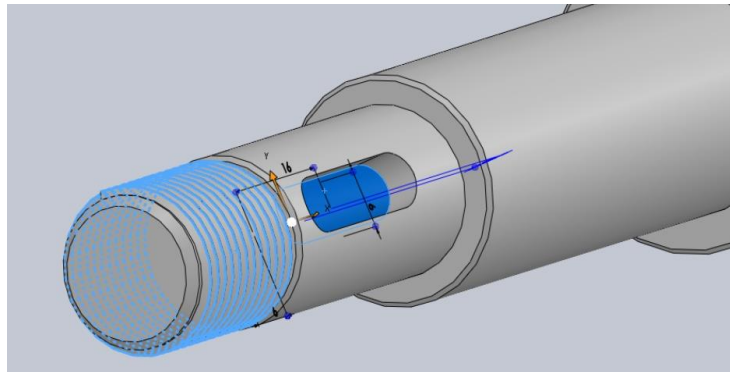


Figura 30. Eliminación de chavetas en la estructura. Fuente: Creación propia

Redondeos

Fue necesario realizar redondeos sobre las aristas, tanto de la carcasa como del eje con el fin de permitir que la malla se ajuste de la manera correcta en la geometría para cada uno de los estudios.

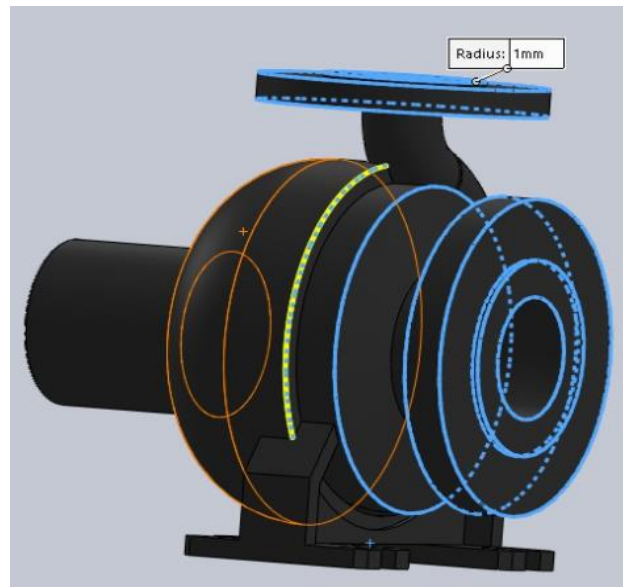


Figura 31. Redondeos de aristas. Fuente: Creación propia

Conjunto

Luego de realizar los arreglos a las piezas mencionadas anteriormente, el ensamble realizado en SolidWorks® para su posterior análisis muestra una geometría como la siguiente:

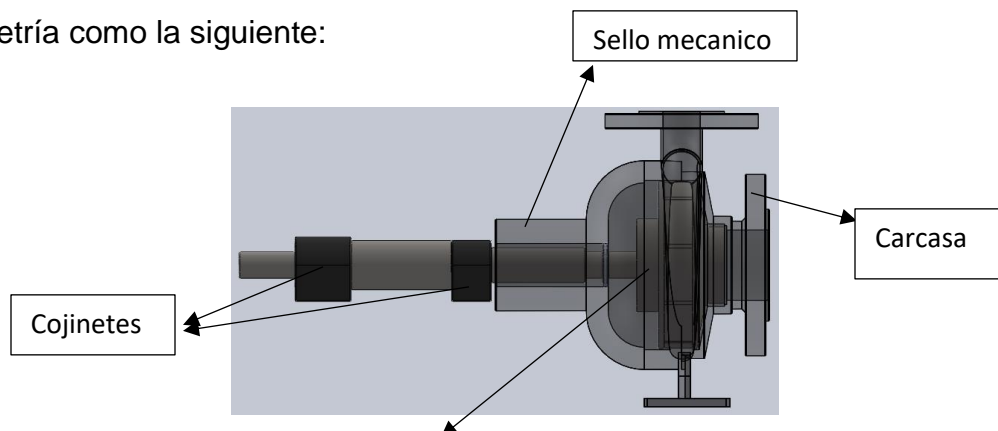




Figura 32. Conjuntos de piezas ensambladas en Solid Works. Fuente: Creación propia

3.3. Simulación Mecánica e hidráulica de la bomba centrífuga

Dentro de los análisis realizados en el software se tuvo en cuenta diferentes aspectos con el fin de obtener el funcionamiento hidrodinámico y los modos de frecuencia natural de la bomba, para de esa manera, y partir de las presiones que se obtengan en estudios dinámicos poder determinar los valores de frecuencia en los cuales posiblemente la bomba pueda entrar en resonancia.

3.3.1. Modificación de la geometría

Para cada una de las modificaciones geométricas realizadas sobre algunas de las partes de la bomba, se tuvieron en cuenta las más influyentes en su funcionamiento, basándose en estudios realizados anteriormente sobre otros tipos de bombas, con el objeto de obtener distintos resultados para la comparación a realizar.

Modificación de la cantidad de alabes

Inicialmente una de las primeras modificaciones en la geometría de la bomba es la reducción de la cantidad de alabes en el rotor, la cual es modificada para analizar como la reducción de masa y amplitud espacial en las cavidades de cada alabe pueden alterar el funcionamiento de la bomba, originalmente el rotor se compone de 9 alabes, para las simulaciones se tomaron dos valores inferiores (7 y 6 alabes) y un valor superior al original (10 alabes) como se muestra en la *figura 29*.

El grosor influye en la calidad de la malla, debido a que entre más delgada sea la superficie, los elementos tienden a presentar problemas al acoplarse a la geometría aumentando el refinamiento y la capacidad computacional.

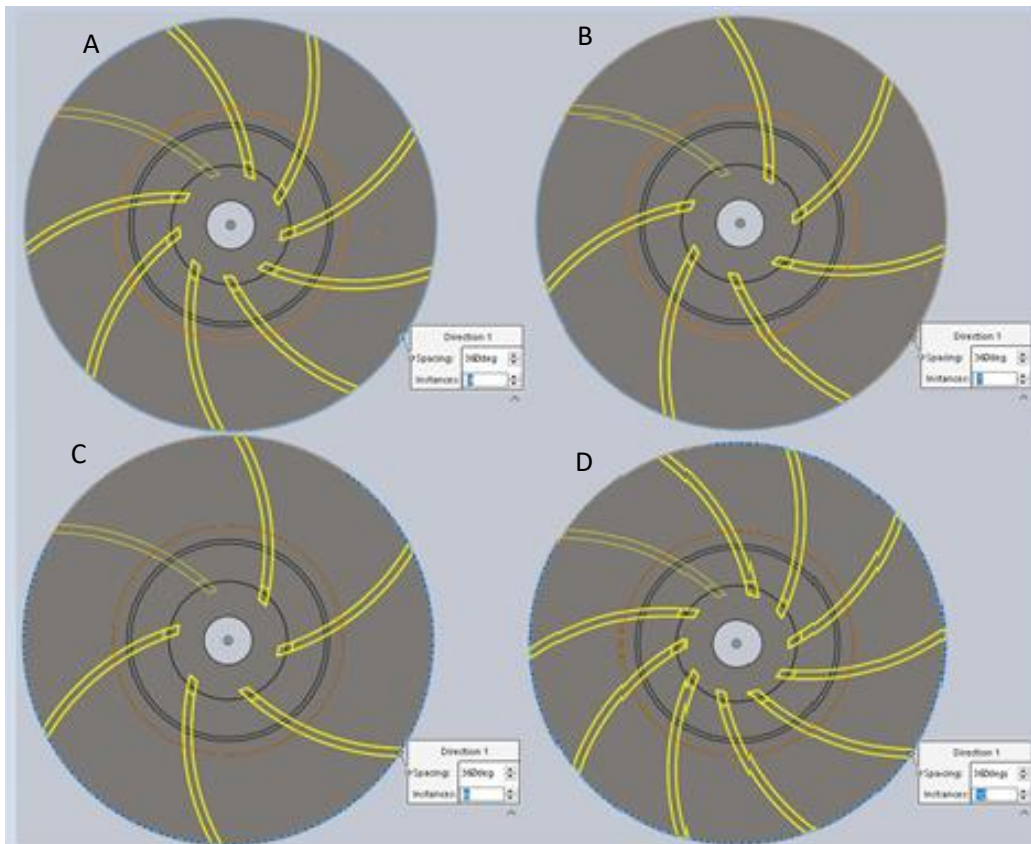


Figura 33. Matriz circular de A) 9 alabes B) 7 alabes C) 6 alabes y D) 10 alabes.

Fuente: Creación propia

Modificación grosor de alabes

Se realizaron modificaciones en el grosor de los alabes a través del plano empleado para su dibujo, donde originalmente este tiene un grosor de 3mm , sobre

este diseño para efectos de la simulación y análisis de resultados se emplearon 3 grosores diferentes, así $2,5mm$, $2,0mm$ y $1,5mm$ respectivamente.

La modificación que permite variar el grosor del alabe, se realiza a partir del cambio del radio interno como lo muestra la *figura 30*.

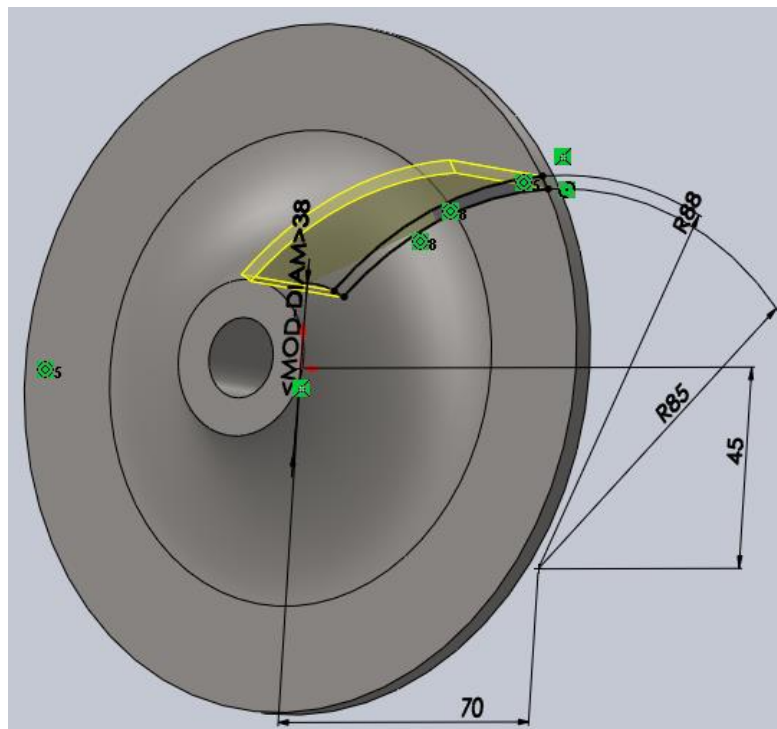


Figura 34. Modificación del grosor del alabe. Fuente: Creación propia

Modificación del grosor de las placas del rotor

Teniendo en cuenta el plano inicial del rotor con un grosor establecido de $5mm$ para las dos placas, se realizaron tres modificaciones de $4mm$, $3mm$ y $2mm$ respectivamente con el objeto de obtener un análisis de resultados más detallado sobre los estudios a realizar.

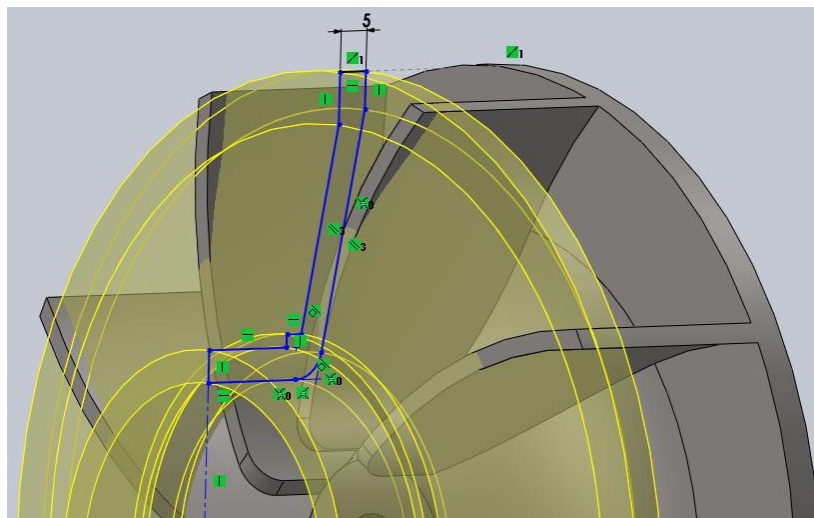


Figura 35. Modificación de la placa frontal. Fuente: Creación propia

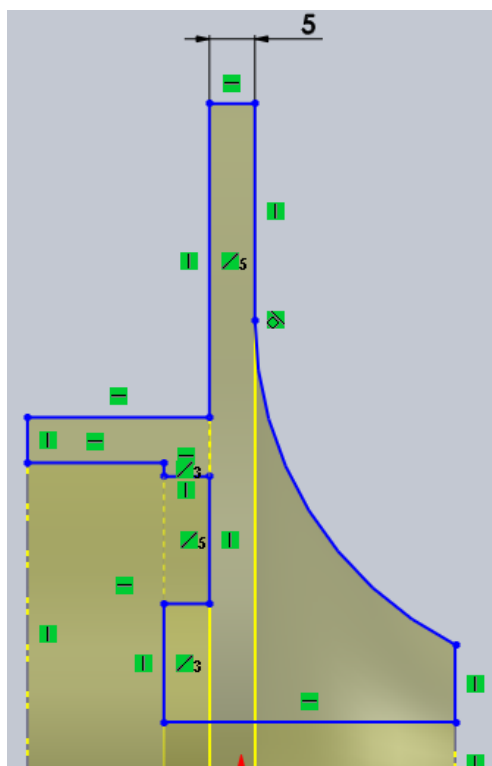


Figura 36. Modificación de la cara. Fuente: Creación propia

3.3.2. Análisis modal

Para un correcto análisis modal se hace necesario realizar un estudio de convergencia el cual permita conocer la cantidad de elementos necesaria para obtener resultados muy similares como lo muestra la *figura 14*. Para el estudio se comprobó que la cantidad de elementos para las simulaciones en Ansys Student y en SolidWorks converge en 40.000 elementos aproximadamente.

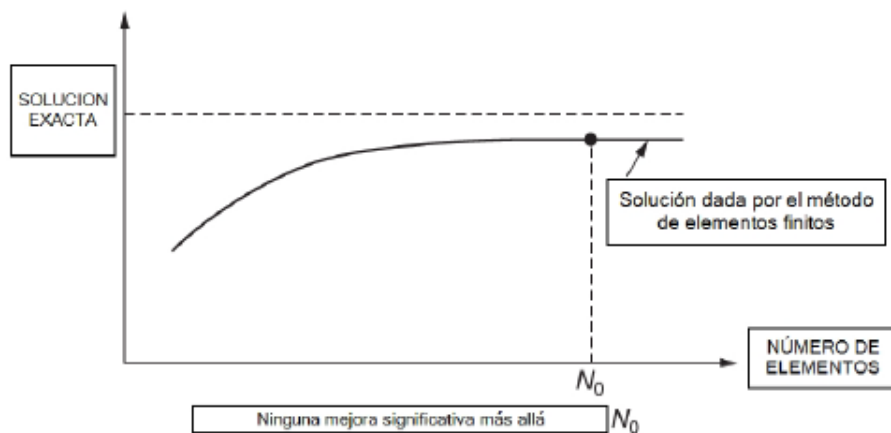


Figura 37. Grafica de convergencia. [21]

La importancia del análisis modal permitirá describir las frecuencias naturales y formas modales en las que la estructura vibrará, antes de la simulación se asumirán ciertas condiciones iniciales: a) La estructura carece de fuerzas, presiones o temperaturas que afecten su funcionamiento en el tiempo b) Los efectos de masa son considerados y tiene una rigidez constante c) No hay amortiguamientos. La ecuación que determinara el sistema es la siguiente:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0$$

La ecuación es un sistema de n ecuaciones diferenciales simultáneas de coeficientes constantes, las ecuaciones de movimiento dependen de la masa, la rigidez, el amortiguamiento y el sistema de coordenadas utilizado para describirlas. El objetivo del análisis modal es transformar el sistema relacionado en un conjunto de ecuaciones independientes lineales por medio del uso de una matriz modal como medio de transformación.

$$\{u\} = \{\phi_i\} \cos \Omega_i t$$

Dónde $\{\phi_i\}$ es el vector propio que representa la forma modal de la i -ésima frecuencia

natural, $\Omega_i =$ es la frecuencia circular natural para i -ésima (radianes por unidad de tiempo) y t es el tiempo, al resolver la ecuación se convierte en:

$$(-\Omega_i^2[M] + [K])\{\phi_i\} = 0$$

Donde la igualdad se satisface si $\{\phi_i\} = 0$ o $(-\Omega_i^2[M] + [K])$ es cero.

Desarrollo del análisis modal en Ansys Student®

Para realizar el análisis modal en el software de Ansys Student® se deben realizar para poder describir el comportamiento de la bomba. Dentro del software se encuentra un módulo llamado *workbench* en el cual se encuentran diferentes estudios según la necesidad, a continuación, se describirá de manera detallada la implementación de un análisis modal.

La selección del módulo para el estudio deseado se selecciona de la barra de herramientas y se arrastrará hasta el esquema de proyecto, para este proyecto se empleará el módulo de *modal*. Al seleccionar el módulo se desplegarán una serie de casillas las cuales deben ir completando en función de su desarrollo y que serán requisito para la finalización del estudio como se muestra en la *figura 33*, a continuación, se detallara cada uno de los requisitos que hacen parte del módulo.

[26]

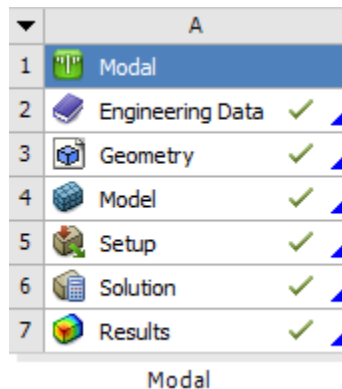


Figura 38. Módulo de análisis modal en Ansys Student®

Engineering data: en este se ingresarán los datos de materiales y propiedades físicas designadas por el fabricante y descritas en la *Tabla 1*.

Geometry: En este espacio se exportará la geometría o ensamble realizado con la ayuda del software SolidWorks en formato **STEP**, el cual es el formato empleado de forma predeterminada por Ansys Student® como lo muestra la *figura 34*.

