



Institución Universitaria

**Caracterización de una bomba
centrífuga operando como turbina,
utilizando técnicas de simulación
computacional de fluidos**

Jonathan Andrés Graciano Uribe

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingenierías

Medellín, Colombia

2019

Caracterización de una bomba centrifuga operando como turbina utilizando técnicas de simulación computacional de fluidos

Jonathan Andrés Graciano Uribe

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al título
de:

Magister en Gestión Energética Industrial.

Director (a):

Magister. Jorge Andrés Sierra del Rio

Codirector (a):

Doctor. Fernando Rueda Martínez

Línea de Investigación:

Computación Avanzada y Diseño Digital (CADD-ProM)

Grupo de Investigación:

Materiales Avanzados y Energía (MATyER)

Instituto Tecnológico Metropolitano

Facultad de ingenierías

Medellín, Colombia

2019

A mis padres Luis Enrique Graciano Durango y Eddy Uribe Suarez y hermano Jhon Freddy Graciano Uribe. Por instruirme como persona al darme valores fundamentales. A mis maestros Diego Andrés Hincapié, Jorge Sierra del Rio y Juan Felipe Santa Marín por su apoyo económico y académico para la culminación de este proyecto de vida.

Agradecimientos

Mi más sincero agradecimiento a todas las personas que con su apoyo, consejo y asesoría hicieron posible este trabajo.

Al grupo de investigación Materiales Avanzados y Energía (MATyER) en especial a la línea CADD por permitirme realizar los trabajos de Maestría en Gestión Energética Industrial en sus laboratorios.

Al Magíster Jorge Andrés Sierra del Rio y al Doctor Fernando Rueda Martínez por confiar en mi para la ejecución de este proyecto y por invertir su tiempo en mi formación.

A todos mis profesores que durante la maestría ayudaron a constituir mi formación académica compartiendo sus conocimientos.

Gracias por sus expresiones de apoyo y sobre todo por su amistad.

Resumen

La energía hidroeléctrica es la principal fuente de energía renovable en el mundo, por lo que su interés en el campo científico ha sido permanente. Una tecnología de generación hidráulica son bombas operando como turbina (PAT). Sin embargo, en comparación con otras tecnologías de energía limpia, la tecnología PAT no ha encontrado mucha literatura en la investigación académica publicada, lo que contribuye a su limitada comprensión de la comunidad académica. Este trabajo propone el estudio del parámetro geométrico de mayor incidencia (redondeo en la entrada del álabe) en el punto de máxima eficiencia (BEP) de una bomba centrífuga comercial. Utilizando ingeniería inversa, se crearon modelos geométricos del impulsor y de la voluta. Su comportamiento dinámico del fluido fue evaluado en modo bomba, basado en estudios numérico-experimentales. Validando el método numérico, se determinó el comportamiento de la PAT con la misma metodología de simulación, obteniendo así la curva característica del PAT. Posteriormente se editó la geometría del impulsor con el objetivo de implementar el redondeo en la entrada del álabe en el impulsor encontrando un incremento de la potencia generada en un 3,142%.

Palabras clave: bombas trabajando como turbinas, CFD, ingeniería inversa, punto máximo de eficiencia, simulación numérica, métodos experimentales.

Abstract

Hydroelectric energy is the main source of renewable energy in the world, because of this, the interest in the scientific field has been permanent. A hydraulic generation technology are pumps working as turbine (PAT). However, compared to other clean energy technologies, PAT technology has not found much literature in published academic research, contributing to its limited understanding of the academic community. This paper proposes the study of the highest incidence geometric parameter (inlet blade rounding) at the maximum efficiency point (BEP) of a commercial centrifugal pump. Using reverse engineering, geometric models of the impeller and volute were created. Its dynamic fluid behavior was then evaluated in pump mode, based on numerical-experimental studies. Validating the numerical method, the PAT behavior was determined with the same simulation methodology, thus obtaining the characteristic curve of the PAT. Later the impeller geometry was edited with the objective of implementing the blade rounding at the impeller inlet finding an increase of the power generated by the PAT in 3.142%.

Keywords: Pump As Turbine (PAT), CFD, reserve engineering, Best Point Efficiency (BEP), numerical simulation, experimental methods.

Contenido

	Pág.
1. Bombas operando como turbina.....	23
1.1 Teoría de PAT	23
1.1.1 Conceptos	23
1.1.2 Tipos.....	24
1.1.3 Métodos de selección	25
1.2 Inestabilidades de las PAT	28
1.2.1 Estudios de dinámica estructural	28
1.2.2 Características S-Shaped	29
1.2.3 Cavitación.....	31
1.3 Rendimiento	32
1.3.1 Operación	32
1.3.2 Mejoras geométricas	34
2. Metodología.....	37
2.1 Diseño de modelo CAD	37
2.1.1 Método 1: medición por coordenadas espaciales.	39
2.1.2 Método 2: escaneo 3D.....	62
2.2 Banco experimental.....	68
2.3 Simulación Fluido dinámica modo bomba y turbina.....	74
2.3.1 Desarrollo de geometría.	75
2.3.2 Discretización del volumen.	78
2.3.3 Simulación numérica.....	83
2.4 Simulación de Modo turbina con parámetro geométrico.....	88
2.4.1 Desarrollo de las geometrías, discretización y simulación.	89
3. Resultados.....	91
3.1 Selección PAT y caracterización	91
3.2 Obtención del modelo geométrico de la PAT.....	93
3.2.1 Método 1: medición por coordenadas espaciales.	93
3.2.2 Método 2: escaneo 3D.....	95
3.2.3 Validación del método 1 (Coordenadas espaciales)	97
3.2.4 Validación del método 2 (Escaneo 3D)	103
3.2.5 Geometría final	114
3.3 Validación del estudio numérico en modo bomba.....	115
3.3.1 Curva característica de la bomba	115
3.3.2 Resultado del método numérico	116
3.3.3 Comparación entre modelo numérico y experimental	119
3.3.4 Validación del modelo CFD	120

3.4	Efecto del parámetro geométrico	122
3.4.1	Selección del parámetro geométrico	122
3.4.2	Curvas características de la PAT	124
3.4.3	Eficiencia de la PAT	125
4.	Conclusiones y recomendaciones	127
4.1	Conclusiones	127
4.2	Recomendaciones	¡Error! Marcador no definido.
Bibliografía	129