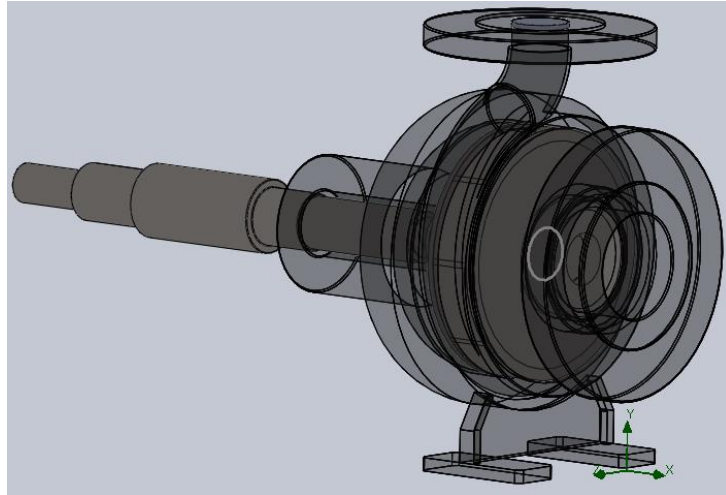


Figura 39. Representación gráfica de la bomba modelo en SolidWorks. Fuente:

Creación propia

Model: Tiene como objetivo generar la malla y determinar conexiones mecánicas según sea la necesidad. Al ejecutar este módulo se abre un subprograma llamado *Mechanical* (figura 35) donde además de la discretización se determinarán conexiones de tipo rodamiento entre las piezas del ensamble llegando a realizar una simulación de dicho tipo seleccionando las caras en las cuales se desea obtener una conexión de tipo rodamiento.

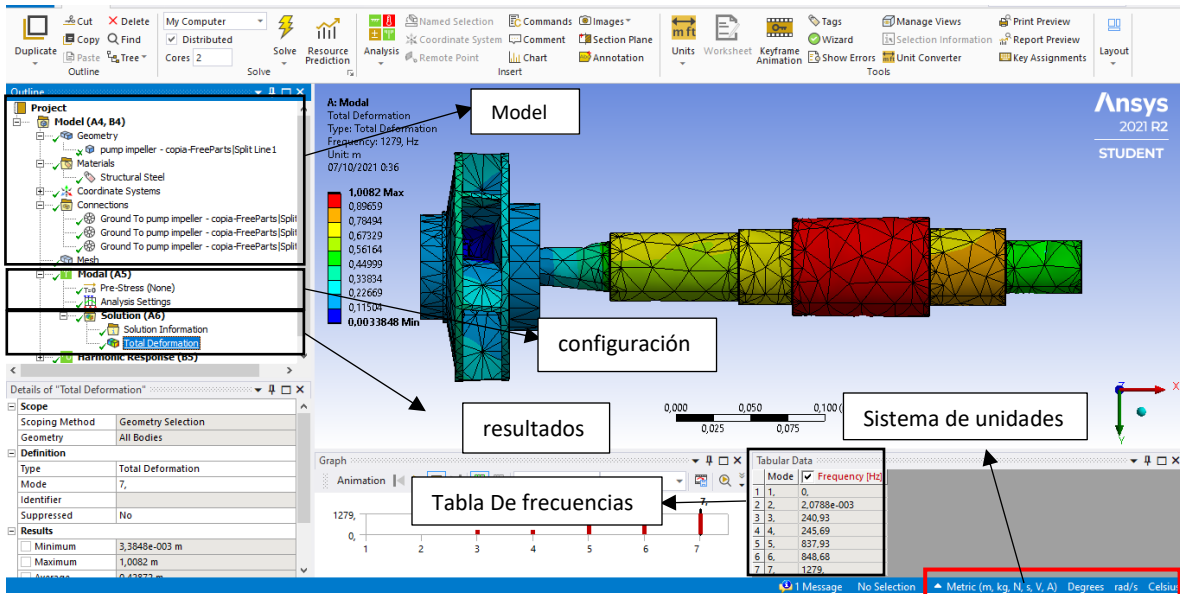


Figura 40. Interfaz Mechanical de Ansys Student® para la configuración de malla y conexiones mecánicas. Fuente: Creación propia.

Análisis de Mallado

El análisis de convergencia tiene como objetivo determinar la solución aproximada empleando el menor número de elementos, por medio del refinamiento de la malla o controles de malla avanzados que poseen cada uno de los softwares disponibles en el mercado. El análisis se puede obtener basado en los resultados obtenidos de frecuencia, esfuerzo, deformación, densidad, entre otros. Para el proyecto se empleó una malla de tipo adaptativa que permite dar una solución detallada los cambios de sección a lo largo de toda la estructura.

La configuración del mallado se realiza a partir del estudio de convergencia para determinar la cantidad de elementos a utilizar y se usara un control de malla adaptativo para obtener un resultado más preciso.

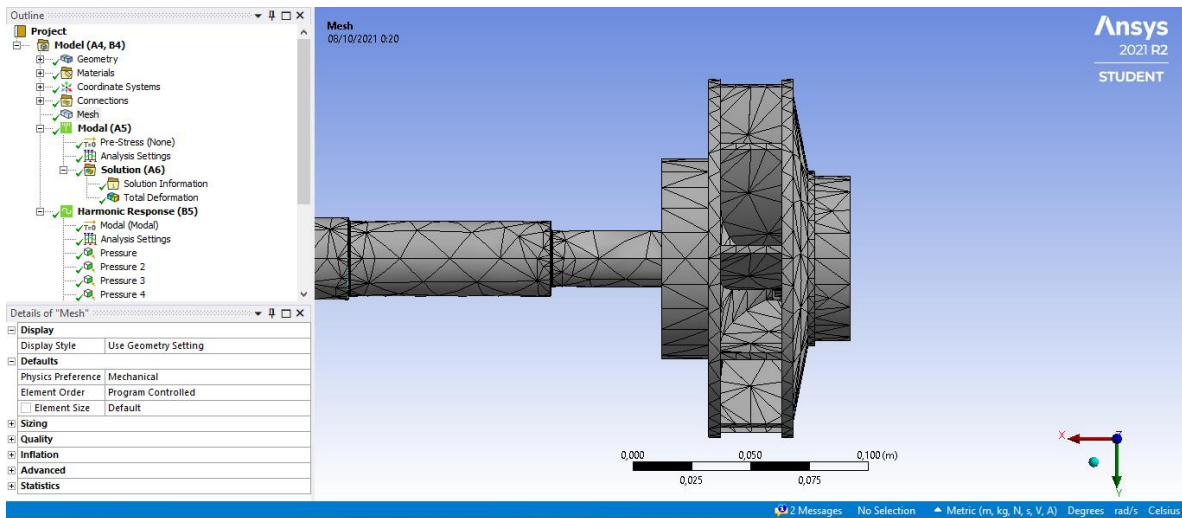


Figura 41. Análisis de mallado. Fuente: Creación propia

Details of "Mesh"	
Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	Default (2)
Mesh Defeaturing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Medium
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Diagonal	0,4924 m
Average Surface Area	1,0432e-003 m ²
Minimum Edge Length	7,854e-004 m

Figura 42. Interfaz de configuración de malla

La cantidad de elementos fue determinada por medio del estudio de convergencia realizado y con él, el tamaño y forma de cada elemento, para el diseño analizado la cantidad de elementos según el estudio es de 40.000 con un tamaño 9.209mm , empleando una malla adaptativa a la geometría y una calidad de malla alta según los parámetros de configuración de malla suministrados por el software Ansys Student® como lo muestra la figura 42.

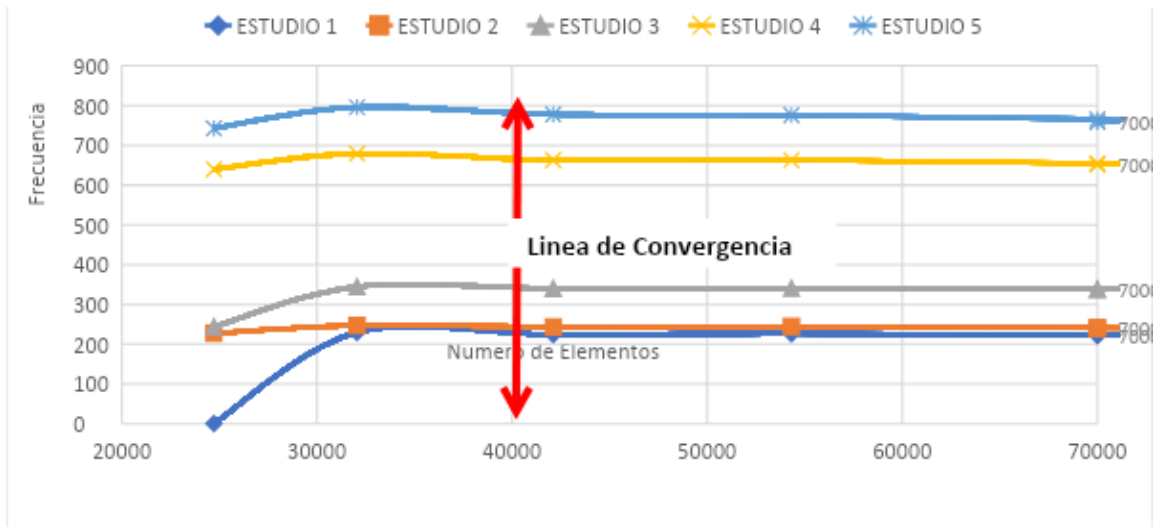


Figura 43. Estudio de convergencia de malla. Fuente: Creación propia

Se realiza la configuración de los parámetros del estudio, como la frecuencia máxima de análisis, el número de iteraciones y cantidad de modos de frecuencia visibles que se encuentran en el módulo de configuración de análisis de Ansys Student®

Solutions: Se encuentran parámetros técnicos del estudio ejecutado sin lugar a modificaciones.

Results: Muestra los resultados del estudio realizado por medio de tablas, graficas, animaciones, entre otros. Para el caso en estudio se determinarán los primeros 10 modos de frecuencia natural del sistema que se encuentren en una frecuencia de oscilación entre 0Hz y 3000Hz

Condiciones de contorno

Antes del análisis se deben determinar las condiciones de contorno y conexiones mecánicas que hacen parte de la geometría y que el software permite simular sin la necesidad de crear geometrías nuevas que hagan parte del ensamble, como por ejemplo los rodamientos y los sellos, los cuales serán simulados por medio de una conexión de tipo “Bearing” proporcionada por Ansys Student®.

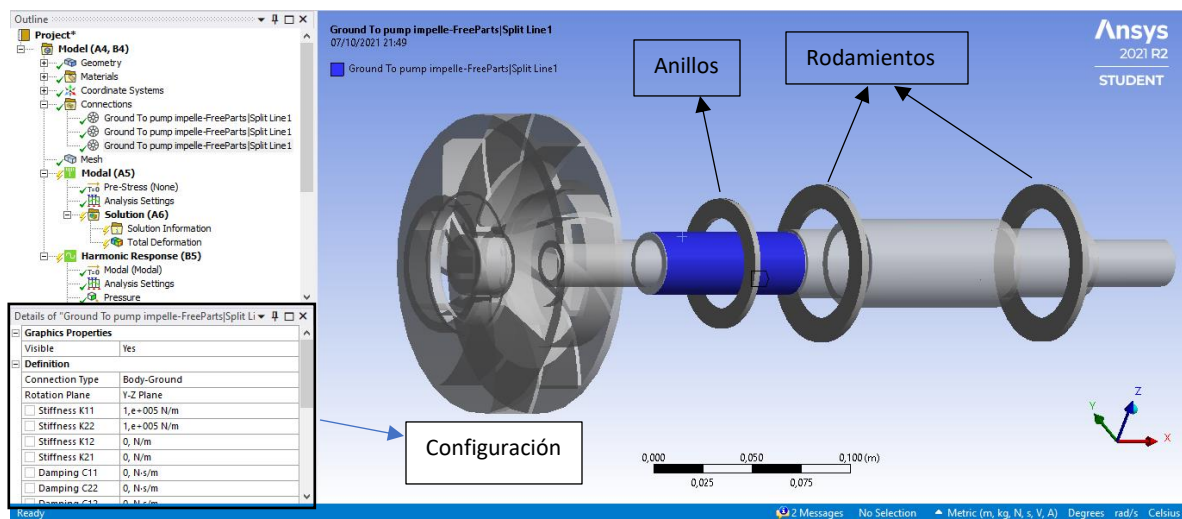


Figura 44. Configuración de conexiones tipo rodamiento. Fuente: Creación propia.

La estimación de los parámetros de rigidez para rodamientos es fundamental e implica establecer una relación entre la carga soportada por el rodamiento y su deformación a partir de análisis realizados de rigidez en otros trabajos se determinó una rigidez promedio de $1 \times 10^5 \text{ N/m}$ para rodamientos axiales de bolas en las direcciones K_{12} y K_{21} [30] las cuales son las direcciones de amortiguamiento suministradas por el Software Ansys Student.

3.3.3. Análisis hidrodinámico

Para el desarrollo de los estudios hidrodinámicos se empleará agua en condiciones estables a un caudal de $12\text{ m}^3/\text{h}$ los cuales fluirán desde la entrada hasta la salida de la bomba, para ello se deben configurar las condiciones de frontera para llegar a un dominio computacional adecuado, primero se determinara la entrada y la salida por medio de tapas creadas en el software SolidWorks® por medio de la herramienta “Create Lids” ubicada en la pestaña Flow Simulation de la barra de herramientas, seleccionando una cara planta de la entrada y la cara plana de la salida de la bomba en la parte superior como lo muestra la *Figura 44*

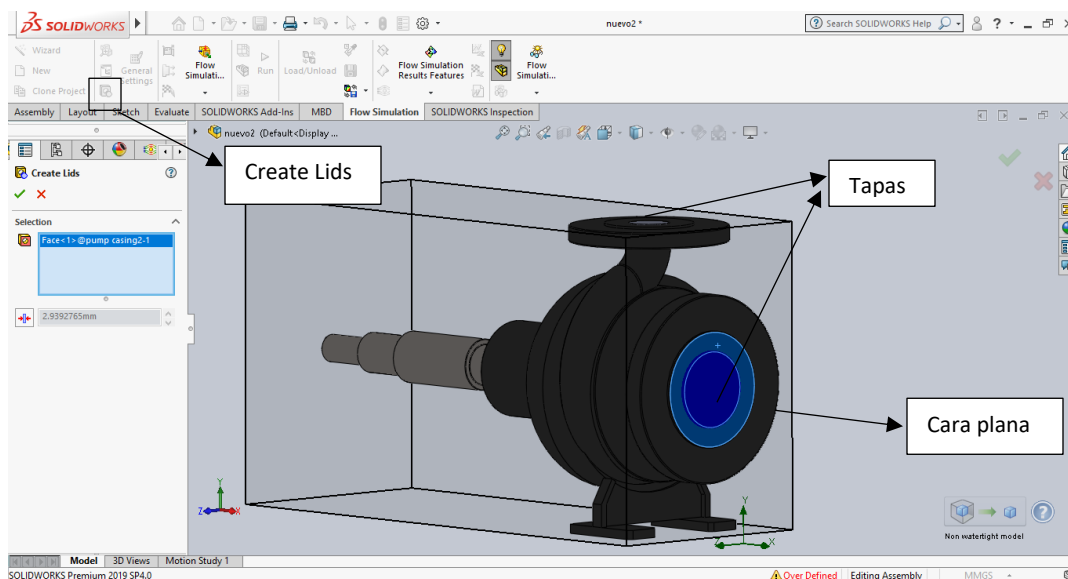


Figura 45. Creación de tapas de para determinar el volumen de control. Fuente: Creación propia.

Para el análisis del fluido al interior de la bomba no es necesario contemplar los rodamientos puesto que el dominio computación solo comprende el rotor y la parte interna de la carcasa, lugar donde se llevará a cabo la discretización de la malla y sus respectivos elementos. Para completar el dominio computacional el cual está

comprendido por el rectángulo de color negro, se hizo necesario la creación de un empaque adicional ubicado en el primer cambio de sección del eje con el fin de delimitar la zona de operación del fluido.

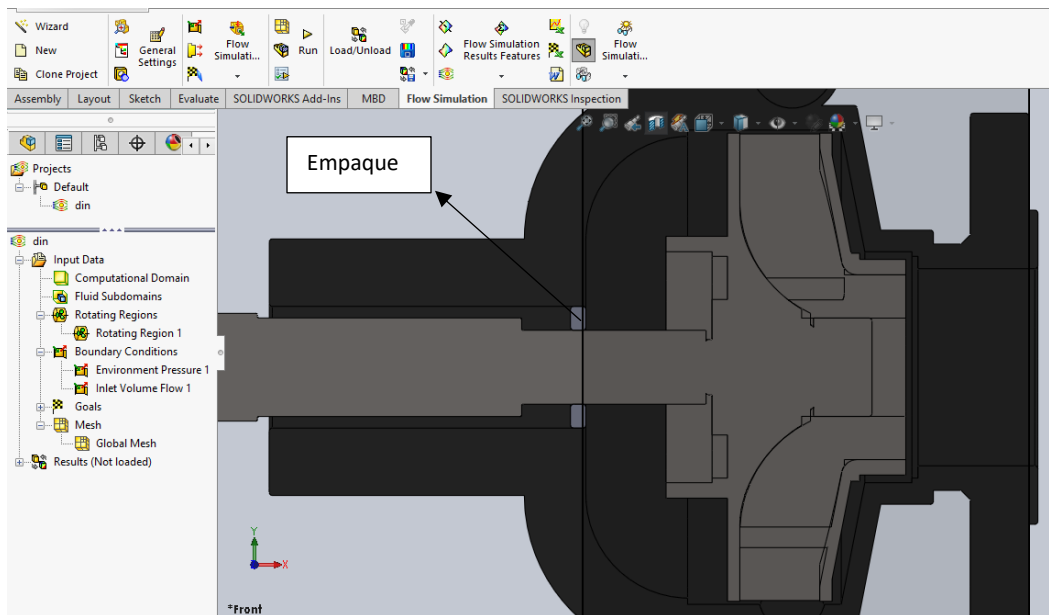


Figura 46. Creación de empaque para cerrar dominio de control al interior de la carcasa. Fuente: Creación propia.

De esa manera se completa el dominio computacional en el cual se analizará el comportamiento del fluido al interior de la carcasa.