Lista de figuras

Figura 1- 1:	Esquema de una bomba centrífuga: a) sección meridional del sistema, b) vista esquemática del mecanismo [40].	24
Figura 1- 2:	Esquema de varios tipos de bombas utilizadas como turbinas [42].	25
Figura 1- 3:	Selección de PAT para micro centrales hidroeléctricas (MPH), [45].	26
Figura 1- 4:	Diagrama de flujo para la selección de PATs para MPH, [46].	27
Figura 1- 5:	Análisis de falla de un impulsor, a) detección del punto de inicio de la falla, b) análisis FEM del punto crítico, [49].	28
Figura 1- 6:	Curva característica de S-shaped presentes en PAT, [52].	29
Figura 1- 7:	Banco de pruebas para la medición de cavitación inicial [60]–[62].	31
Figura 1- 8:	Diseño experimental para determinar las condiciones de operación para aumentar el BEP en PATs. a) banco experimental, b) esquemático del banco experimental, [66].	33
Figura 2- 1:	Desarme de bomba centrífuga.	37
Figura 2- 2:	Descripción de las partes del impulsor.	38
Figura 2- 3:	Montaje para mapear el impulsor.	40
Figura 2- 4:	Mapeado de tapas exteriores.	40
Figura 2- 5:	Acondicionamiento del impulsor.	42
Figura 2- 6:	Volumen interno de agua, a) Vaciado en succión, b) Vaciado en descarga, c) Ensamble del elastómero.	43
Figura 2- 7:	Montaje para el mapeo, a) planeado del Prolón, b) montaje de tapa superior interna, b) montaje de tapa inferior interna.	44
Figura 2- 8:	Metodología de mapeado de la tapa superior interna.	45
Figura 2- 9:	Gráfico de curvas características del mapeado de la tapa superior interna.	46
Figura 2- 10:	Gráfico de curvas características del mapeado de la tapa inferior interna.	49
Figura 2- 11:	Ángulo de amplitud del álabe.	50
Figura 2- 12:	Mapeado de la curvatura del álabe.	52
Figura 2- 13:	Gráfico de curvas características del mapeado de la curvatura del álabe.	52
Figura 2- 14:	Flujograma del proceso de modelado tridimensional.	54
Figura 2- 15:	Creación del álabe, a) configuración meridional, b) ángulo inicial (γ) y espesor inicial	56

Figura 2- 16:	Diseño del álabe de bomba centrífuga, a) Perfil hidráulico en vista del plano ZR, b) vista isométrica.....	56
Figura 2- 17:	Edición del perfil hidráulico, a) ángulo del álabe, b) tapa superior interna, c) tapa inferior interna.....	57
Figura 2- 18:	Edición de parámetros de diseño, a) ángulo de amplitud del álabe, b) espesor, c) vista tridimensional de la edición.	59
Figura 2- 19:	Diseño de tapa del impulsor, a) álabe, b) puntos en plano XY, c) boceto de revolución, d) tapas del impulsor.	60
Figura 2- 20:	Modelado del impulsor, a) álabes, b) base, c) vista 2D	61
Figura 2- 21:	Nube de puntos, a) Voluta, b) Impulsor.....	64
Figura 2- 22:	Voluta, a) ubicación espacial, b) corte meridional.	65
Figura 2- 23:	Modelado de superficies. a) Planos en trayectorias, b) secciones transversales, c) superficies libres en la entrada, d) superficies libres en el perfil hidráulico.	66
Figura 2- 24:	Modelado de sólidos, a) corte meridional, b) unión de sólidos, c) faceta y sólidos, d) voluta modelada.....	67
Figura 2- 25:	Esquema de banco experimental para la caracterización de bomba centrífuga.	70
Figura 2- 26:	Programación para la adquisición de datos mediante LabView	71
Figura 2- 27:	Plano de conexiones de los sensores a la tarjeta de adquisición de datos.	72
Figura 2- 28:	Banco de pruebas experimental.	72
Figura 2- 29:	flujograma del proceso de simulación.....	74
Figura 2- 30:	bomba centrífuga, a) perspectiva explotada, b) vista 2D del ensamble ...	75
Figura 2- 31:	Extracción de volumen de control, a) límites, b) extracción, c) volumen .	76
Figura 2- 32:	Volumen de control, a) explosión, b) vista planar.	78
Figura 2- 33:	Mallado de la geometría, a) vista isométrica, b) corte meridional.	80
Figura 2- 34:	Parametrización del estudio de malla.	81
Figura 2- 35:	Estudio de independencia de malla	82
Figura 2- 36:	Condiciones de frontera para la bomba centrífuga.....	85
Figura 2- 37:	Versus de modo turbina y bomba en relación a su velocidad específica.	87
Figura 2- 38:	Condiciones de frontera para la bomba trabajando como turbina.....	88
Figura 2- 39:	Redondeo en el final de los álabes.	89
Figura 3- 1:	Bomba centrífuga de 10 HP.	91
Figura 3- 2:	Curva característica de una bomba centrífuga en función de la altura vs caudal.	92
Figura 3- 3:	Álabe de impulsor obtenido mediante BladeGen.....	93
Figura 3- 4:	Geometría diseñada por técnica de medición de coordenadas.	94
Figura 3- 5:	Geometría del impulsor diseñada por técnica de escaneado 3D.....	95
Figura 3- 6:	Geometría de la voluta diseñada por medio de la técnica de escaneado 3D	96

Figura 3- 7:	Comparación geométrica entre el método 1 y método 2.	98
Figura 3- 8:	Análisis cualitativo del ensamble de los impulsores.	98
Figura 3- 9:	Volumen resultante.	100
Figura 3- 10:	Superposición de la geometría CAD y malla de la voluta.	103
Figura 3- 11:	Verificación del volumen de la voluta.	104
Figura 3- 12:	Verificación de corte longitudinal voluta.	105
Figura 3- 13:	Análisis estadístico a corte longitudinal de la voluta.	106
Figura 3- 14:	Verificación de la trayectoria de la voluta.	107
Figura 3- 15:	Cortes longitudinales al plano de simetría.	108
Figura 3- 16:	Superposición de la geometría CAD y malla del impulsor.	110
Figura 3- 17:	Verificación del CAD del impulsor.	111
Figura 3- 18:	Verificación del perfil hidráulico del impulsor.	112
Figura 3- 19:	Secciones longitudinales del impulsor.	112
Figura 3- 20:	Ensamble de geometría final de la bomba centrífuga.	115
Figura 3- 21:	Curva característica de la bomba numérica H vs Q.	116
Figura 3- 22:	contornos de presión, a) corte de plano XZ, b) corte de plano XY.	117
Figura 3- 23:	contornos, a) presión, b) velocidad.	118
Figura 3- 24:	comparación numérico experimental.	119
Figura 3- 25:	flujo de recirculación.	120
Figura 3- 26:	Incidencia de la simplificación geométrica en el error relativo de la validación.	121
Figura 3- 27:	Cambio de la eficiencia ante variaciones de parámetros geométricos.	123
Figura 3- 28:	Curva característica de la PAT.	124

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1- 1: Incidencia de las modificaciones geométricas en el desempeño de las PATs. T.= Teórico, N. = Numérico, E. = Experimental.....	34
Tabla 2- 1: Datos tabulados de mapeado de la tapa superior externa e inferior externa. 41	
Tabla 2- 2: Datos mapeados de la tapa superior interna en mm.....	45
Tabla 2- 3: Desviación estándar de las ecuaciones características, tapa superior interna en mm. 47	
Tabla 2- 4: Datos mapeados de la tapa inferior interna en mm.....	48
Tabla 2- 5: Desviación estándar de ecuaciones características, tapa inferior interna. ..	49
Tabla 2- 6: Promedio de los ángulos que representan la amplitud del álabe.....	51
Tabla 2- 7: Desviación estándar de ecuaciones características, curvatura del álabe....	53
Tabla 2- 8: Datos obtenidos por medición instrumental del espesor de los álabes.....	53
Tabla 2- 9: Componentes del banco de pruebas	69
Tabla 2- 10: Descripción de señales y ecuaciones de escalización.....	71
Tabla 2- 11: Datos de inflación.....	80
Tabla 2- 12: Condiciones de frontera de la bomba centrífuga.	84
Tabla 3- 1: Resultado de los errores absolutos y relativos.....	102
Tabla 3- 2: Datos de secciones transversales.....	110
Tabla 3- 3: Datos de secciones transversales del impulsor.	114
Tabla 3- 4: eficiencia numérico experimental en modo bomba.	120
Tabla 3- 5: cabeza numérico experimental en modo bomba.	120
Tabla 3- 6: Eficiencia de la PAT	125

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidades	Definición
g	Aceleración de la gravedad	$\frac{m}{s^2}$	DF
H	Cabeza	m	$\frac{P_{out} - P_{in}}{\gamma}$
m	Masa	Kg	DF
N	Velocidad rotacional del impulsor	rpm	DF
n_s	Velocidad específica	-	$\frac{N\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$
P_{out}	Presión en la salida	Pa	
P_{in}	Presión en la entrada	Pa	
P_{atm}	Presión atmosférica	Pa	
P_{man}	Presión manométrica	Pa	
P_{abs}	Presión absoluta	Pa	$P_{atm} + P_{man}$
P_t	Potencia teórica	W	$\gamma \cdot n \cdot Q \cdot H$
P_r	Potencia real	W	$\gamma \cdot n \cdot Q \cdot H$
Q	Caudal	$\frac{m^3}{s}$	$\frac{\Delta V}{\Delta t}$
t	Tiempo	s	DF
\vec{u}	Velocidad	$\frac{m}{s}$	$\frac{dr}{dt}, r \frac{dv}{dt}, \frac{dz}{dt}$
V	Volumen	m^3	$\int dr^3$

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidades	Definición
ρ	Densidad	$\frac{kg}{m^3}$	$\frac{M}{V}$
γ	Peso específico	$\frac{N}{m^3}$	$\rho \cdot g$
η	Eficiencia hidráulica	%	$\frac{P_t}{P_r}$
α	Ángulo de amplitud del álabe inferior	°	Figura 2- 11

Símbolo	Término	Unidades	Definición
γ	Ángulo de amplitud del álabe superior	°	Figura 2- 11
σ	Desviación estándar	-	$\sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$

Subíndices

Subíndice	Término
p	Bomba
t	Turbina

Superíndices

Superíndice	Término
n	Exponente, potencia

Abreviaturas

Abreviatura	Término
<i>BEP</i>	Punto máximo de eficiencia
<i>CAD</i>	Diseño asistido por computador
<i>CFD</i>	Dinámica de fluidos computacional
<i>CNC</i>	Control numérico computarizado
<i>DOE</i>	Diseño de experimentos
<i>EMA</i>	Método de análisis experimental
<i>ER</i>	Energías renovables
<i>EU</i>	Unión Europea
<i>FEM</i>	Método de elementos finitos
<i>MPH</i>	Micro centrales hidroeléctricas
<i>NSPH</i>	Carga de succión positiva
<i>PAT</i>	Bombas operando como turbina
<i>PCH</i>	Pequeña central hidroeléctrica
<i>PHES</i>	<i>Pumped storage hydroelectricity</i>
<i>PSPS</i>	<i>Pumped storage power station</i>
<i>RMS</i>	Valor Cuadrático medio
<i>RPV</i>	Válvula reductora de presión

Introducción

Debido al crecimiento exponencial de la población, y los efectos contraproducentes que su modo de vida produce sobre el medio ambiente, son necesarios además de recursos naturales para proveer los bienes que permitan su diario vivir, de fuentes de energía para la transformación y producción de dichos elementos, así el desarrollo de actividades relacionadas con su cotidianidad como el transporte, la preparación de alimentos, el desarrollo de actividades académicas y hasta el entretenimiento [1], [2].

Muchas de estas actividades son realizadas gracias a la energía suministrada por fuentes no renovables como el petróleo y el carbón. Pero debido a su reducción y el costo incalculable por el deterioro en el medio ambiente ha llevado a la sociedad humana a niveles de alarma frente el porvenir y el futuro, donde algunas de las barreras impuestas al desarrollo de nuevas tecnologías que permitan el crecimiento sostenido y responsable han sido superadas, principalmente el desarrollo técnico-científico [3], lo cual, de forma positiva, ha impulsado para la innovación tecnología, con el correspondiente surgimiento de nuevas alternativas económicas [4].

El avance en diferentes tecnologías enfocadas en la producción de energía limpia, así como el interés sobresaliente en las energías renovables (ER), es uno de los campos de la ciencia y la tecnología de mayor desarrollo a nivel mundial, debido a sus ventajas frente a los sistemas tradicionales de generación en términos de costos, eficiencia y bajo impacto ambiental [5], [6].

Las principales fuentes de energía renovables son la geotérmica, hidráulica, solar (fotovoltaica y térmica), biomasa y eólica, donde las fuentes hidráulicas se destacan por su mayor capacidad instalada a nivel mundial con 1114 GW [7]. Este tipo de energía también resulta ventajoso debido a la posibilidad de almacenamiento, donde se destaca el *pumped-storage hydroelectricity* (PHES), principalmente porque puede ser implementado empleando tecnologías actualmente disponibles [8], además de la elevada capacidad de almacenamiento y la duración en su descarga [9]. Estos mecanismos de almacenamiento han sido utilizados de forma intensiva en conjunto con sistemas de generación fluctuantes

como la eólica [10]–[13] y la fotovoltaica [14]–[17], que por su versatilidad se expande en parques integrando estas fuentes renovables [18]–[21].