El principal parámetro de funcionamiento de la bomba es el caudal, el cual será simulado por medio de una de las tapas diseñadas con anterioridad, la opción *Inlet*

volume Flow permitirá ingresar valores de flujo de entrada por medio de la tapa seleccionada como se muestra en la siguiente figura

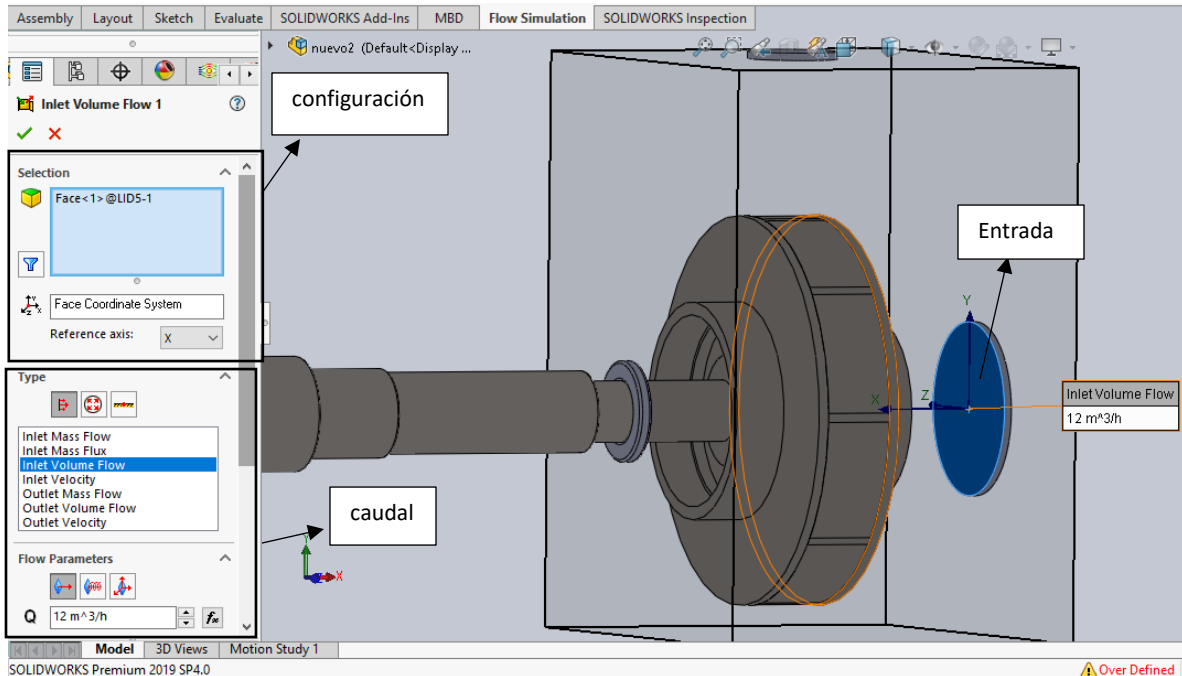


Figura 47. Configuración de caudal de entrada por medio de la tapa

Fuente: Creación propia.

El proceso anterior será repetido con la tapa de salida, la cual tendrá valores de presión y temperatura ambiente proporcionadas por el software SolidWorks®.

Regiones rotativas

La interacción Fluido-estructura estará determinada por la geometría del rotor y por la opción Rotating Regions suministrada por el software, para ello se emplearán el conjunto de los 9 alabes del rotor girando a una velocidad angular de $3400RPM$ suministradas por el fabricante de la bomba como se muestra en la figura 47.

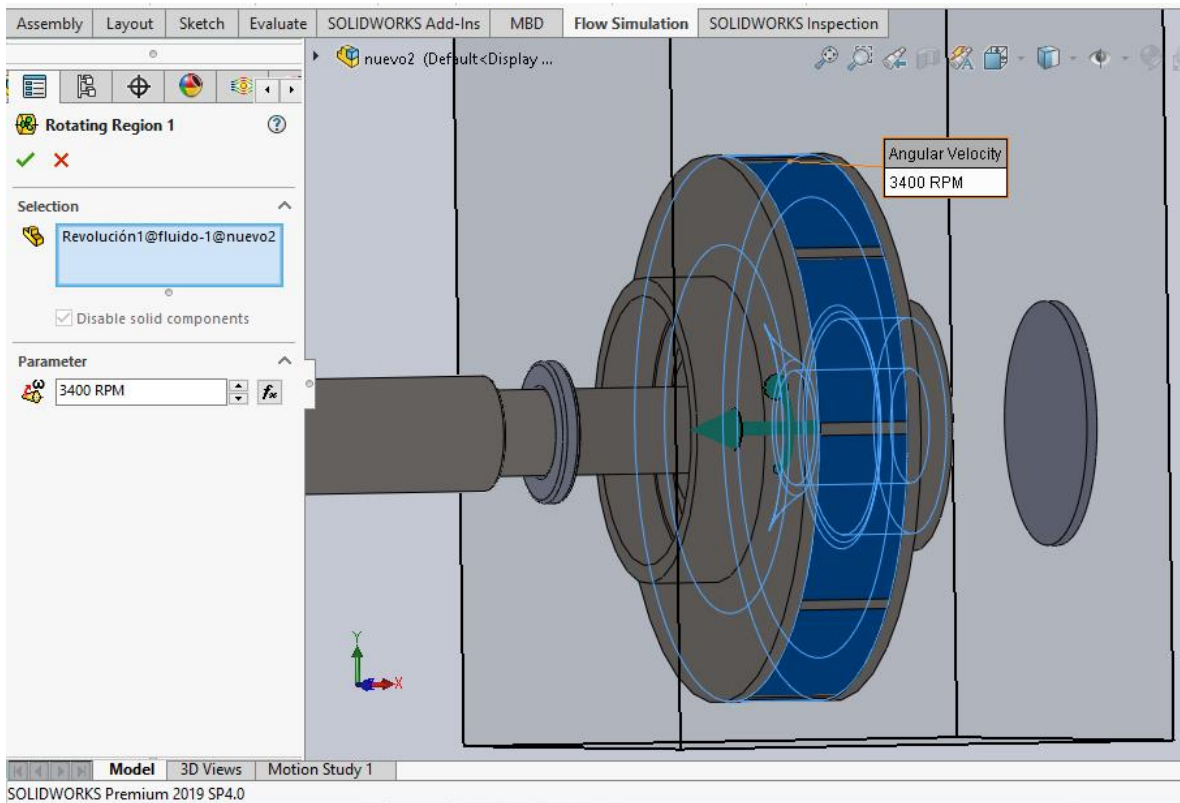


Figura 48. Configuración de la región rotativa fluido-estructura. *Fuente: Creación propia.*

Discretización y mallado del dominio computacional

A partir del dominio computacional definido por las condiciones de contorno anteriormente descritas, la discretización de la malla divide el dominio computacional en un conjunto de celdas rectangulares que se crean por la intersección de planos paralelos al eje coordenado, la cual puede ser refinada dependiendo de la geometría y de la exactitud de los resultados en la zona de estudio, siguiendo criterios como curvaturas y pequeños elementos geométricos, con el objetivo de adaptar la malla a las singularidades de la geometría. La malla computacional es rectangular en todas las partes del dominio, debido a ello los lados

de las celdas son ortogonales a los ejes especificados del sistema de coordenadas y se ajustan a la interacción solido-fluido generando 200.000 celdas, con la opción de usar un refinamiento de malla el cual el software aplica de forma automática a aquellas zonas complejas, como resultado se obtiene una malla computacional refinada y se utiliza para resolver las ecuaciones que la rigen. [31]

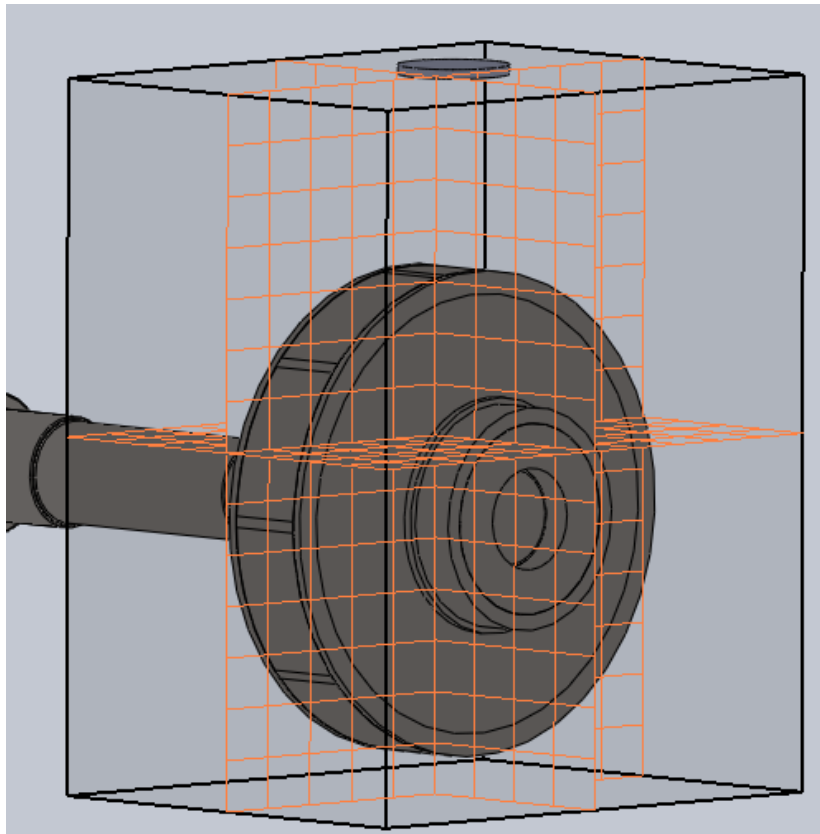


Figura 49. Discretización de la malla del dominio computacional. *Fuente: Creación propia.*

Intensidad de turbulencia

La intensidad de la turbulencia también es conocida como el nivel de turbulencia y está definida por:

$$I = \frac{u'}{U}$$

Donde u' es la raíz cuadrada de las fluctuaciones de velocidad turbulenta y U es la velocidad media del fluido y se puede calcular a partir de las tres componentes de la velocidad media U_x, U_y, U_z como:

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2}$$

Cuando se establecen condiciones de contorno en simulaciones CFD se hace necesario tener una comparación o estimación previa ya realizada

Alta turbulencia: Se da dentro de geometrías complejas como intercambiadores de calor y flujo de maquinaria rotativa, normalmente la intensidad de turbulencia oscila entre el 5% y el 20%

Media turbulencia: Se presenta en configuraciones sencillas como tuberías o flujos de baja velocidad, normalmente la intensidad de turbulencia oscila entre el 1% y el 5%

Baja turbulencia: Se presenta en simulaciones para automóviles, submarinos, aeronaves y la intensidad de turbulencia suele estar por debajo del 1%. [32]

3.4. Otras posibles modificaciones

Dentro de las modificaciones planteadas anteriormente con el fin de obtener una respuesta hidrodinámica variable, también es posible realizar otras configuraciones y obtener otras respuestas, como, por ejemplo:

Diámetro de salida del impulsor:

Se ha logrado demostrar que este tipo de modificación influye de manera directa en la creación de zonas de turbulencia al interior de la voluta y en mayor parte a la salida del impulsor, otros estudios como la modificación del diámetro de salida muestran como la turbulencia se genera y se concentra sobre las paredes de la voluta a medida que se aumenta el diámetro de salida del impulsor, se logra observar como la disminución de la turbulencia cae considerablemente en el diseño (a), con lo cual la eficiencia aumenta con respecto al original, mientras que el diseño (c) tiende demostrar un aumento en la turbulencia a medida que el diámetro aumenta.

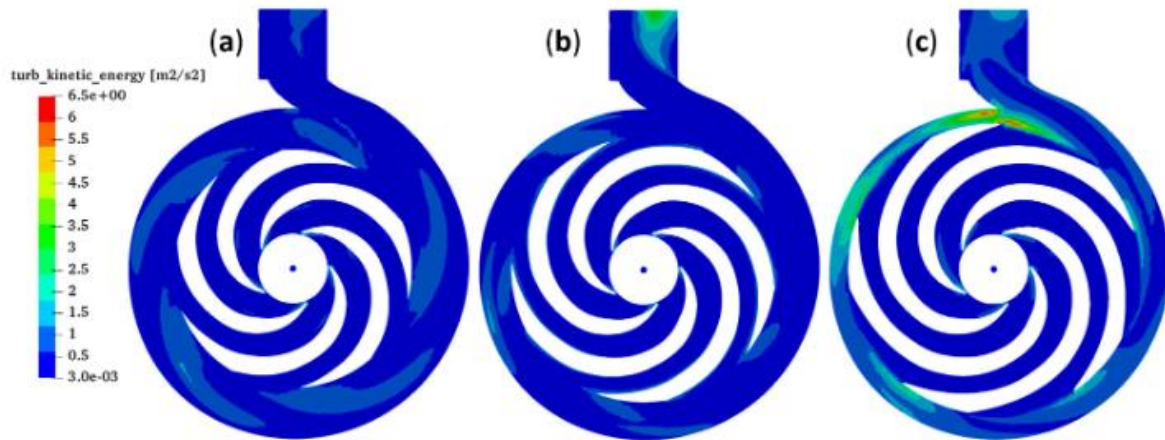


Figura 50. Contornos de turbulent kinetic energy, (a) $\varnothing 100.58\text{mm}$, (b) $\varnothing 111.76\text{mm}$,
(c) $\varnothing 122.94\text{mm}$. [24]

Angulo de salida del alabe

La modificación del ángulo de salida de los alabes también permite tener una respuesta hidrodinámica diferente influyendo de forma directa en la turbulencia. El cambio en el ángulo de los alabes trae como consecuencia una estela de turbulencia detrás de los alabes y como un efecto indirecto la separación de flujo dentro del difusor logrando aumentar la eficiencia de la bomba, se observa como la turbulencia va aumentando a la salida de la bomba y se presentan pequeñas turbulencias en la entrada de los alabes

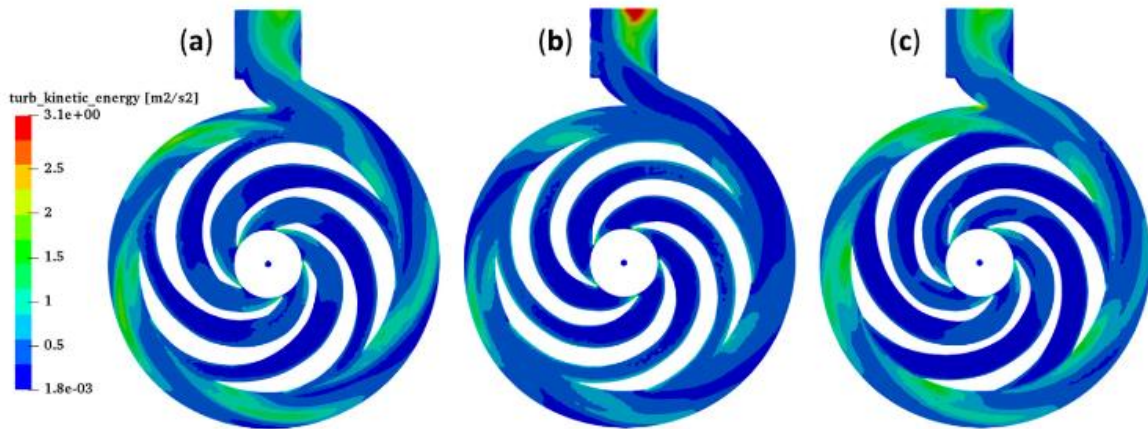


Figura 51. Contornos de turbulent kinetic energy, (a) $\beta_1 = 10.09^\circ$, (b) $\beta_2 = 15.09^\circ$, (c) $\beta_3 = 20.09^\circ$.

3.5. Comparación del desempeño

El análisis de desempeño de las modificaciones realizadas en la bomba, serán determinados por medio de las curvas de eficiencia, la velocidad de flujo y la turbulencia obtenida al interior de la bomba, todos estos resultados realizados a partir de un caudal de $12 \text{ m}^3/\text{h}$ el cuál es el caudal intermedio dentro del rango de caudal para el cual fue diseñado la bomba según el fabricante, la presión de trabajo a la entrada de la bomba, fue de 10 bar, la cual está determinada por los parámetros de funcionamiento del fabricante. El desplazamiento en los cojinetes también será un factor a tener en cuenta en el desempeño de la bomba ya que este depende de la turbulencia y las vibraciones transmitidas a los apoyos en las diferentes configuraciones y que hacen parte de las pérdidas mecánicas de la bomba.

3.5.1. Desempeño hidrodinámico

Estará determinado medio de la intensidad de turbulencia en las entradas y salidas, y la presión y velocidad con la que ingresa el fluido a la bomba. La medición de la velocidad y presión a la salida de la bomba van a permitir hacer un cálculo de cabeza altura para cada una de las modificaciones, estas mediciones se tomaron con la herramienta probe proporcionada por el software SolidWorks® como lo muestra la *figura 51* donde se toman 7 puntos equidistantes en la parte más extrema de la salida, así mismo se tomaron valores de presión y velocidad en 6 puntos espaciados uniformemente a lo largo de todos los alabes (*figura 52*), con el fin de obtener datos suficientes para una posterior simulación de respuesta armónica a partir de los modos de frecuencia encontrados en el análisis de frecuencia realizado en numeral 3.3.2 del documento.