El almacenamiento por bombeo es la fuente principal de acumulación energética, el cual representa aproximadamente 96 % de la energía global, donde a 2017 aumentó más de 3 GW, para un total estimado de 153 GW en ese año [7]. Lo anterior demuestra el gran interés y potencial de crecimiento de la implementación de sistemas de almacenamiento de energía hidráulica por bombeo.

Las PAT presentan ventajas respecto a las tecnologías convencionales de generación hidroeléctrica, de las cuales se destacan un menor nivel de inversión debido a la disminución de elementos electromecánicos de control, así como la posibilidad de ser instaladas en lugares cercanos a los centros de consumo, lo que reduce significativamente los costos de generación y transporte de energía, al mismo tiempo que permite regular el nivel de los embalses de agua por medio del retorno por bombeo cuando las condiciones técnicas, económicas y ambientales lo ameriten [22], [23]. Entre las principales desventajas de este tipo de dispositivos se encuentra la no determinación de las curvas características de la bomba operando como turbina por parte de los fabricantes, creando incertidumbre durante la selección el equipo.

Las PAT, además de ser utilizadas en *pumped storage power station* (PSPS), también son utilizadas como sistemas de disipación de energía en redes hidráulicas domésticas, así como sistemas complementarios de almacenamiento de energía para tecnologías fluctuantes [24]. Otra de las virtudes de las PSPS es la opción de regular el nivel del reservorio, ya que al estar compuestas por dos embalses (superior e inferior) y equipadas con PAT, pueden ser utilizadas para la generación y/o bombeo. El agua en el embalse inferior puede ser bombeada durante las horas de menor demanda eléctrica al depósito situado en el embalse superior con el fin de acumularla, cumpliendo la función básica de almacenamiento de energía, para posteriormente generar electricidad en las horas de mayor consumo eléctrico. Estas instalaciones permiten mejorar la eficiencia económica del sistema eléctrico al permitir almacenar grandes cantidades de energía con costos de inversión y mantenimiento mucho menores a los métodos convencionales de almacenamiento de energía [25]. Otra aplicación de las PAT consiste en realizar la reducción de presión en las redes hidráulicas domésticas. Sin embargo, en la actualidad diferentes alternativas son implementadas, entre las cuales se destacan las válvulas

reductoras de presión (RPV). Las RPs son elementos disipadores de energía, los cuales son utilizados en redes hidráulicas urbanas para reducir su presión, con el ánimo de evitar ruptura o fallos en el sistema. Las RPs son un método simple y económico para atenuar la presión, pero no es eficiente en términos energéticos, debido a que desaprovecha la energía generada por los excesos de presión en las tuberías. Diferentes estudios señalan como las PATs pueden ser una solución más eficiente de regulación de energía que las RPs [26], [27], ya que las turbinas hidráulicas permiten la cogeneración eléctrica aprovechando el exceso de presión en la red hidráulica. Sin embargo, factores como el bajo potencial energético a disipar y el costo asociado a su implementación, resultan poco atractivos como solución económicamente factible, a pesar de representar una alternativa de reducción y aprovechamiento de energía de las redes hidráulicas.

En regiones con poblaciones pequeñas, el uso de las PATs, impulsadas por energía eólica, ha sido puesto en consideración [28], pues permitiría la estabilización del suministro eléctrico, donde la planta puede ser construida localmente cerca del parque eólico, almacenando el excedente energía cuando la demanda es baja, sin afectar el sistema eléctrico con generación eléctrica intermitente. La primera integración de este tipo de sistemas fue realizada en 1984 por la *First Hydro Company*, la cual permitía introducir a la red eléctrica 1728 MW por 5 h [29], destacando su capacidad de generación hasta por 30 años. Solo en la región alpina de la Unión Europea (EU), han sido instaladas 78 PSHs, con una capacidad de generación y de almacenamiento de 32 GW, y 14 TWh, respectivamente [30], las cuales surten de energía eléctrica grandes y pequeñas poblaciones en Suiza, Austria y Alemania, donde, para este último la capacidad de almacenamiento podría alcanzar los 39 GWh [31].

Para 2014, la EU contaba con una capacidad instalada de 100 GW de energía fotovoltaica y 100 GW de energía eólica, siendo que en algunos lugares la oferta superaba la demanda, lo cual obliga a definir mecanismos de integración entre distintas fuentes de energía hasta el año 2050, destacando los sistemas de almacenamiento de energía, como elemento primordial de cualquier estrategia [32]. A nivel mundial la capacidad instalada de PSHs es de 120 GW [33], lo cual favorece significativamente los esfuerzos encaminados a la integración entre PSHs y sistemas impulsados con energía eólica o fotovoltaica [34].

Descripción del problema

Dentro de las principales desventajas de este tipo de dispositivos se encuentra que los fabricantes de bombas no proporcionan las curvas características de la bomba trabajando como turbina, lo cual genera el desconocimiento sobre la operación de las PAT.

Hipótesis

Con el uso de herramientas computacionales se puede llegar a determinar la influencia de parámetros geométricos en la correlación del punto máximo de eficiencia de una bomba centrífuga al trabajar como turbina en diferentes condiciones de funcionamiento.

Objetivo General

Determinar mediante simulaciones computacionales, la influencia de parámetros geométricos en la correlación del punto máximo de eficiencia de una bomba centrífuga al trabajar como turbina en diferentes condiciones de funcionamiento.

Objetivos Específicos

1. Crear un modelo geométrico computacional del impulsor y voluta de una bomba centrífuga comercial por medio de ingeniería inversa.
2. Validar el modelo geométrico de la bomba centrífuga a partir de la comparación entre la curva técnica característica y las simulaciones fluido-dinámicas en un software CFD operando como bomba.
3. Determinar la incidencia del parámetro geométrico en el comportamiento de la bomba centrífuga en modo turbina a partir de simulaciones fluido-dinámicas en diferentes condiciones de operación.