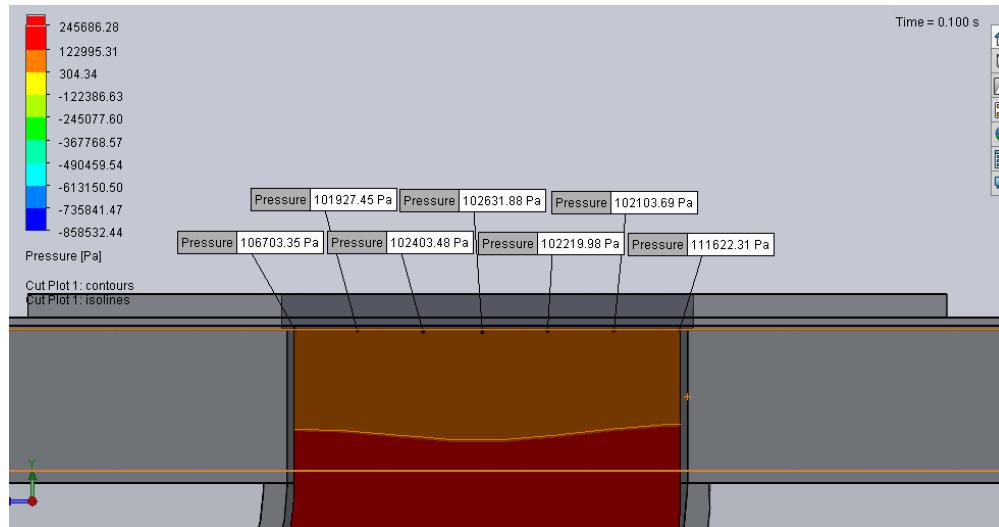


Figura 52. Toma de presiones mediante la herramienta probe. Fuente: Creación propia

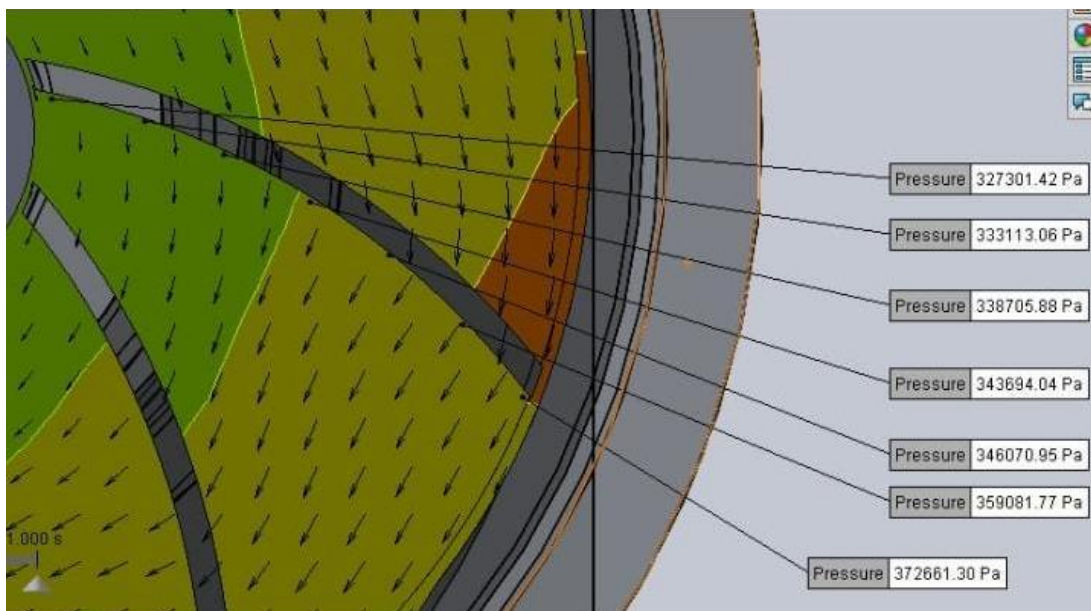


Figura 53. Medición de presiones en los alabes Fuente: Creación propia

A partir de los puntos tomados para medir las presiones se logra identificar que la presión aumenta a medida que los puntos se acercan al diámetro exterior del alabe

3.5.2. Respuesta estructural

El análisis estructural estará determinado por medio del análisis modal realizado en el numeral 3.3.2 *Análisis modal* y del estudio dinámico en el que se tendrán en cuenta los valores de presión obtenidos en cada alabe en 6 puntos equidistantes en cada alabe como lo muestra la *figura 52*, estos valores serán ingresados como valores de presión en el Software Ansys Student® para su posterior análisis estructural y de medición de desplazamiento en apoyos. El desarrollo de la respuesta estructural parte de la obtención de los resultados del análisis modal, donde el software empleado permite enlazar los modos de frecuencia con la respuesta dinámica que se desea obtener, llegando así a conocer los valores de frecuencia en los que la estructura podría llegar a entrar en resonancia.

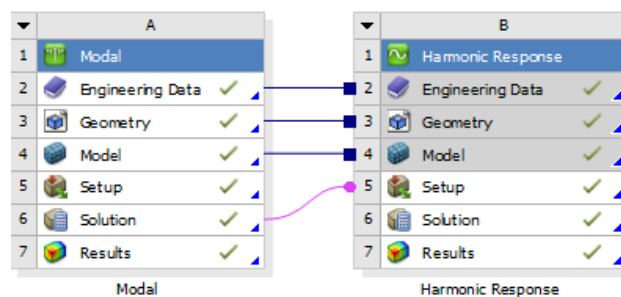


Figura 54. Combinación de resultados en Ansys Student®

Fuente: Creación propia.

La implementación del análisis dinámico parte del ingreso de los valores de presión obtenidos del software SolidWorks® en cada una de las caras de los alabes como se muestra en la *Figura 48*.

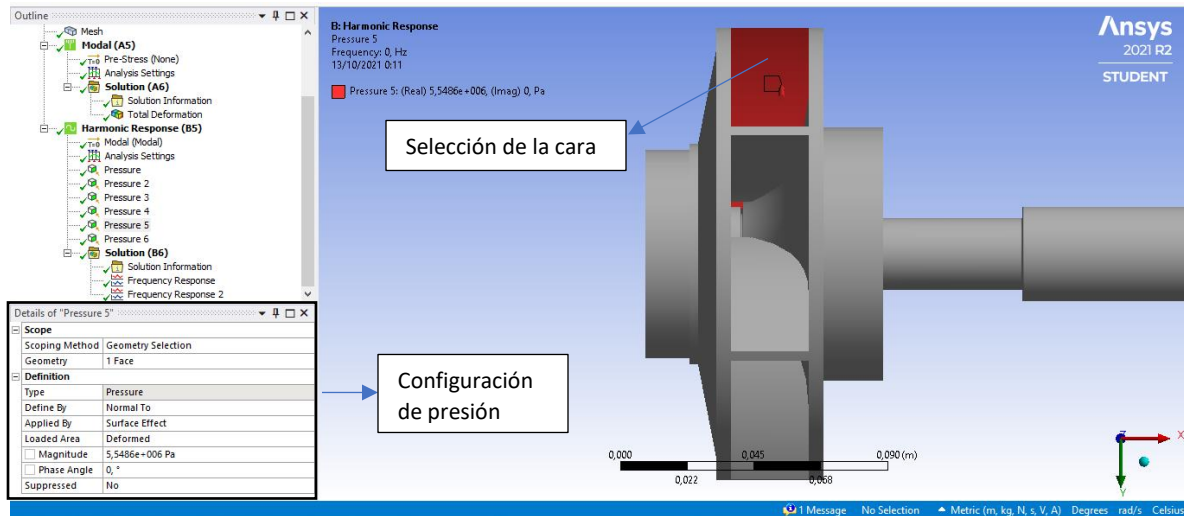


Figura 55. Ingreso de los valores de frecuencia para cada una de las caras de los alabes.

Fuente: Creación propia.

Posteriormente se obtiene una respuesta dinámica del sistema la cual permite medir los desplazamientos en las direcciones x , y , z , y que para efectos de resultados solo se tendrá en cuenta los datos obtenidos en las direcciones y , z por medio del cálculo de su resultante vectorial, ya que los desplazamientos horizontales que se puedan tener en el eje x son insignificantes.

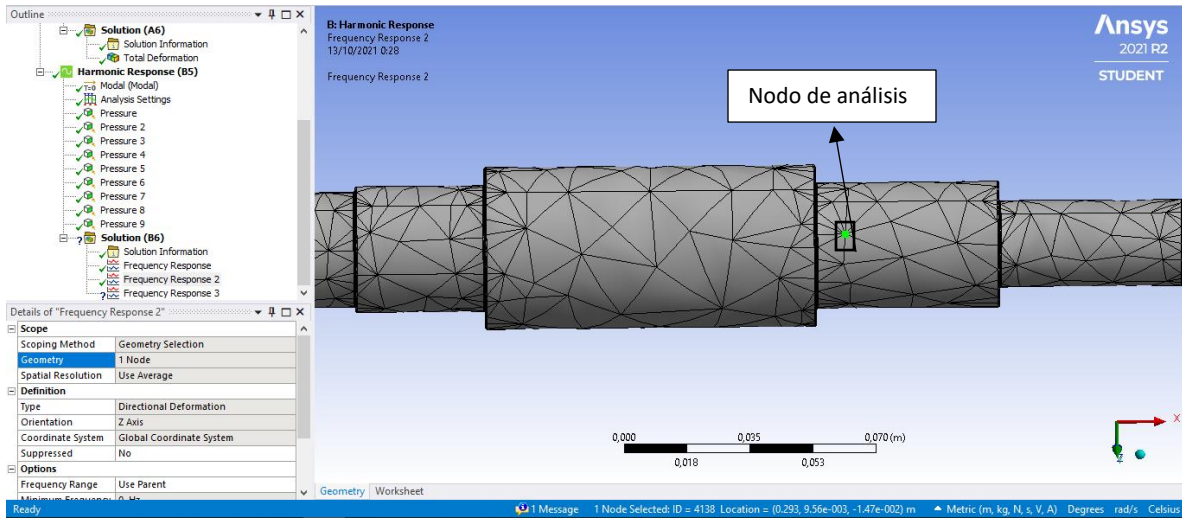


Figura 56. Configuración de análisis de desplazamiento en apoyo B.

Fuente: Creación propia

CAUDAL 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5
RADIO 1	1250129,93	1232851,36	1345425,43	1376199,93	1395535,04
RADIO 2	1153716,36	1316099,96	1421447,87	1398309,63	1469746,97
RADIO 3	1104966,48	1366813,71	1592784,24	1449148,34	1528972,25
RADIO 4	1155113,87	1410093,75	1545382,27	1490036,8	1580514,31
RADIO 5	1045023,05	1455171,61	1614380,77	1530874,01	1633164,66
RADIO 6	1119531,07	1613083,13	1719899,66	1689921,39	1762873,38
PROMEDIO	1138080,127	1399018,92	1539886,71	1489081,68	1561801,1

CAUDAL 12	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9
RADIO 1	1447779,88	1459127,22	1446668,95	1396146,83
RADIO 2	1529567,23	1484456,74	1499415,43	1400803,4
RADIO 3	1624688,69	1553815	1534320,27	1461266,6
RADIO 4	1692048,01	1636391,88	1637826,25	1526867,15
RADIO 5	1764722,52	1731528,93	1719844,96	1649577,76
RADIO 6	1865378,39	1904040,38	1859464,82	1772342,81
PROMEDIO	1654030,79	1628226,69	1616256,78	1534500,76

Tabla 4. Presiones a lo largo de los 8 alabes del diseño original

Capítulo 4

Resultados y análisis

4.1. Análisis de respuesta modal

Para obtener información detallada de los modos de frecuencia se emplean los estudios modales con el fin de conseguir resultados y de esta manera identificar las frecuencias a las que la estructura podría entrar en resonancia a partir del análisis harmónico.

4.1.1. Respuesta modal del diseño original

La respuesta modal del diseño original muestra los 10 primeros modos de frecuencia natural los cuales serán comparados con los modos de frecuencia natural con modificaciones en el impulsor, por medio de este análisis se conocerán las frecuencias críticas sobre las cuales se podrían llegar a generar resonancias cuando la bomba entre en operación, estudio que se analizara más adelante.

Las restricciones mecánicas se realizan por medio de dos cojinetes que soportan el eje los cuales podrán girar libremente. El análisis modal determino las frecuencias naturales del sistema como lo muestra la *Tabla 3*, existen dos modos más de vibración los cuales son muy cercanos a 0 y tienen que ver con el modo de movimiento de cuerpo rígido, el cual no presenta ninguna deformación, pero si puede generar movimientos como un todo. El análisis modal también muestra similitudes en la forma de vibración para los modos 3 y 4 puesto que están muy cercanos, así mimos con el modo 5 y 6, lo cual puede favorecer respecto a la creación de futuras resonancias puesto que espectro oscilatorio no tiene a tener variaciones en diferentes rangos de frecuencia.

N° de modo	Frecuencia [Hz]
1	0
2	2,88E-03
3	247,95
4	250,6
5	855,66
6	861,92
7	1299,9
8	2720,7

Tabla 5. Frecuencia natural antes de las modificaciones

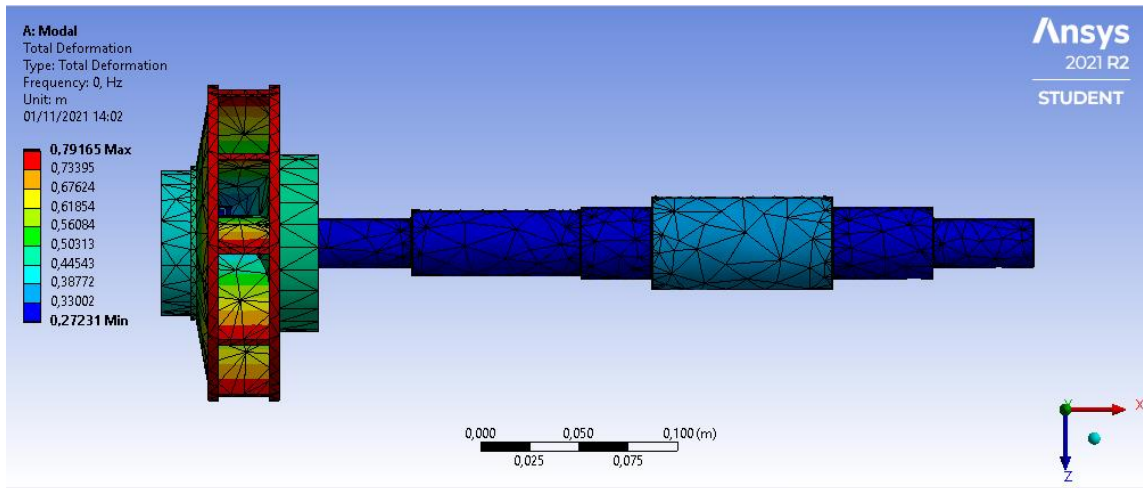


Figura 57. Respuesta oscilatoria de los dos primeros modos de vibración.

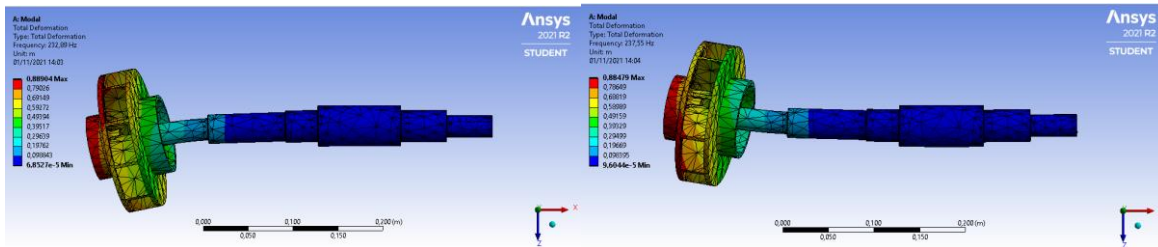


Figura 58. Respuesta oscilatoria del tercer y cuarto modo de vibración.

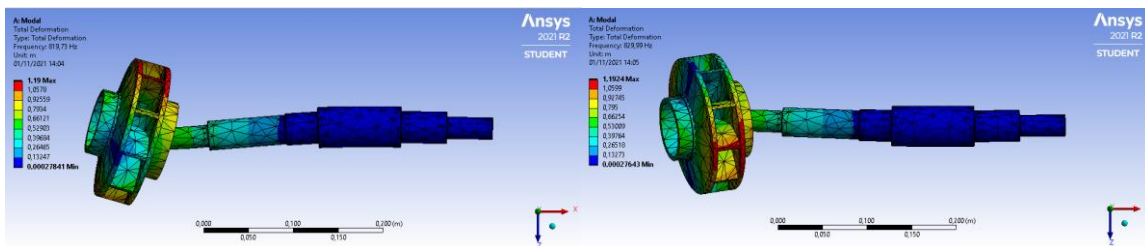


Figura 59. Respuesta oscilatoria del quinto y sexto modo de vibración.

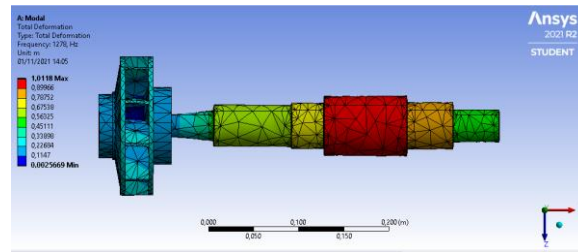


Figura 60. Respuesta oscilatoria del séptimo modo de vibración.

4.1.2. respuesta modal de las modificaciones

La respuesta modal de cada una de las modificaciones será comparada con la respuesta modal del diseño original. Se muestra a continuación los modos de frecuencia obtenidos a partir del estudio realizado.

N° de modo/N° alabes	frecuencia (Hz)			
	Original	7 alabes	6 alabes	10 alabes
1	247,95	255,6	264,7	240
2	250,6	260,3	270,6	245,4
3	855,66	870,3	879,34	850,6
4	861,92	872,7	879,7	852,4
5	1299,9	1308,6	1315,7	1289,4
6	2720,7	2734,6	2740,4	2710,6

Tabla 6. Modos de frecuencia del diseño original contra el diseño de modificado
(número de alabes)

Para el estudio modal de la cantidad de alabes se evidencia que la frecuencia tiende a disminuir cuando se incrementa la masa y tiende a aumentar la frecuencia cuando la masa disminuye partiendo de la solución de la siguiente ecuación:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f(t)\}$$

N° de modo/grosos	frecuencia (Hz)			
	Original	2,5mm	2,0mm	1,5mm
1	247,95	252	281,72	290
2	250,6	260	289,97	300
3	855,66	852,4	1128,5	1200
4	861,92	870,3	1139,1	1160,3
5	1299,9	1309,3	1310	1340,5
6	2720,7	2730	2969,1	2999,4

Tabla 7. Modos de frecuencia del diseño original contra el diseño de modificado (grosor de los alabes)

N° de modo/placas	frecuencia (Hz)			
	original	4mm	3mm	2mm
1	247,95	250,15	266,41	570,94
2	250,6	255,07	272,95	594,57
3	855,66	870,57	917,39	1304,3
4	861,92	881,89	938,64	1577,9
5	1299,9	1305,5	1320,34	1589,6
6	2720,7	2740,4	2764,3	2863,2

Tabla 8. Modos de frecuencia del diseño original contra el diseño de modificado (espesor de las placas)

Partiendo de los resultados obtenidos se logra evidenciar que al disminuir la cantidad de masa hay un aumento en las frecuencias de oscilación, lo cual podría resultar beneficioso al momento de analizar las mismas frecuencias bajo cargas

dinámicas, puesto que al tener diferentes cargas variables en el tiempo hay menos probabilidad de que la estructura entre en resonancia, los modos de vibración tienden a estar siempre en los mismos rangos de frecuencia que el diseño original y así mismo las formas modales tienden a tener deformaciones muy similares a las mostradas en las *figuras 56, 57, 58 y 59* donde cada una de las formas modales muestra una deformación cada vez más brusca a medida que la frecuencia de oscilación incrementa en cada uno de los modos.

4.2. Análisis hidrodinámico

Partiendo de los resultados hidrodinámicos obtenidos se analiza la intensidad de la turbulencia tomando como referencia la velocidad y presión del fluido al interior de la bomba para el diseño original y el diseño modificado, no fue tomada en cuenta la temperatura debido a que al principio de la simulación y al final de la misma la temperatura fue de $293,15\text{ K}$ en todo el fluido.

Diseño con modificación de alabes

Se evidencia que para el diseño de 7 alabes se disminuye la turbulencia en comparación con el diseño original, puesto que la velocidad al interior de la bomba para el diseño D es de $8,49\text{ m/s}$ y para el diseño original de 9 alabes es de $8,93\text{ m/s}$, mientras que para los diseños de 6 y 10 alabes la velocidad es de $8,99\text{ m/s}$ y $9,29\text{ m/s}$ respectivamente.

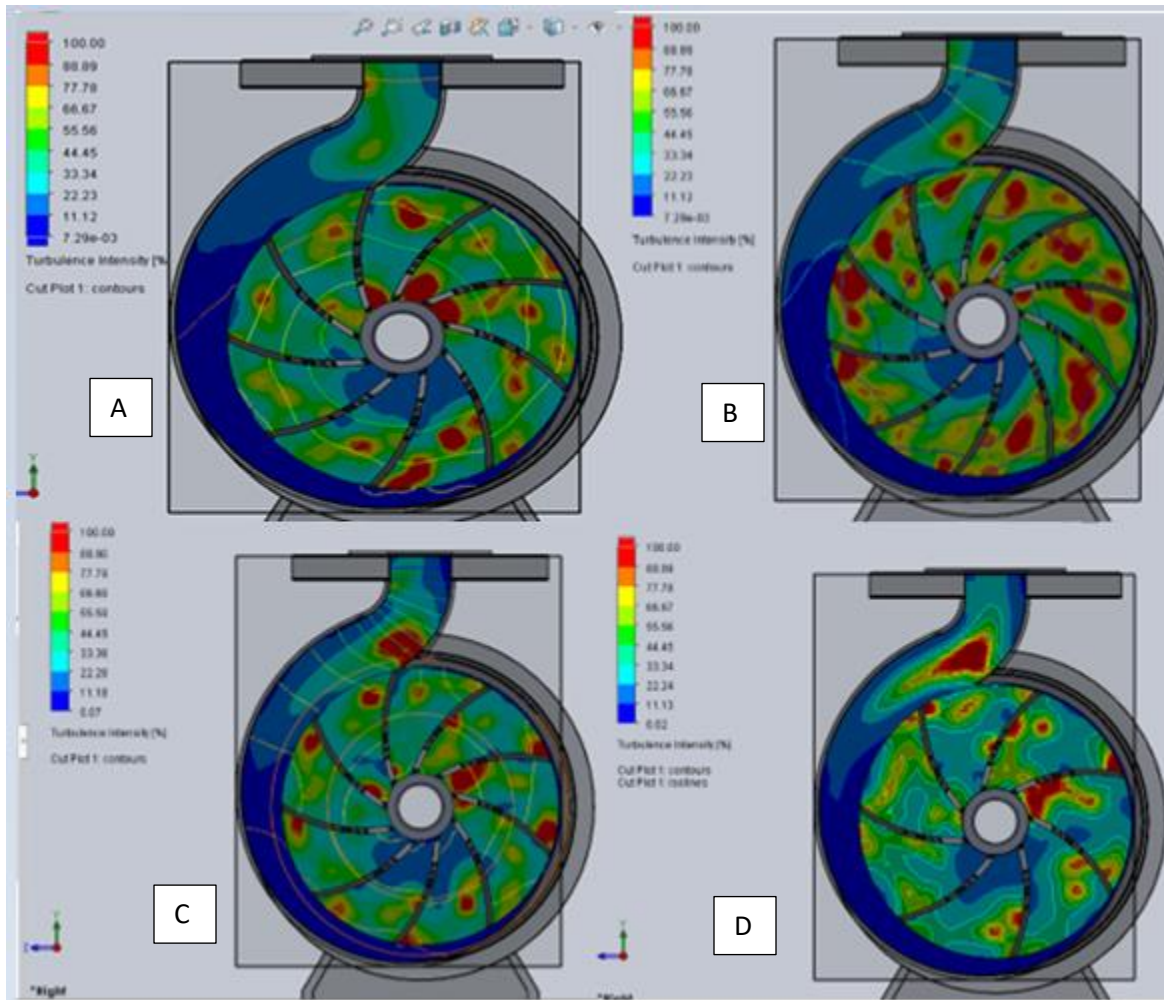


Figura 61. Contornos de turbulencia para (A) 6 alabes, (B) 10 alabes, (C) 9 alabes, (D) 7 alabes

A pesar de que las diferencias de velocidad promedio al interior de la bomba no son realmente significativas, en las imágenes se logra evidenciar que para el diseño de 7 alabes siguen presentándose altas turbulencias en zonas cercanas a la entrada de la voluta lo cual podría transmitir vibraciones al eje y por lo tanto a los cojinetes, de igual forma se logra apreciar que la turbulencia en los extremos de los alabes también disminuye, lo cual influye positivamente en el desarrollo de posibles burbujas que provoquen cavitación.

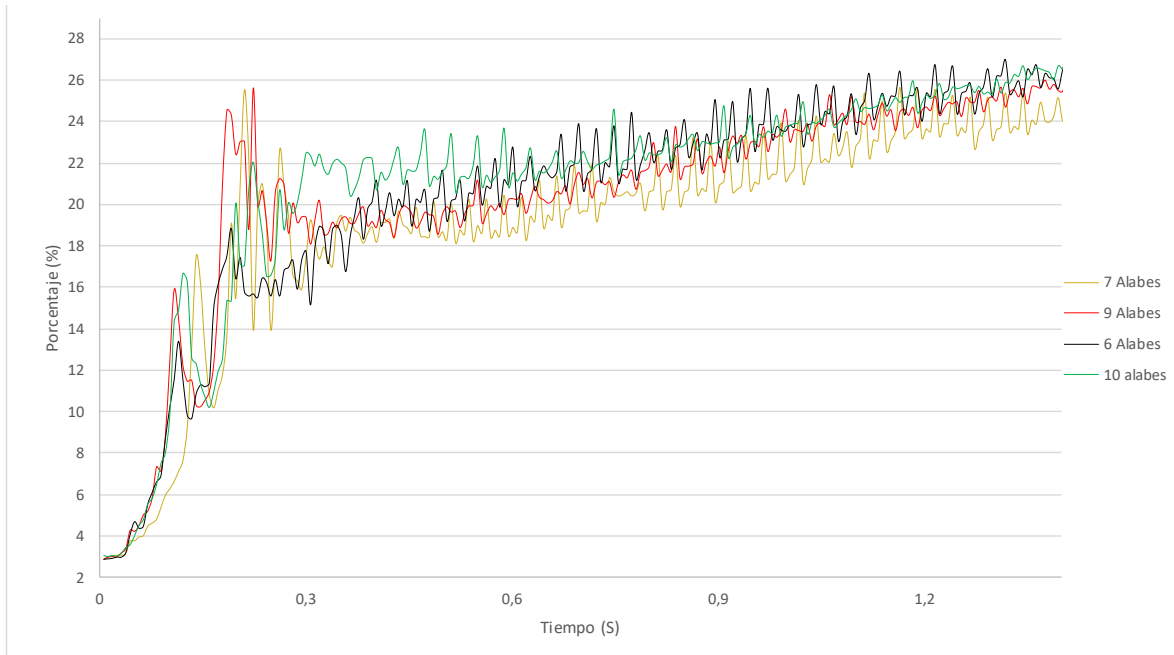


Figura 62. Grafica de intensidad de turbulencia para cambio de cantidad de alabes

La grafica de la *Figura 57* muestra que el diseño de 7 alabes presenta un porcentaje de intensidad de turbulencia menor con respecto a los demás diseños, dando un valor de intensidad promedio del 25.26%.

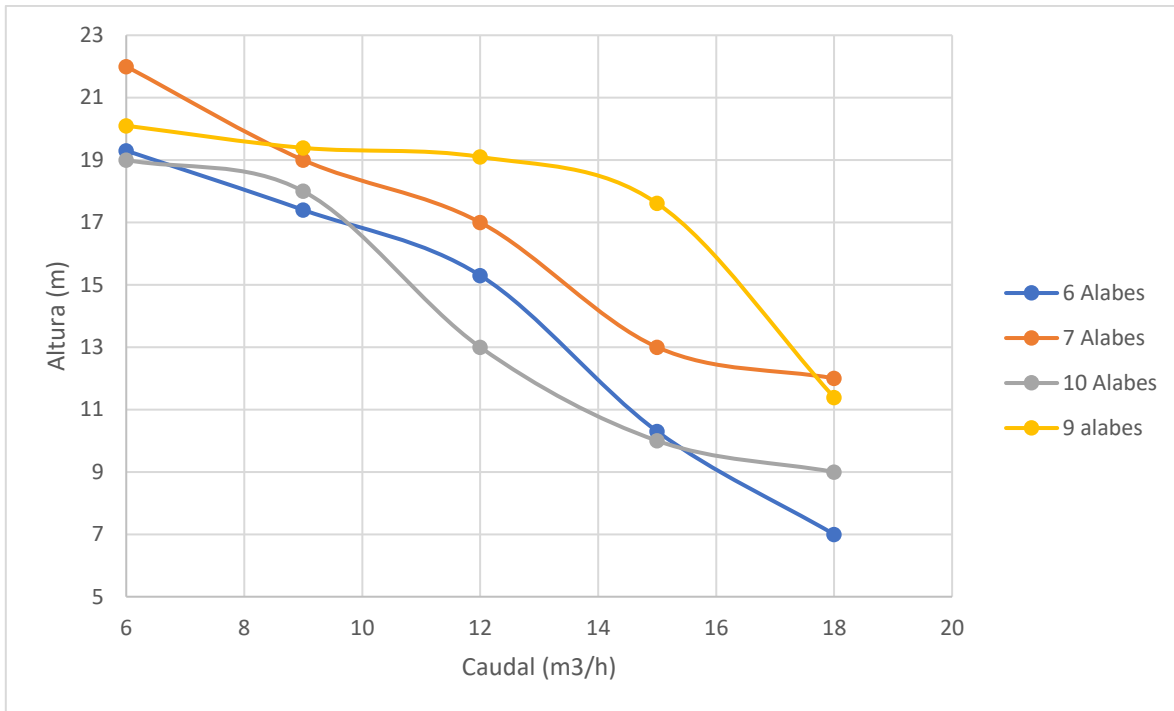


Figura 63. Curvas de desempeños para la modificación de los alabes.

Por medio de las curvas de rendimiento se evidencia que asociado a la gráfica de intensidad de turbulencia se aprecia que el diseño de 7 alabes es el mejor diseño a pesar de que no supera el rendimiento del diseño original, puesto que para caudales mayores a 8 empieza a perder valores de cabeza de altura.

Diseño con modificación del espesor de los alabes

Partiendo del estudio realizado, se evidencia que por medio de las gráficas de turbulencia el diseño que presenta la menor turbulencia es el diseño (B) de 2,5mm, puesto que las zonas de turbulencia tienen una menor intensidad en comparación con los demás diseños.

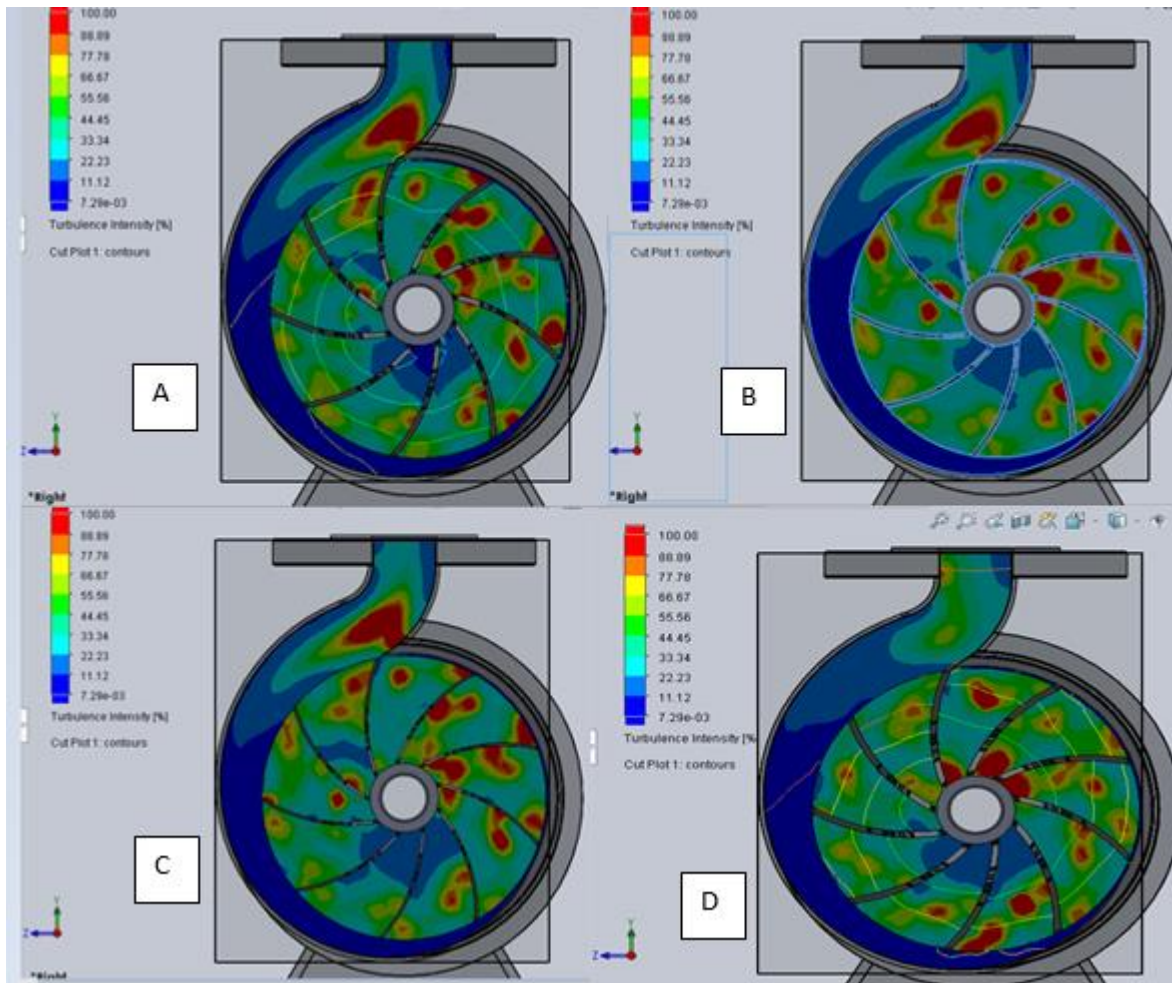


Figura 64. Contornos de turbulencia para (A) 2,0mm, (B) 2,5mm, (C) 1,5mm y (D) 3mm

Puesto que el rotor es el medio de conversión de energía, su geometría afecta los parámetros hidráulicos, por ende, para el estudio realizado para cada uno de los espesores se evidencia que la turbulencia varía en diferentes zonas de la bomba. Para el diseño (B) se aprecia que la turbulencia es menor a la salida en comparación con los otros diseños, pero la turbulencia en la entrada de este diseño es mayor en comparación con los demás, dado que el cambio en la geometría influye significativamente en la magnitud y la dirección del fluido.

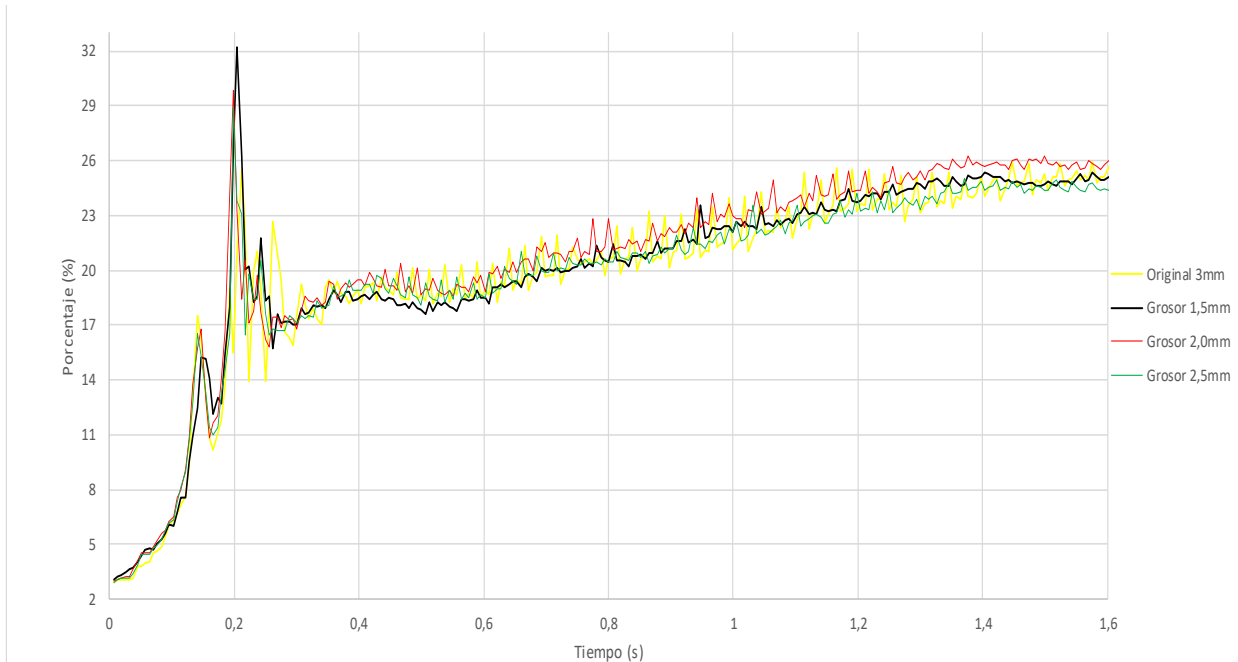


Figura 65. Grafica de intensidad de turbulencia para cambio de espesor

Según la gráfica de intensidad se aprecia que el diseño original tiende a proporcionar una menor turbulencia que los demás, puesto que la velocidad para el diseño de 1,5mm es de 9,33mm, para el diseño de 2,0mm es de 9,01mm y para el diseño de 2,5mm es de 9,08mm, lo cual refleja que el cambio del grosor de los alabes no impacta de manera significativa en la reducción de la turbulencia.