1. Bombas operando como turbina

1.1 Teoría de PAT

1.1.1 Conceptos

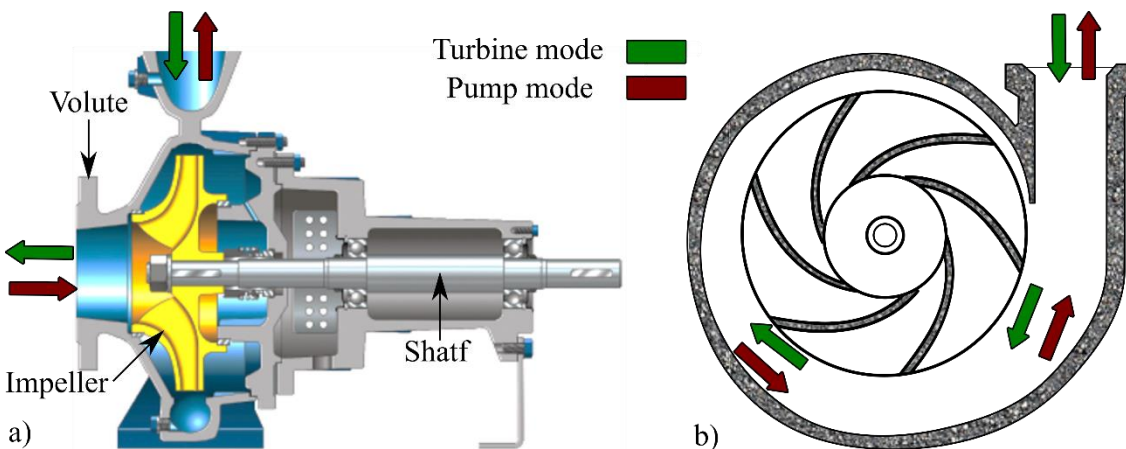
Recientes estudios evaluaron la viabilidad de operar bombas como turbinas. Pugliese *et al.* [35] estudiaron una PAT de eje vertical justificando que este tipo de generación hidroeléctrica es un tema atractivo dado sus ventajas sobre las turbinas tradicionales, referente a su fácil mantenimiento y bajo costo en su implementación, mientras Abazariyan *et al.* [36] determinaron el efecto de la viscosidad en el desempeño del sistema encontrando que a mayor viscosidad la turbo máquina tiene efectos de lubricación y fricción donde el primero mejora la eficiencia y el segundo la disminuye en la región de carga parcial; por su parte Kramer *et al.* [37] diseñaron métodos predictivos para establecer el punto óptimo de operación de una bomba operando como turbina, además del diseño de un esquema de clasificación de gastos que facilita el estudio de costos de inversión para determinar la viabilidad técnica y económica de las plantas de recuperación de energía a bajas capacidades. Estos autores generan un panorama positivo sobre la investigación de las bombas operando como turbina tanto en la parte técnica y económica.

Esto es posible ya que las bombas centrífugas son máquinas que convierten energía mecánica de eje en energía hidráulica, permitiendo al fluido de trabajo adquirir condiciones de velocidad y presión conforme a los requerimientos del sistema. Además, estos dispositivos son física e hidráulicamente similares a las turbinas de reacción tipo Francis, las cuales convierten la energía potencial acumulada en el agua en energía cinética en el eje para una posterior producción de energía eléctrica por medio de un generador [38]. Es posible que las bombas puedan ir hacia atrás, incluso hasta el punto de desarrollar un cierto momento, si la presión es lo suficientemente alta como para superar el par de arranque del impulsor y el eje, por lo que podrían usarse para generar energía eléctrica

[39]. Por lo tanto, los PATs son bombas que podrían operar como turbinas de reacción, similares a las Francis y Kaplan, generando energía eléctrica si fuesen acopladas a un generador [40].

La Figura 1- 1 describe el concepto básico de una bomba centrífuga, tanto en modo bomba como turbina. Los componentes principales de este dispositivo hidráulico son la voluta, impulsor y el eje, los cuales son los encargados de generar o recibir las presiones necesarias para su funcionamiento. En la Figura 1- 1a, se puede observar la máquina en modo bomba, donde sus condiciones de frontera están definidas por su entrada (succión) y salida (descarga). Como resultado convierte la energía mecánica del impulsor en energía de presión (cabeza) y energía cinética (caudal). En la Figura 1- 1b se muestra la diferencia en el funcionamiento de una bomba de flujo radial y el modo turbina, respectivamente, la cual varía en la dirección del flujo convirtiendo la energía de presión y cinética en energía mecánica del eje.

Figura 1- 1: Esquema de una bomba centrífuga: a) sección meridional del sistema, b) vista esquemática del mecanismo [40].



1.1.2 Tipos

Existen varios tipos de bombas que pueden ser utilizadas como PAT las cuales se clasifican principalmente según la orientación del flujo a la salida de la bomba como radial, mixta y axial, preestablecido por la geometría de la voluta y la cantidad de impulsores asociados al eje: simple, doble o multi-etapa [41]. En la Figura 1- 2 se observan tres tipos de bomba centrífuga operadas como turbina. Las bombas de flujo radial, o simples, se clasifican a su vez para condiciones de cabeza alta, media y baja, presentando un rango

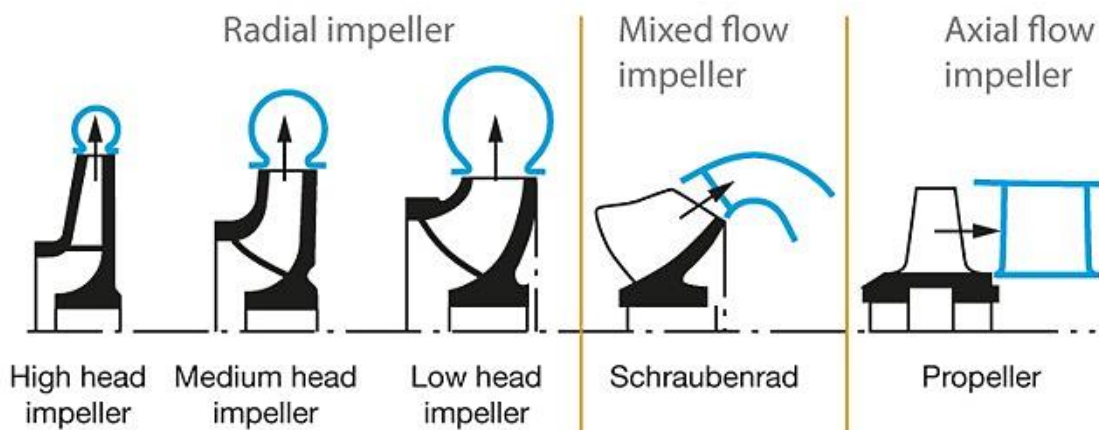
de velocidades específicas (n_s) de 25 a 70 rpm, dependiendo de las condiciones de operación (Head). Las bombas de flujo mixto operan hasta un n_s de 160 rpm y por último las bombas axiales que operan en un rango de n_s de 140 a 400 rpm.

Con base en las condiciones de frontera se pueden acoplar múltiples impulsores en un mismo eje, operando en serie, es decir, la primera etapa succiona generando presión y esta última es recibida por el otro impulsor y así sucesivamente; este tipo de bombas son denominadas como multi-etapa.