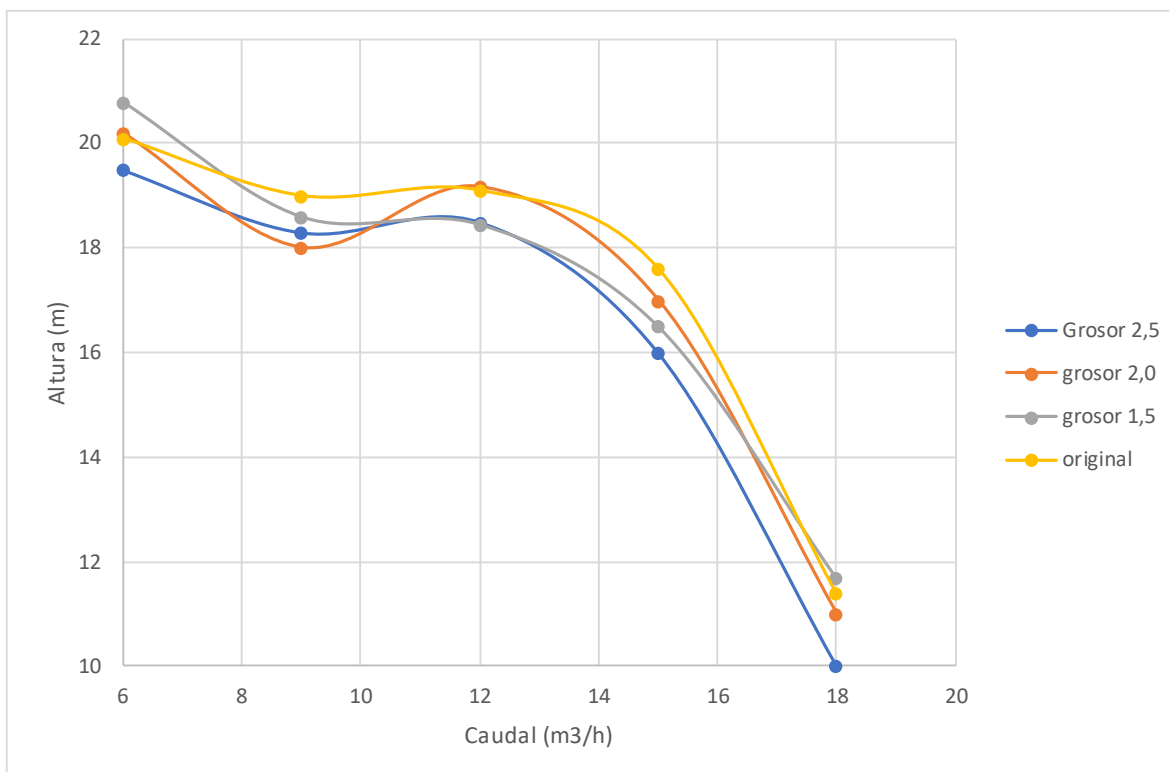


Figura 66. Curvas de desempeños para la modificación del grosor de los alabes

Para esta modificación se logra evidenciar que las turbulencias presentadas en todos los diseños no generan una mejora o cambios significativos en el desempeño de la bomba, siendo comparado con el diseño original y por lo tanto el diseño original de 3,0mm sigue siendo el mejor diseño para obtener un máximo desempeño.

Diseño con modificación del espesor de las placas

Para la modificación del diseño de las placas se puede observar que la turbulencia se concentra en la entrada de la bomba debido a que se presenta mayor concentración de velocidad y presión. Por otra parte, la modificación de 1mm en cada placa ha influido en el volumen de fluido que pasa alrededor del rotor. De los resultados obtenidos también se evidencia que en la salida de la bomba también se

presentan cambios puesto que la intensidad de turbulencia disminuye provocando un flujo más ordenado.

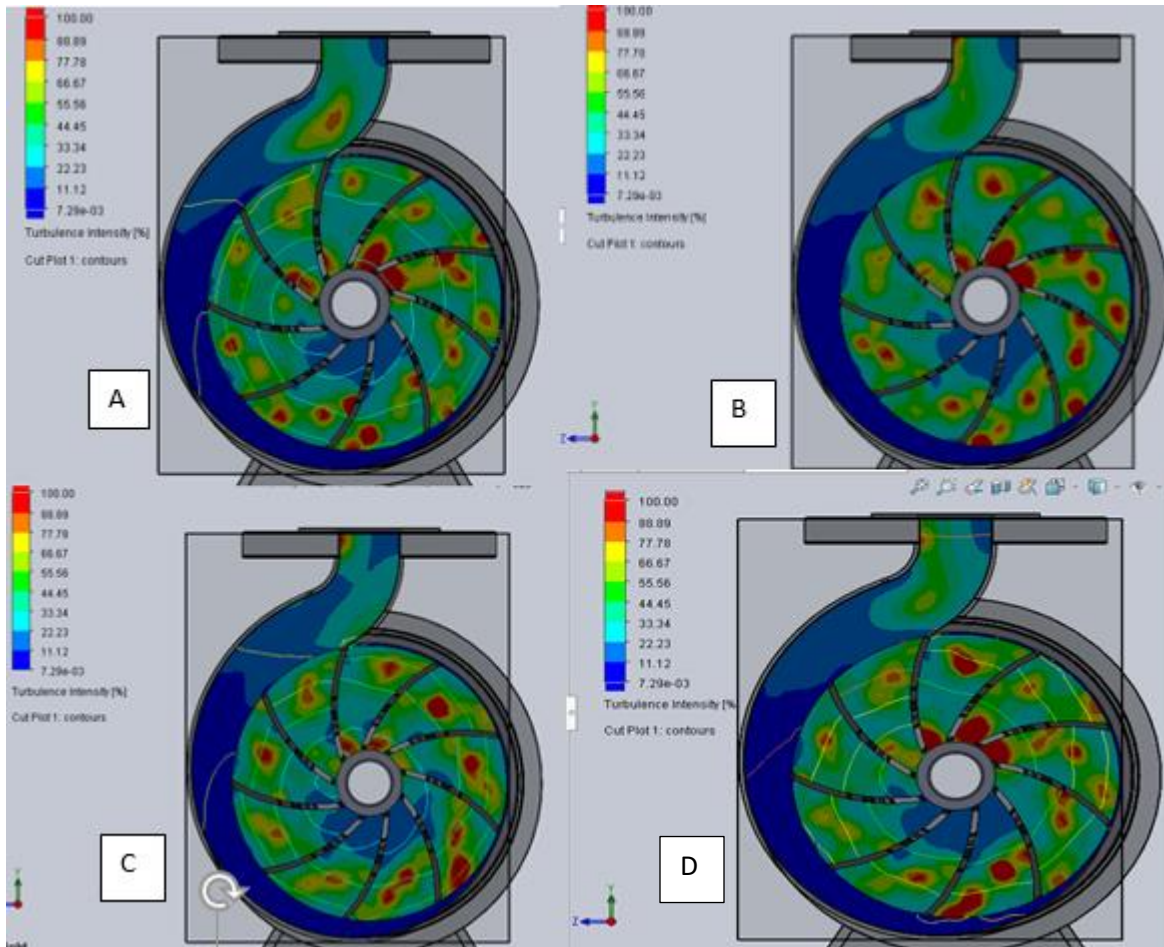


Figura 67. Contornos de turbulencia para (A) 4,0mm, (B) 3,0mm, (C) 2,0mm y (D) 5mm (Original)

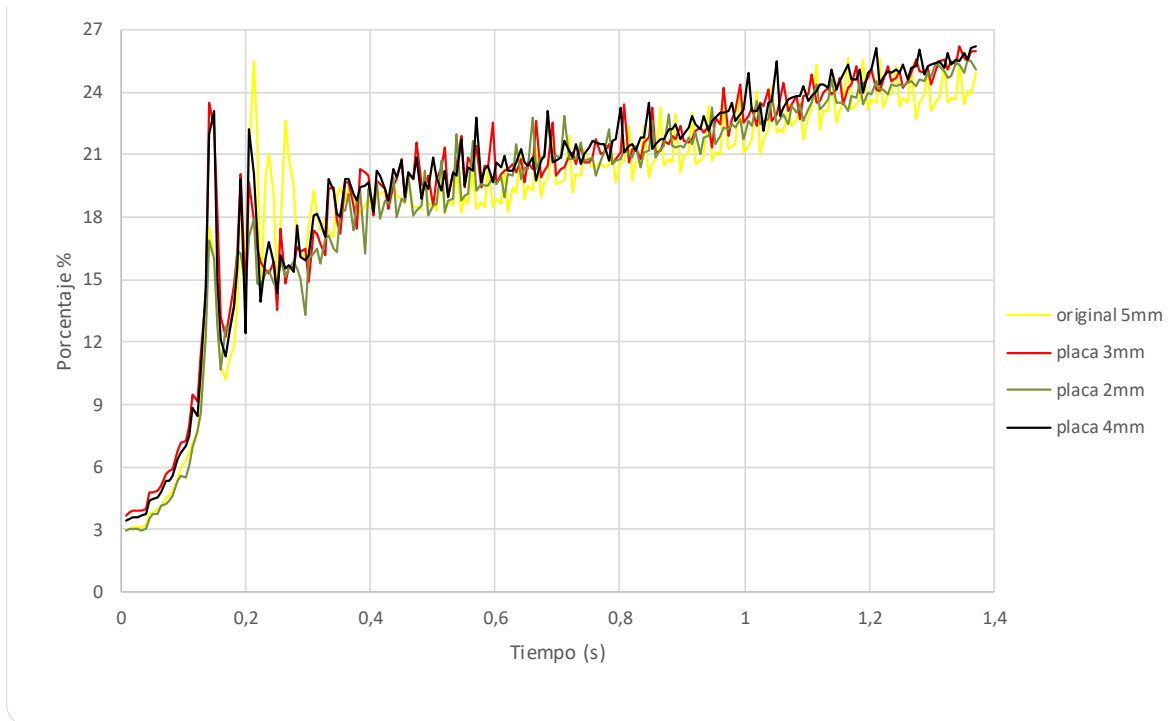


Figura 68. Grafica de intensidad de turbulencia para cambio del espesor de las placas

El comportamiento del fluido a través de la bomba muestra un incremento en la turbulencia al inicio de la aspiración para el diseño original y una disminución para la modificación del espesor de $2,0\text{mm}$. Se muestra una distribución de la turbulencia más uniforme a lo largo de todo el volumen de control a partir de los $0,4\text{s}$ dando como resultado un diseño menos turbulento para la modificación de $2,0\text{mm}$ con respecto al diseño original.

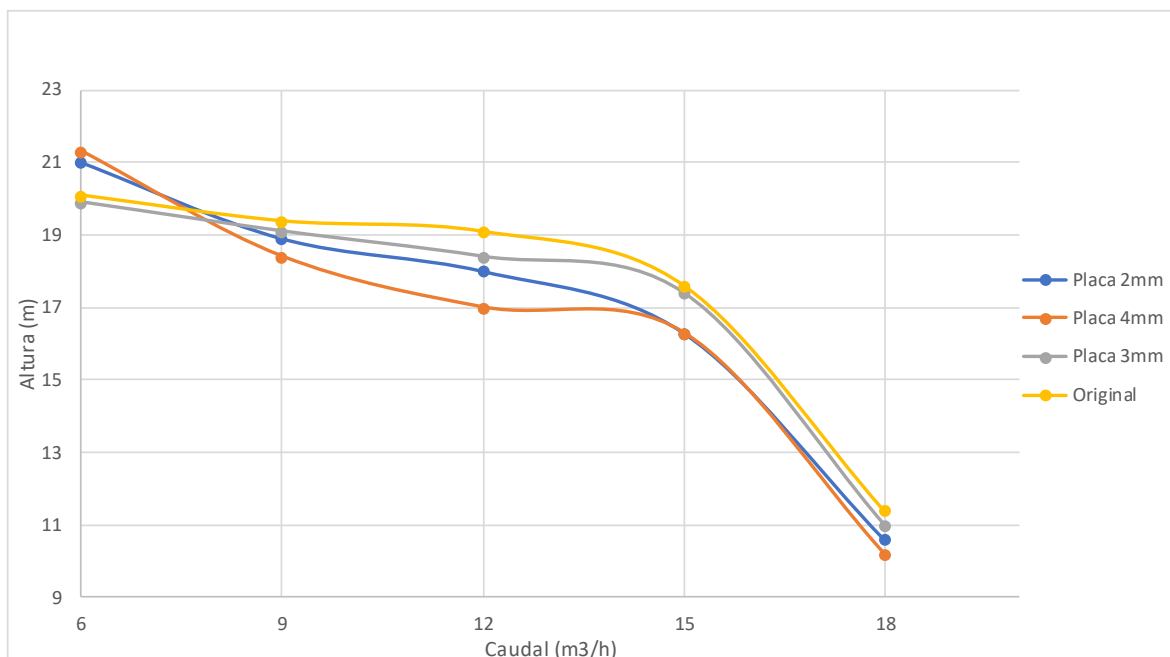


Figura 69. Curvas de desempeños para la modificación del grosor de las placas.

4.3 Análisis armónico

En el estudio armónico se analizó el desplazamiento provocado por las vibraciones en los apoyos de los cojinetes partiendo de las frecuencias naturales analizadas en la sección 4.1.1 y de las presiones medidas en la sección 3.5.1 del desempeño hidrodinámico.

Análisis armónico para el diseño original

En el estudio armónico para el diseño original se evidencia que partiendo de las frecuencias naturales halladas en la sección 4.1.1, la bomba entra en

resonancia en los modos de frecuencia 7 (1299Hz (77.940RPM)) y 8 (2720HZ (163200 RPM)) provocando su oscilación y dando lugar a un desplazamiento mayor en el modo 8 puesto que oscila a una mayor velocidad provocando mayores vibraciones.

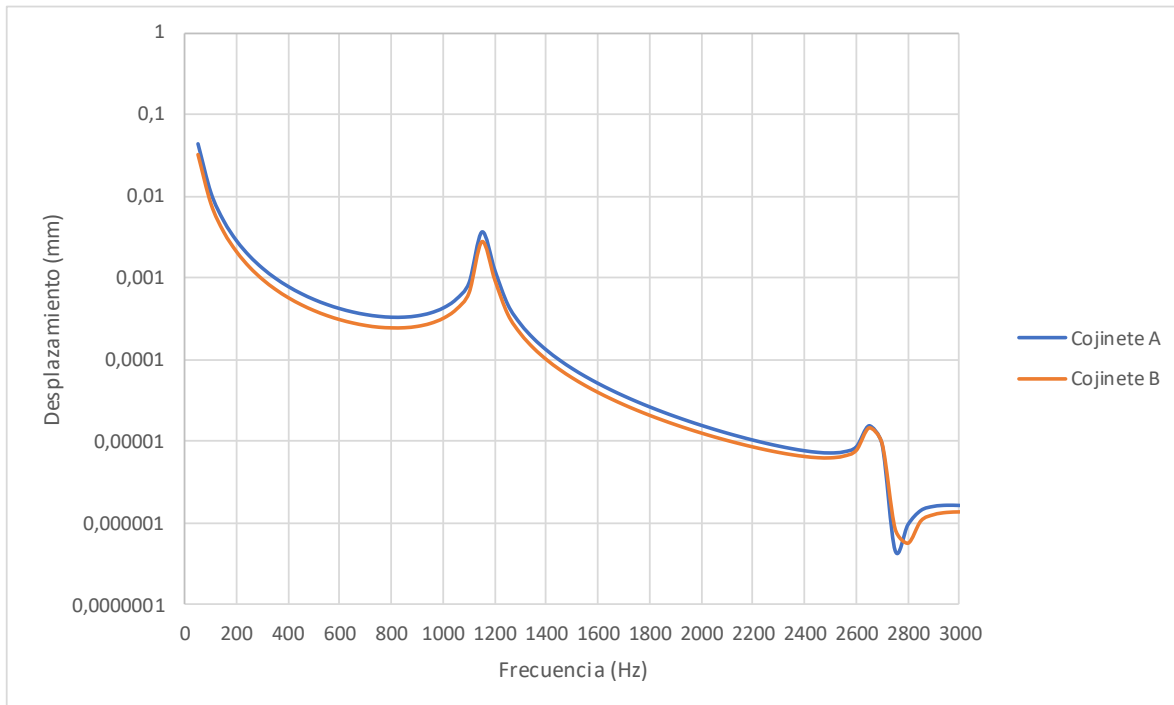


Figura 70. Grafica de desplazamientos para diseño original

Análisis armónico para los diseños modificados contra el diseño original

7 alabes

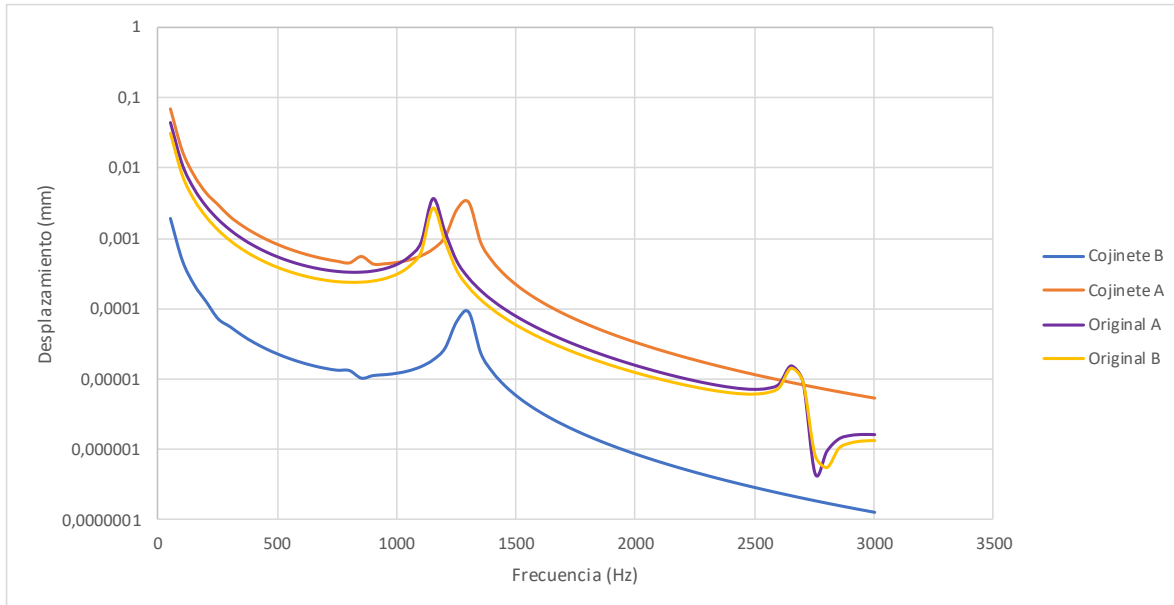


Figura 71. Grafica de desplazamientos para diseño de 7 alabes contra diseño original

A partir de los datos obtenidos en la gráfica, se evidencia que el cojinete más cercano al rotor (A) entra en resonancia con el modo de vibración 5 generando un desplazamiento importante, puesto que al retirar material del rotor se reduce la rigidez afectando las frecuencias naturales.