Otro tipo de bombas son las de doble flujo. Estas bombas están constituidas por una voluta que cuenta en su diseño con dos entradas y una salida; el impulsor, por su parte, es el acople de dos impulsores con un desfase, de uno con respecto al otro, de 180° , donde estos dos últimos tipos de bombas utilizan impulsores radiales.

Debido a la similitud dinámica del fluido entre las PAT simples y las turbinas Francis, este estudio se fundamenta en el análisis de este tipo de bombas, basado en que la mayoría de los trabajos en la literatura se fundamentan en las PAT que implementan bombas centrífugas de etapa simple por su versatilidad al tener un amplio rango de cabeza y caudal y bajo costo de implementación y adquisición.

Figura 1- 2: Esquema de varios tipos de bombas utilizadas como turbinas [42].



1.1.3 Métodos de selección

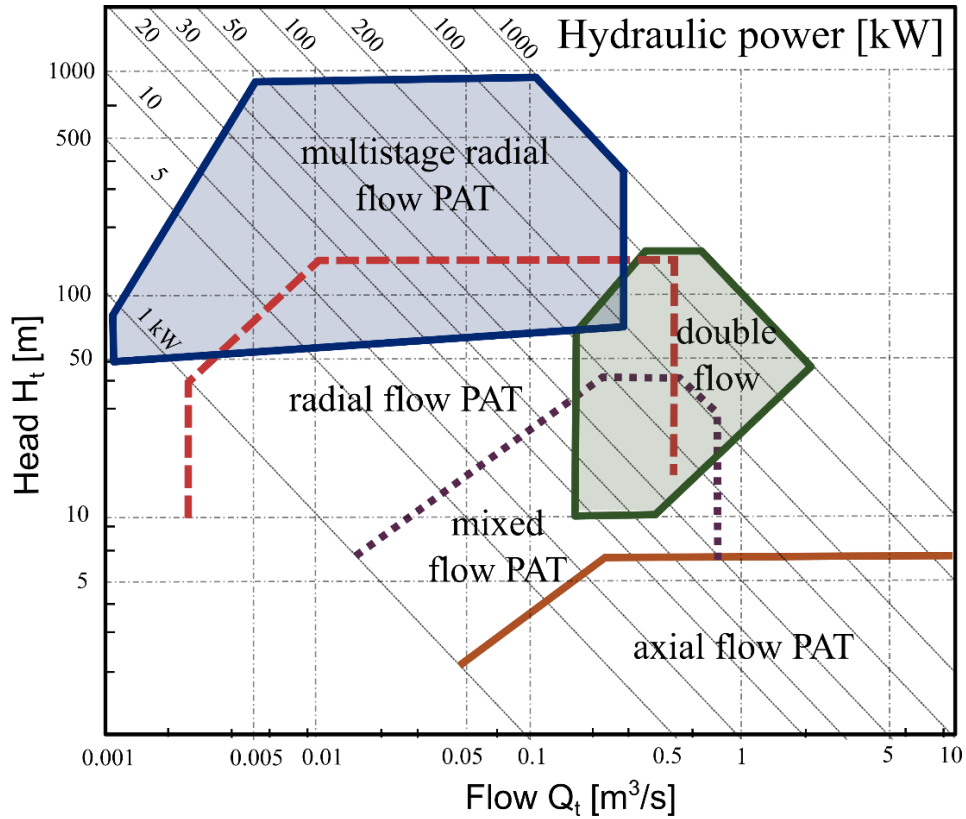
Jain and Patel hacen un recuento de distintas metodologías utilizadas para la selección de las PATs, donde se establecen como criterios de selección el rango de cabeza disponible, velocidad, caudal, entre otras, [43]. Sin embargo, estos pueden ser reducidos a tres

criterios de diseño: 1) la cabeza (H), 2) el caudal volumétrico de fluido (Q) y 3) la eficiencia hidráulica (η) de la bomba. La cabeza representa el equivalente en altura de la energía intercambiada entre el fluido y el impulsor; por su parte el caudal de fluido describe el volumen de fluido por unidad de tiempo que circula a través de una sección transversal a la corriente; y la eficiencia hidráulica es entendida como la relación entre la energía extraída por la PAT y la energía disponible en el fluido (P), la cual se calcula mediante la ecuación (1), donde (ρ) corresponde a la densidad del fluido y (g) la aceleración gravitacional [44].

$$P = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1)$$

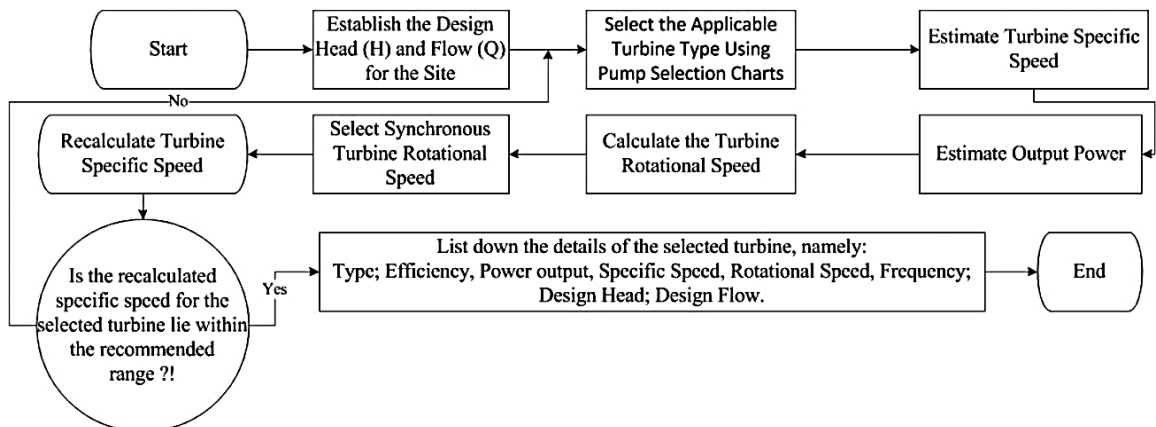
Un primer trabajo enfocado en la elección adecuada de una PAT en función de las condiciones de flujo (Q y H) disponibles en sitio, es presentado por Chapallaz *et al.* [45] quienes diseñaron una carta de selección presentada en la Figura 1- 3, la que permite estimar un rango de potencia generada entre 1 y 1000 kW sin considerar pérdidas de energía en el sistema. Las secciones con área abierta -radial, mixto y axial- hacen alusión a regiones donde faltan estudios para definir un campo completo de acción de esos tipos de PAT. La mayoría de los estudios de PATs inician con 1 kW de potencia hidráulica, las de área sombreada (multi-etapa radial y doble flujo) son los tipos de bomba de mayor estudio las cuales son de uso comercial en la generación en las centrales hidroeléctricas de bombeo, lo que ha permitido definir completamente (cerrar) el área de desempeño en la carta. En un trabajo más reciente, Orchard and Klos proponen rangos de operación PAT más conservadores, los cuales inician en 5 kW hasta 750 kW [40].

Figura 1- 3: Selección de PAT para micro centrales hidroeléctricas (MPH), [45].



Por su parte, Kaunda *et al.* [46] establecieron una metodología alternativa para la selección de una turbina para condiciones particulares de cabeza y flujo volumétrico (Q y H) disponibles en sitio, proceso resumida a través del flujograma de la Figura 1- 4. Además de tener en cuenta parámetros hidráulicos para seleccionar la PAT, con esta metodología se garantiza la evaluación de otros factores importantes que pueden afectar el impacto del proyecto como los costos de inversión y de generación de energía, la complejidad del diseño y la factibilidad del proyecto de diseño de la MPH.

Figura 1- 4: Diagrama de flujo para la selección de PATs para MPH, [46].



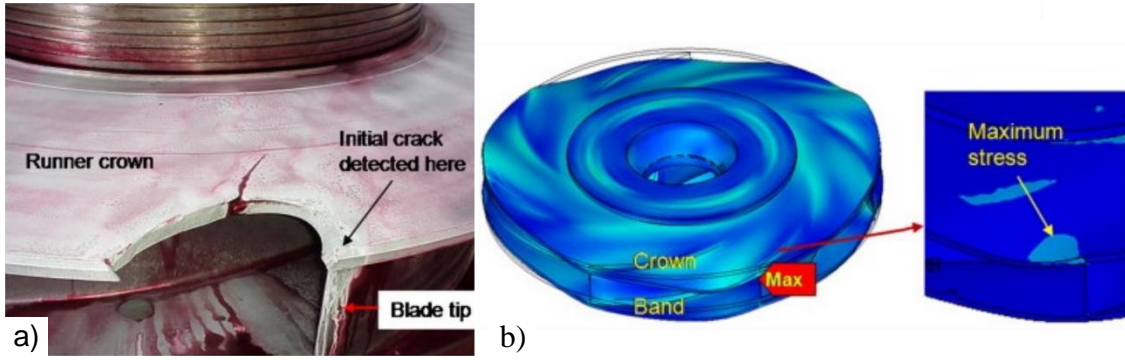
Otro mecanismo fue presentado por Barbarelli *et al.* [47] que desarrollaron un método combinado que utiliza modelos estadísticos y numéricos para seleccionar PAT con aplicaciones a MPH, fundamentando con dos casos de estudios: los proyectos Casali y Sersale en Calabria, Sur de Italia. Conforme a las condiciones de sitio y diseño, se asignó un incentivo estatal para el desarrollo de estrategias implementando el uso de energía renovable de 0.2 EUR/kWh; la intervención arroja alrededor de 25,000 EUR/año para Casali y 55,000 EUR/año para Sersale, proporcionando tiempos de amortización de menos de un año. Tiempo muy corto para micro estaciones, punto importante de esta tecnología.

1.2 Inestabilidades de las PAT

1.2.1 Estudios de dinámica estructural

Determinar la respuesta dinámica y los criterios de falla de los impulsores de las PAT, son los estudios comúnmente realizados por los investigadores. El impulsor y la voluta son los encargados de recibir las presiones estáticas y dinámicas del sistema, la estructura comprendida entre el impulsor, voluta y el eje, es compleja, debido a que se encuentra unida al rotor y es afectada por el comportamiento dinámico-vibratorio, ocasionado por inestabilidades en el sistema. Las fallas por fatiga pueden estar asociados a problemas de diseño (geometría, material y procesos de fabricación) y condiciones de operación propicias para la formación de inestabilidades en el flujo (frecuencias de oscilación natural-operación), las que pueden ocasionar fallas por fatiga [48]. Un análisis de estos sistemas sometidos a carga dinámica, realizado empleando elementos finitos (FEM), fue desarrollado en el impulsor de una PAT que presentó fractura en el impeler durante la operación. Resultados del estado de esfuerzos principales y frecuencias de operación de la PAT se presentan en la Figura 1- 5. Problemas de resonancia por la cercanía entre la frecuencia natural y de trabajo del impulsor y concentración del esfuerzo por la geometría de la conexión entre el álabe y la corona fueron las causales principales de la falla presentada [49].

Figura 1- 5: Análisis de falla de un impulsor, a) detección del punto de inicio de la falla, b) análisis FEM del punto crítico, [49].

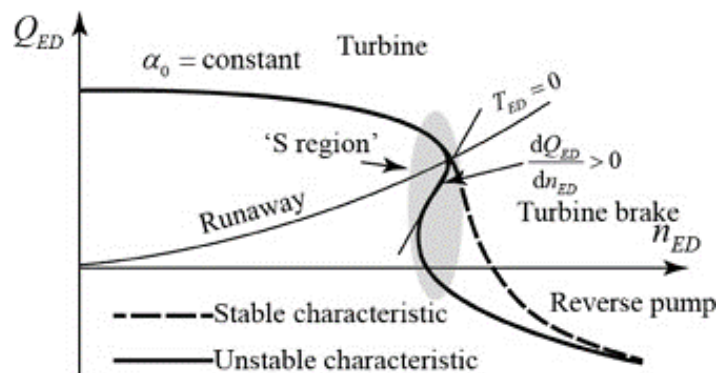


Posteriormente, los mismos autores realizan un estudio numérico (FEM) y experimental (EMA) con el objetivo de determinar la incidencia del rotor en los efectos dinámicos que se presentan al interior de la PAT. En sus resultados son correlacionadas la configuración del rotor y las fallas presentadas en el impeler, donde fueron relacionadas las frecuencias a las que fue sometida el impulsor y los daños causados por la misma [50].

1.2.2 Características S-Shaped

Las características S-shaped son graficas permiten identificar fluctuaciones en el rendimiento de las PATs. Estas fluctuaciones están asociadas a procesos transitorios como dificultades en la sincronización con la red eléctrica de la turbina, ruptura de las tuberías por presión excesiva, rechazos de cargas, entre otras. La Figura 1- 6 muestra una curva de rendimiento de caudal (Q) versus eficiencia (η) para PATs, el cual se conoce como características S-shaped; estas curvas describen las condiciones de comportamiento estable, en líneas punteadas, e inestable, cuya intercepción define el punto de operación de la PAT [51].