6 alabes

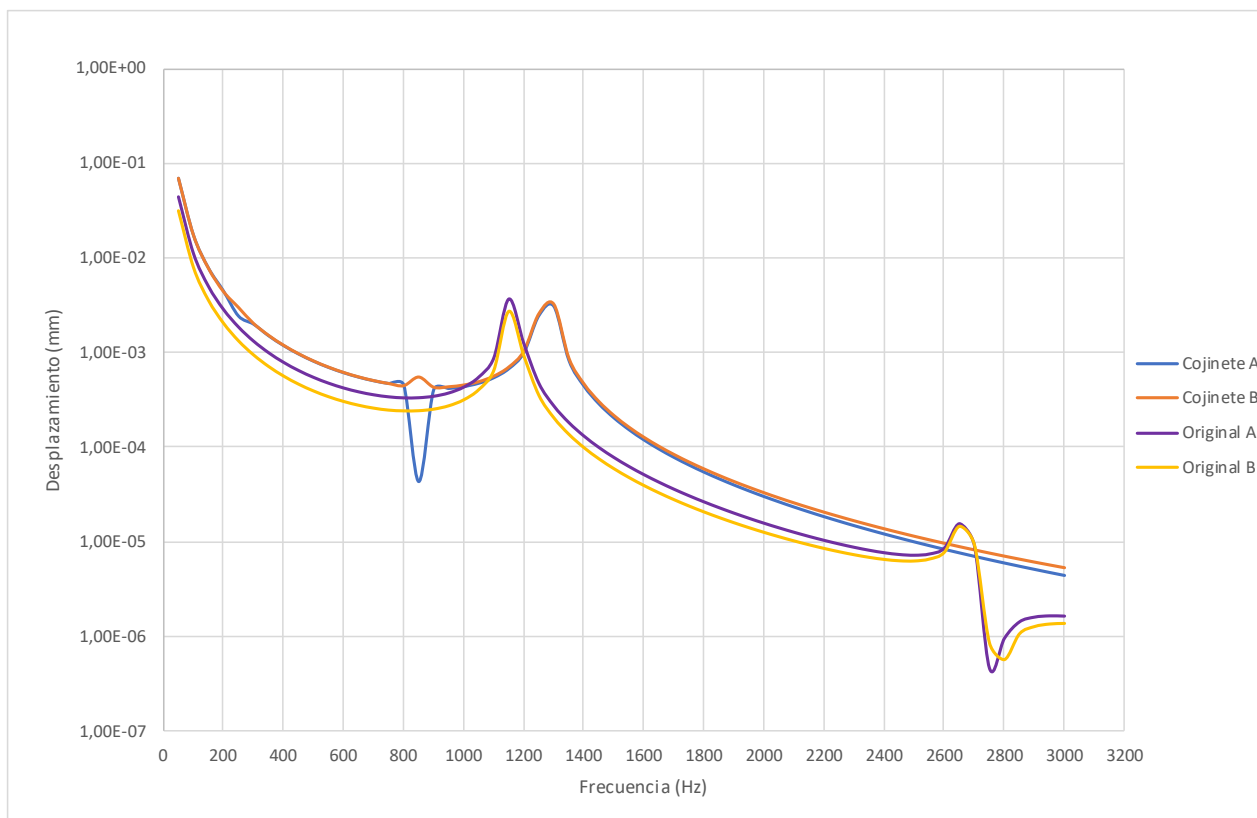


Figura 72. Grafica de desplazamientos para diseño de 6 alabes contra diseño original

Para el diseño de 6 alabes se muestra un desplazamiento mayor a bajas velocidades y similar a lo largo de todo el funcionamiento en comparación con el diseño original, en la frecuencia de 800Hz se evidencia una anti resonancia a consecuencia de un modo de vibración adicional, adicionalmente se evidencia una resonancia importante en el modo número 5 de frecuencia natural para el cojinete más cercano al rotor.

10 alabes

En el diseño de 10 alabes se evidencia que hay una alta probabilidad de generarse resonancia puesto que a una velocidad de 1278Hz ambos cojinetes presentan una disminución en el desplazamiento y en las vibraciones haciendo de este diseño una buena opción de fabricación.

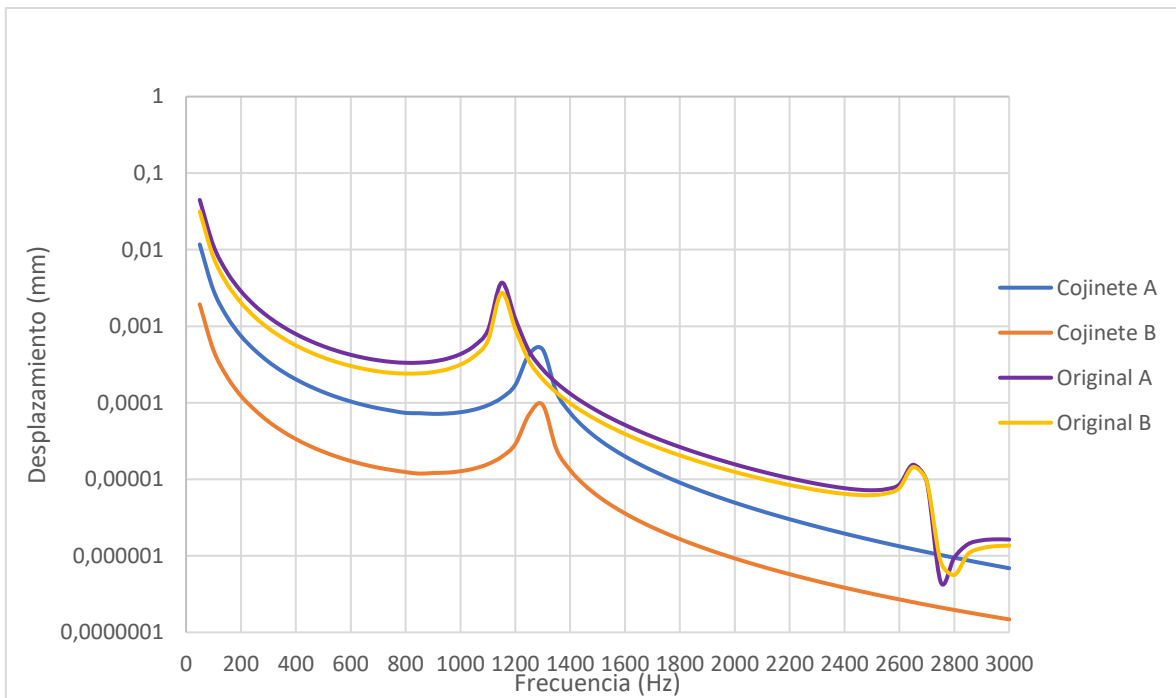


Figura 73. Grafica de desplazamientos para diseño de 10 alabes contra diseño original

Análisis armónico para el diseño con cambio de grosor en los alabes

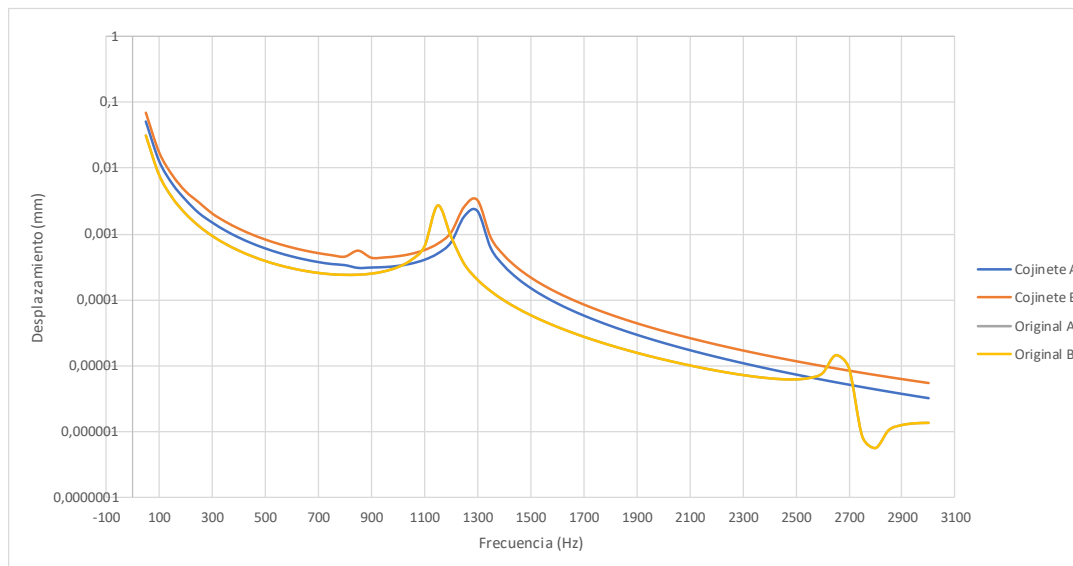


Figura 74. Grafica de desplazamientos para diseño de 2,5mm de grosor en los alabes contra diseño original

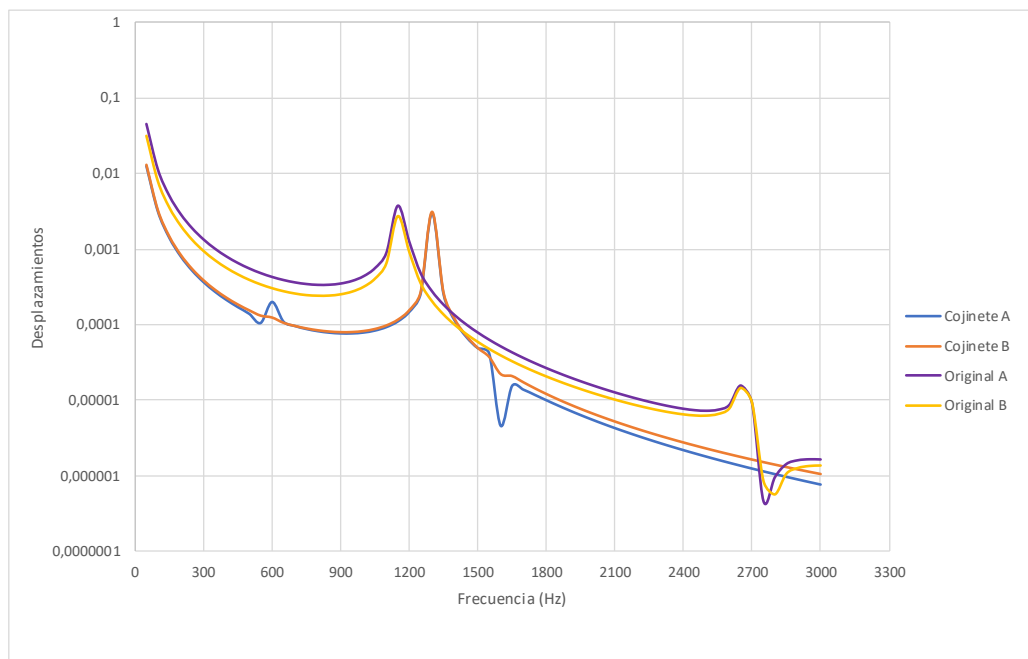


Figura 75. Grafica de desplazamientos para diseño de 2,0mm de grosor en los alabes

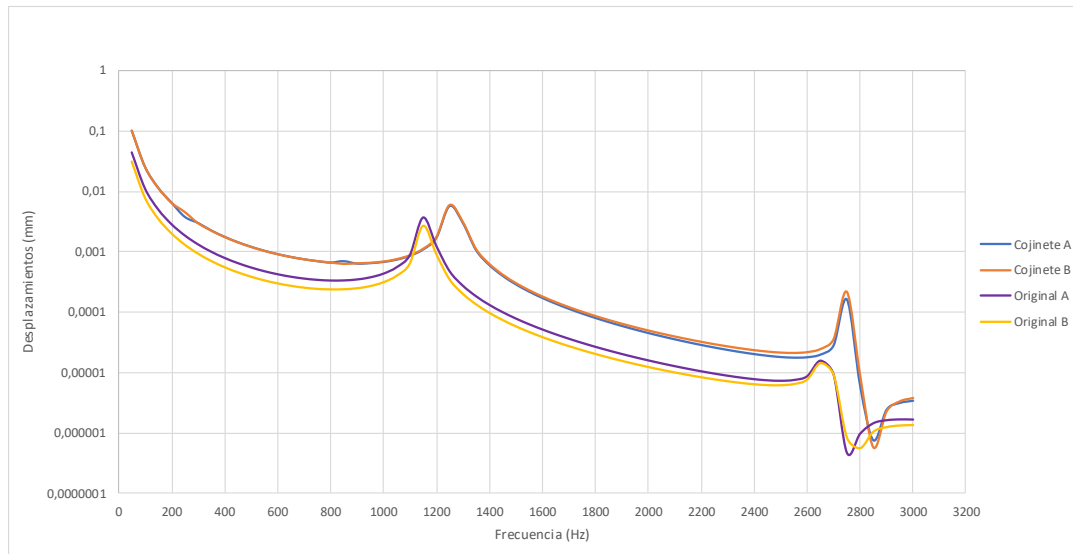


Figura 76. Grafica de desplazamientos para diseño de 1,5mm de grosor en los alabes

Partiendo de las gráficas de desplazamiento se evidencia que de los tres diseños el que presenta menos desplazamiento en los apoyos es el diseño de 2,5mm, puesto que su funcionamiento se ve afectado por el modo de frecuencia natural 6, por el contrario, los demás diseños presentan resonancia en diferentes rangos de velocidades, por ejemplo para el diseño de 1,5mm se evidencian niveles de resonancia altos en los modos de frecuencia 7 y reducción en el desplazamiento para el modo de frecuencia 8.

Análisis armónico para el diseño con cambio de grosor en las placas

Partiendo del análisis armónico se obtiene una comparación de desplazamientos en los cojinetes A y B los cuales son analizados respecto al desplazamiento del diseño original como lo muestra la figura 77.

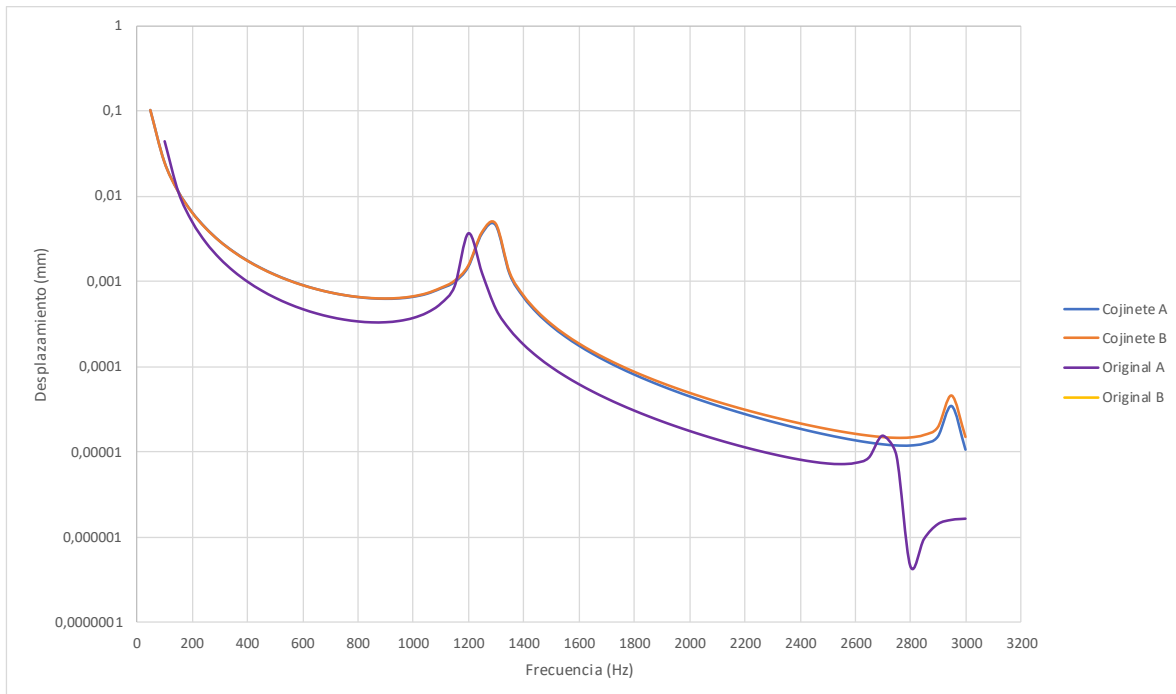


Figura 77. Grafica de desplazamientos para diseño de 2,0mm de grosor en las placas

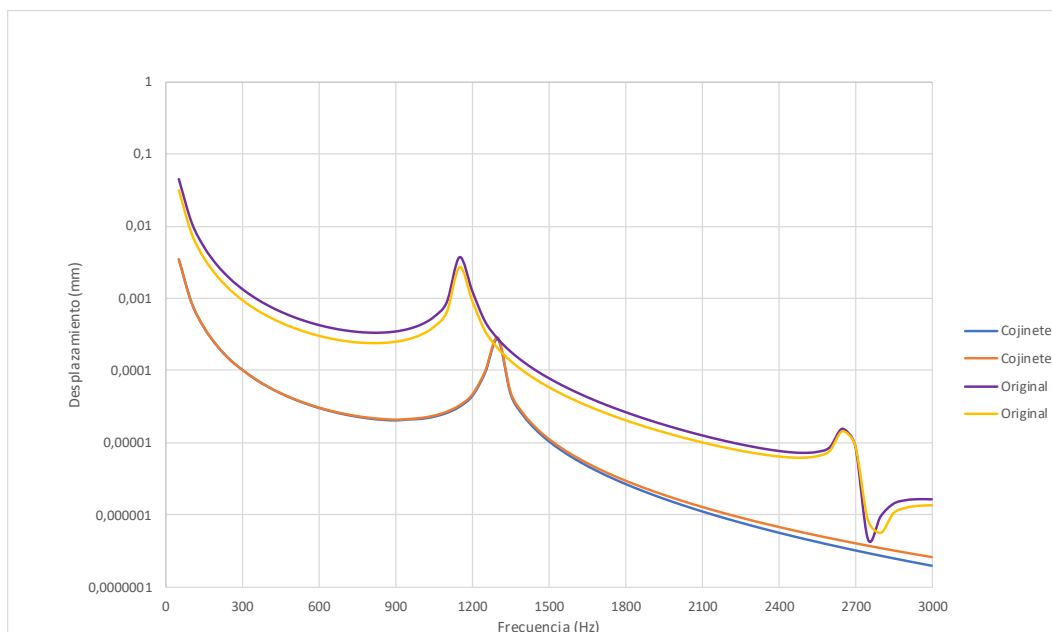


Figura 78. Grafica de desplazamientos para diseño de 3,0mm de grosor en las placas

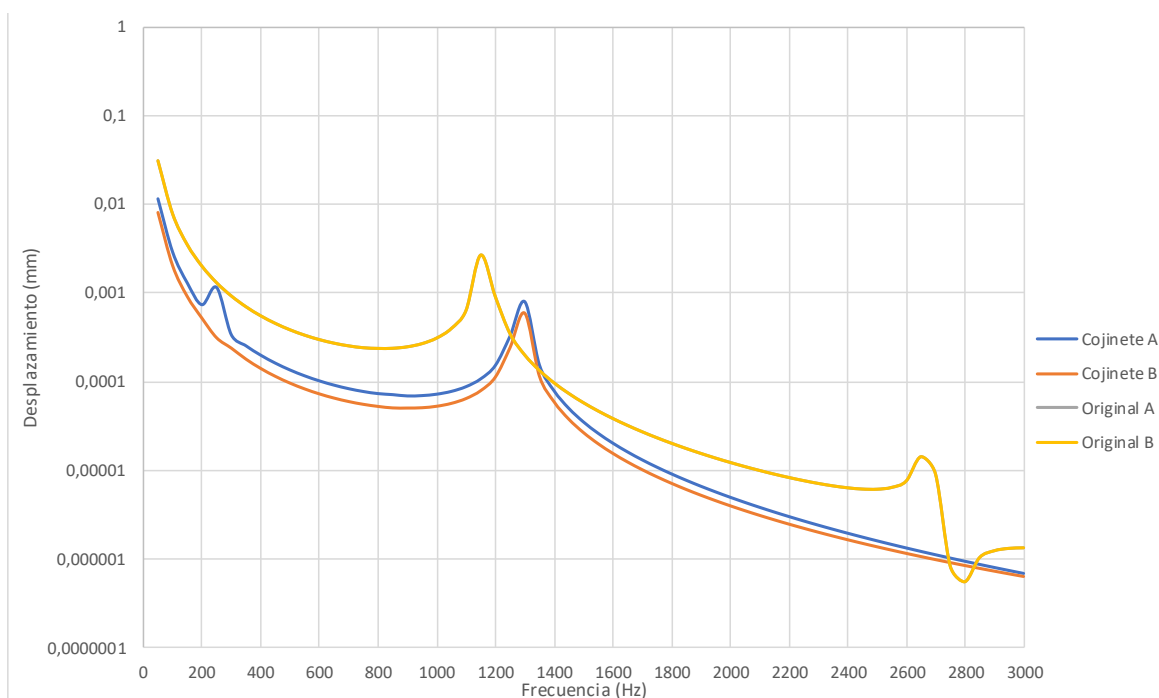


Figura 79. Grafica de desplazamientos para diseño de 4,0mm de grosor en las placas

De igual manera que los diseños anteriores se muestran que el modo de vibración más recurrente es el número 7 con una frecuencia de 1286 Hz dando como resultado un desplazamiento uniforme en ambos cojinetes a lo largo del espectro de frecuencia analizado.

Capítulo 5

Conclusiones y recomendaciones

Partiendo de los estudios realizados y de los resultados obtenidos se puede establecer que para el análisis de turbulencias de una bomba centrífuga se obtienen diferentes geometrías que influyen en el espectro vibracional. Por medio del software Ansys Student® y SolidWorks® fue posible realizar diversos análisis de comportamientos hidrodinámicos y modales para un sistema de bombeo.

Por medio del análisis de convergencia se determinó la cantidad de elementos necesarios para llegar a una solución óptima con el fin de reducir tiempos de procesamiento computacional, permitiendo desarrollar un mallado de 40.000 elementos para un análisis de elementos finitos.

El análisis multifísico permitió obtener los diferentes modos naturales de vibración de la máquina y el rango de frecuencias de operación, los cuales fueron relacionados con los diferentes regímenes de caudal de la bomba a partir de la presión y velocidad en cada alabe y a la salida de la bomba.

Para un análisis vibracional el uso del software Ansys Student permite simular condiciones de contorno de rodamiento de forma más detallada sin necesidad de dibujar piezas adicionales, por el contrario, el software SolidWorks requiere de

creación de piezas adicionales para la configuración de este tipo de restricciones de movimiento y su análisis no muestra resultados detallados. Solid Works permite una comprensión más simple de sistemas hidrodinámicos siendo este el software empleado para dicha simulación.

Al no poder realizar una simulación multifísica fue necesario acoplar los resultados obtenidos en cada estudio de los estudios realizados en cada software, dando un énfasis en la respuesta estructural y analizando el desempeño hidrodinámico.

Al realizar el análisis modal se evidencia que la pérdida de masa aumenta la frecuencia de cada modo de vibración, permitiendo que la probabilidad de que entre en resonancia la estructura con las frecuencias dinámicas sea relativamente baja. La respuesta hidrodinámica permite determinar por medio de la turbulencia el diseño con el mejor comportamiento. Dado a los cambios tan poco significativos en cada una de las modificaciones se concluye que a pesar de que existe una disminución aproximada del 3% de la intensidad de turbulencia entre cada diseño y ninguno de estos reduce significativamente dicha turbulencia.

Al momento de analizar el estudio hidrodinámico, se muestra una mejoría en la reducción de la turbulencia en la salida de la bomba, causando un incremento de turbulencia en la zona de aspiración, lo cual se ve reflejado en el desplazamiento del cojinete más cercano al rotor.

Por otra parte, en el estudio armónico la reducción del material para las modificaciones, causa una pérdida de masa provocando un incremento en las vibraciones y por lo tanto en los desplazamientos durante las primeras velocidades

de oscilación, dando lugar a formación de resonancias en espectro de vibración cercano a los 1200Hz (72.000 RPM)

Luego de hacer una comparación del diseño original contra cada uno de los diseños modificados, los resultados obtenidos no muestran una reducción significativa en la turbulencia y por lo tanto en el desplazamiento generado en los cojinetes. Por lo anterior, estas modificaciones sobre el diseño original no son las más propicias para obtener una mejora en cuanto a la reducción de turbulencia.

5.1. Recomendaciones para trabajos futuros

Para obtener un resultado más detallado, se propone el desarrollo de la simulaciones modales e hidrodinámicas con una máquina computacional de unas mayores prestaciones que permita la simulación en tiempos más prolongados y así analizar comportamientos a través del tiempo. En cuanto a los estudios se propone realizar un análisis multifísico y revisar como la velocidad en la turbulencia se acopla al movimiento en los álabes para obtener un aumento o disminución en la respuesta vibratoria.

Se recomienda analizar el efecto de otras fallas presentes de acuerdo al diseño como desbalanceamiento, desgaste, pandeo de ejes, entre otras para obtener un amplio espectro de fallas mecánicas involucradas en la vibración.

Para finalizar, se sugiere obtener datos experimentales en bombas similares para comparar el espectro de vibración en vacío (análisis modal experimental) y con el funcionamiento de la bomba.

Referencias

- [1] A. Borrero, Bombas Centrifugas, Santiago de Cali, 1995.
- [2] J. C. Bernal, Optimizaci3n aplicada, Colombia, 2014.
- [3] M. Bozca, Transmission error model-based optimisation of the geometric design, 2018.
- [4] D. Villalobos, Dise1o y contruccion de una bomba de vacio por anillo liquido, Colombia, 2005.
- [5] I. Gomez, Optimizacion de un sistema de potabilizacion por vacio, Bogota, 2003.
- [6] R. pq, Tecnolog1a de vacio para procesos qu1micos y farmac1uticos, Bogota, 2020.
- [7] N. Amini, Optimization of gear tooth surfaces, 2019.
- [8] A. Marchegiani, Bombas Centrifugas, Comahue, 2019.
- [9] R. Mott, Mecanica de Fluidos, 2005.
- [10] C. Mataix, Mecanica de Fluidos y Maquinas Hidr1ulicas.
- [11] G. White., Introducci3n al an1lisis de vibraciones, 2010.
- [12] B. C. y. Volumentricas, Pedro Fernandez, Cantabria, 2010.
- [13] J. Xam1n, Dinamica de Fluidos Computacional para Ingenieros, Mexico, 2016.
- [14] R. Taylor, El metodo de los elemtnso finitos.

- [15] A. Gutiérrez., Análisis vibratorio, Valladolid, 2017.
- [16] S. S. Rao, Vibraciones máquinas, Pearson, 2012.
- [17] Amaq, Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecanico, Medellin, 2015.
- [18] B. Johnston, Mecanica Vectorial para Ingenieros Estatica, McGraw Hill.
- [19] A. Sinha., Vibration of mechanical systems., Cambridge, 2010.
- [20] S. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Taylor Francis, 2005.
- [21] F. Conrado, Energy optimization of centrifugal pumps through parametric analysis in CFD and energy loss models, Colombia, 2020.
- [22] A. Sobachkin, Base numérica de CFD integrada en CAD, SolidWorks, 2014.
- [23] E. M. Alawadhi, Finite element simulations using ANSYS., 2015.
- [24] E. M. a. I. Guven, The finite element method and applications in engineering, 2015.
- [25] G. Genta, Dynamics of rotating systems, 2007.
- [26] R. N. Vimal Patel, UNBALANCED RESPONSE OF ROTOR USING ANSYS PARAMETRIC DESIGN FOR DIFFERENT BEARINGS, 2014.
- [27] T. L. Schmitz, Mechanical Vibrations, Charlote, 2015.
- [28] M. L. Adams, Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting, 2009.
- [29] R. Isermann, Fault-Diagnosis Applications, 2014.

[30] R. TIWARI, NON-LINEAR BEARING STIFFNESS PARAMETER EXTRACTION FROM RANDOM RESPONSE IN FLEXIBLE ROTOR-BEARING SYSTEMS, 2020.

[31] SolidWorks, Flow Simulation Technical reference.

[32] C. Online, Turbulence intensity, 2016.

Anexos

Anexo A

Tablas de presión sobre alabes, espesor de alabes y espesor de placas

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6
RADIO 1	4822982,34	5001458,45	5234688,54	5398504,89	5424962,45	5157112,67
RADIO 2	4729459,14	5124995,64	5315981,65	5460869,12	5411964,34	5078601,14
RADIO 3	4640668,84	5231601,76	5409092,13	5594733,89	5474739,56	5094551,67
RADIO 4	4064873,52	537379,71	5621758,67	5691870,19	5555542,11	5152851,47
RADIO 5	4056168,91	5398674,67	5656685,67	5790234,99	5659688,45	5267349,14
RADIO 6	5068150,4	5295216,09	5618911,4	5826724,22	5764913,9	5439358,56
PROMEDIO	4563717,19	4431554,39	5476186,34	5627156,22	5548635,14	5198304,11

Tabla 9. Presiones sobre impulsor de 6 alabes.

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6	ALABE 7
RADIO 1	266871,34	211715,19	273030,89	277502,91	284264,07	274653,88	287405,15
RADIO 2	242668,85	243397,2	239704,53	268051,48	259799,54	228913,47	213646,71
RADIO 3	173976,71	194322,29	191677,51	191013,08	203285,31	196422,48	147106,16
RADIO 4	89343,32	136482,87	126529,6	135508,58	135380,63	82029,68	60288,56
RADIO 5	4559,42	70330,9	41499,04	86204,45	68021,39	8219,32	21154,72
RADIO 6	154004,4	86337,95	73422,09	26693,56	25236,58	109868,4	171131,56
PROMEDIO	155237,34	157097,733	157643,943	164162,343	162664,587	150017,872	150122,143

Tabla 10. Presiones sobre impulsor de 7 alabes.

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5
RADIO 1	710033,34	700689,35	711247,35	727351,34	729737,35
RADIO 2	601630,35	664221,35	674060,35	702599,6	679574,35
RADIO 3	674085,46	601665,86	604781,24	649495,35	608732,5
RADIO 4	542173,36	522398,46	550285,75	599236,46	548549,4
RADIO 5	403755,65	464199,35	499215,35	545699,35	493063,35
RADIO 6	491669,75	399378,35	416818,35	450414,34	411785,46
PROMEDIO	570557,985	558758,787	576068,065	612466,073	578573,735

Tabla 11. Presiones sobre impulsor de 10 alabes.

caudal 12	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9	ALABE 10
RADIO 1	719554,35	695763,35	682364,35	668715,35	683968,58
RADIO 2	667668,63	670195,35	631669,35	619015,5	663432,35
RADIO 3	592199,35	620858,35	587302,35	530914,36	514311,47
RADIO 4	523612,86	553145,86	464209,46	415225,57	437088,65
RADIO 5	467733,35	473044,64	355515,35	322984,46	696042,35
RADIO 6	417838,467	367386,46	293196,5	263188,75	322915,86
PROMEDIO	564767,835	563399,002	502376,227	470007,332	552959,877

Tabla 12. Presiones sobre impulsor de 10 alabes.

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9
RADIO 1	4626367,35	4621920,3	4791484,64	4835779,53	4869841,35	4892098,53	4856588,35	4735837,35	4461470,53
RADIO 2	4551068,73	4805026,4	4897528,64	4891388,79	4986284,6	4974567,51	4895953,54	4668870,35	4292265,75
RADIO 3	4633148,63	4907887,53	5002324,86	4960558,87	5097998,52	5059943,63	4972303,64	4712186,45	4190152,5
RADIO 4	4671784,63	5009996,63	5122052,84	5049154,87	5213986,4	5179466,34	5076793,5	4798518,35	4136579,65
RADIO 5	4660379,63	5079942,64	5166837,63	5126280,53	5300600,65	5286262,43	5197717,53	4879488,97	4121447,87
RADIO 6	4535248,83	5144733,54	5229380,7	5163615,87	5268158,64	5404060,48	5311493,54	5010632,87	4166248,56
PROMEDIO	4612999,63	4928251,17	5034934,89	5004463,08	5122811,69	5132733,15	5051808,35	4800922,39	4228027,48

Tabla 13. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de alabe de 1,5mm

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9
RADIO 1	4509320,64	4711775,74	4933946,86	4971631,53	4992355,75	5029894,64	4971687,74	4837137,64	4562969,45
RADIO 2	4599286,35	4891201,54	5035857,46	5024624,74	5110504,64	5097509,75	5004925,62	4751782,53	4370064,35
RADIO 3	4550883,63	5082609,46	5144592,64	5095248,75	5216363,65	5194922,64	5073334,63	4802286,35	4269681,64
RADIO 4	4667021,64	4984239,64	5291189,95	5196947,74	5329217,54	5338782,19	5225253,63	4866135,64	4202824,64
RADIO 5	4677940,74	5149793,7	5378036,75	5238157,75	5400992,64	5421604,64	5322446,45	4946626,53	4218190,35
RADIO 6	4601933,74	5192909,97	5516491,54	5293268,9	5353353,13	5547807,19	5024176,35	5134356,74	4222020,64
PROMEDIO	4601064,46	5002088,342	5216685,87	5136646,57	5233797,89	5271753,51	5103637,4	4889720,91	4307625,18

Tabla 14. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de alabe de 2,0mm

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9
RADIO 1	2379817,4	2473666,9	2562749,34	2580894,41	2605414,35	2647710,34	2662165,41	2600961,93	2337927,34
RADIO 2	2414993,34	2587439,41	2636252,29	2630659,41	2671910,23	2739583,45	2731004,41	2595665,3	2328844,41
RADIO 3	2466366,52	2652616,34	2700067,32	2686748,53	2744857,31	2807954,31	2839371,34	2664257,52	2293821,44
RADIO 4	2533483,43	2708635,31	2752818,34	2734752,34	2805699,42	2947351,34	2952024,41	2753446,41	2298034,51
RADIO 5	1519724,55	2764736,81	2840435,51	2786789,01	2885762,35	3033051,24	3061161,34	2841783,41	2423222,94
RADIO 6	2557913,45	2885381,47	2752116,41	288626,44	2993440,41	3120505,45	3167459,53	3018979,41	2318619,51
PROMEDIO	2312049,78	2678746,04	2707406,54	2284745,02	2784514,01	2882692,688	2902197,74	2745849	2315449,442

Tabla 15. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de alabe de 2,5mm

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9
RADIO 1	-218848,35	-138800,35	-231612,35	-236857,35	-254711,5	-234736,35	-214433,45	-187966,35	-174543,35
RADIO 2	-219856,46	-187887,45	-187006,35	-224448,4	-218570,35	-200882,45	-181057,35	-127828,45	-120317,35
RADIO 3	195676,35	-235846,6	-135258,45	-188781,24	-171503,35	-151423,46	-123932,35	-58679,23	-56117,35
RADIO 4	-101247,46	-22191,456	-85007,24	-146492,53	-116084,24	-92407,36	-54020,45	21939,3	16446,35
RADIO 5	80486,24	-90535,35	-19450,354	-75813,24	-29059,24	-14292,36	20381,35	98543,24	106549,4
RADIO 6	-166559,34	116940,65	123329,5	109033,24	88192,35	112783,35	140917,35	227345,67	242115,46
PROMEDIO	-71724,8367	-93053,426	-89167,5407	-127226,587	-116956,055	-96826,4383	-68690,8167	-4440,97	2355,52667

Tabla 16. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de placa de 2,0mm

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9
RADIO 1	-267445,35	-292130,56	-255373,56	-298464,78	-312687,46	-294787,4	-264537,46	-239698,35	-222889,456
RADIO 2	-283433,65	-231947,3	-224304,35	-281429,35	-271615,46	-250743,65	-236177,56	-174394,36	-180938,46
RADIO 3	-257363,66	-180958,57	-171747,56	-250378,57	-222380,5	-193113,56	-190436,57	-98647,57	-110174,35
RADIO 4	-25769,57	-119608,46	-107059,77	-201877,35	-173667,56	-142666,35	-125485,36	-10224,5	-29988,46
RADIO 5	-143673,56	-39816,57	-35366,35	-136566,35	-97634,86	-63837,46	-38301,46	82292,46	61708,456
RADIO 6	-225057	70168,456	70011,45	-16717,64	28337,76	61142,56	89794,65	174482,46	190258,64
PROMEDIO	-200457,132	-132382,167	-120640,023	-197572,34	-174941,347	-147334,31	-127523,96	-44364,9767	-48670,605

Tabla 17. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de placa de 3,0mm

caudal 12	ALABE 1	ALABE 2	ALABE 3	ALABE 4	ALABE 5	ALABE 6	ALABE 7	ALABE 8	ALABE 9
RADIO 1	500986,35	538611,46	511495,57	561176,46	572911,35	553211,35	495999,34	487966,35	456664,5
RADIO 2	504011,34	506579,57	505632,46	534353,47	522354,46	516472,5	526067,46	428240,46	394126,54
RADIO 3	469244,75	458096,46	459994,75	490523,11	455916,7	469992,35	438832,62	350882,56	303665,46
RADIO 4	413816,46	394561,35	394785,74	429692,64	394279,5	415851,35	354067,75	261244,463	127494,35
RADIO 5	345621,46	318135,57	335883,35	364530,64	316705,75	335104,46	272961,35	179121,35	214835,64
RADIO 6	222914,75	196173,35	203951,46	218134,75	238256,68	208191,46	163020,64	193001,35	9934,75
PROMEDIO	409432,518	402026,293	401957,222	433068,512	416737,407	416470,578	375158,193	316742,756	251120,207

Tabla 18. Presiones sobre impulsor con modificación de grosor de placa de 4,0mm