Figura 1- 6: Curva característica de S-shaped presentes en PAT, [52].



Fluctuaciones de presión son la principal razón del funcionamiento inestable de las PATs. El desalineamiento de los álabes guías (Misaligned guide Vanes, MGVs) es un método ampliamente utilizado para mejorar las características S-shaped de las PATs [53].

Diferentes autores han investigado el comportamiento de las PAT en la *S-shaped* por medio de simulaciones CFD, las cuales tienen como parámetro, que el volumen de control sea estacionario. Por ejemplo, Liu *et al.* [54] realizaron una investigación numérica sobre *S-shaped*, donde su volumen de control está conformado por la voluta, álabes guías, álabes estacionarios, impulsor y tubo de descarga usando CFX12.1 con modelo de turbulencia SST. Como resultado destacado determinan que las fluctuaciones generadas por la inestabilidad pueden ser mitigadas gracias al uso de diferentes álabes guía desalineadas. Mientras que Olimstad *et al.* [55], mediante un experimento teórico-experimental, realizaron mediciones por diferentes métodos, tipo transitorios y válvulas de estrangulación, para llegar a las inestabilidades del sistema. Ambos métodos permitieron mediciones de las curvas características *S-shaped*, encontrando similitud en ambos comportamientos. Sin embargo, el método transitorio como entrada presentó una gran desviación estándar de la velocidad no dimensional en dos puntos de operación. Los autores recomiendan que, para el método de las válvulas de estrangulación se debe usar solo en caudales bajos ya que la cabeza se reduce drásticamente.

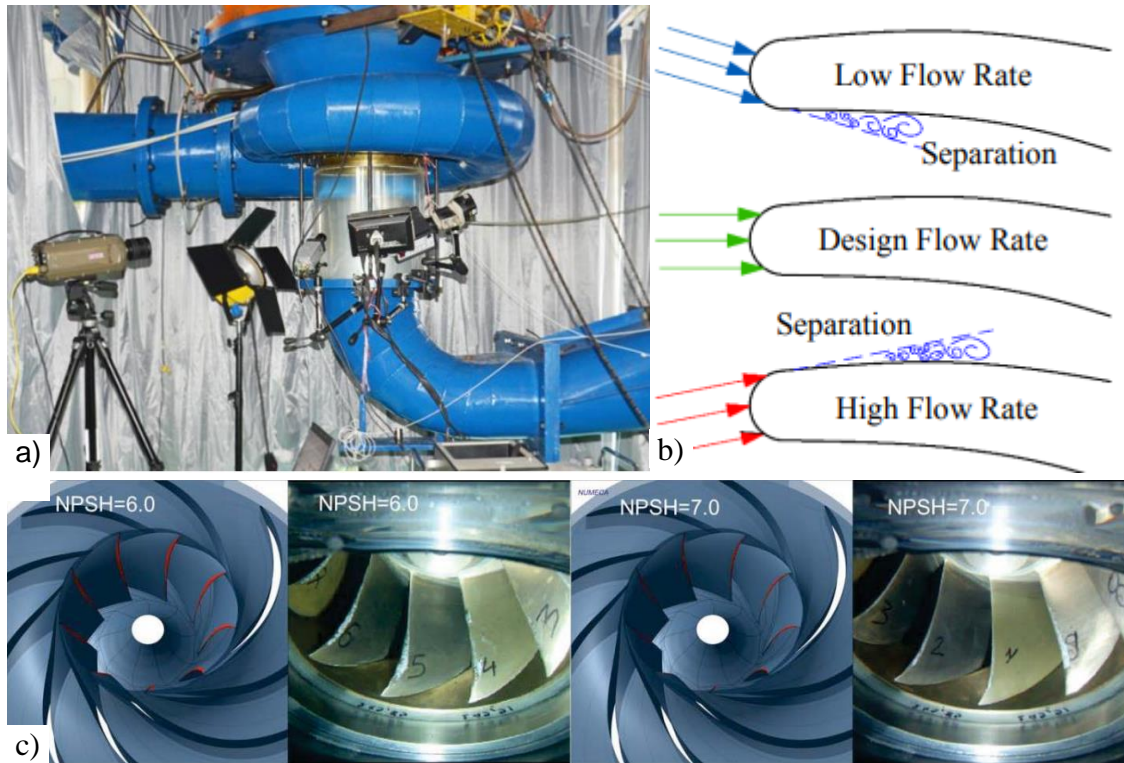
Posteriormente Deyou *et al.* [56] realizaron un análisis numérico-experimental con una PAT de 750 kW, partiendo de un volumen de control igual al implementado por D. M. Liu *et al.* [54] en su estudio, variando en el método numérico el modelo de turbulencia SST $k-\omega$ y el criterio de convergencia $RMS_{max} < 10^{-6}$. Este modelo de turbulencia generó un error inferior al 5% comparado con las pruebas experimentales, lo cual permite establecer una validez del modelo numérico desarrollado. Del estudio se identificaron diferentes tipos de vórtices al momento de ingresar la PAT a la *S-shaped*. Mientras que Hasmatuchi *et al.* [57] ingresa la PAT a esta región con medios experimentales debido al sometimiento de la PAT a condiciones fuera de diseño. Como resultado se obtienen la identificación de las condiciones de operación de las *S-shaped* y modelos para diferentes prototipos de PAT, los cuales generan criterios de estabilidad estática y dinámica con base a la simulación CFD y su respectiva validación experimental.

1.2.3 Cavitación

La cavitación puede ocurrir en diferentes regiones de la bomba cuando la presión local desciende por debajo de la presión de vapor correspondiente a la temperatura de él fluido [58]. Por su parte, las turbinas son sistemas propensos a la cavitación, principalmente turbinas de reacción como el tipo Francis, en un rango de condiciones de operación muy estrecho. En modo turbinas, las PAT operan de forma similar a una Francis, lo cual puede acelerar el proceso de cavitación, en comparación al observado en el modo bomba [59]. En carga parcial se puede producir características *S-shaped* y estas inestabilidades, que a menudo están expuestas al fenómeno de cavitación, originando vibraciones, pérdida de rendimiento y en algunos casos erosión de la superficie. Los estudios realizados utilizan dos modelos diferentes de cavitación como el barotrópico y dinámica de burbujas. El primero define la densidad de la mezcla por la presión local mientras el segundo tiene presente las ecuaciones de *Rayleigh Plesset*. Estos modelos numéricos sirven para predecir los fenómenos de cavitación en diferentes puntos de operación.

Tao *et al.* [60] Diseñaron un modelo numérico-experimental de una PAT operando como bomba, en este estudio se destaca los instrumentos de medición para recopilar todos los efectos de cavitación generados por la inestabilidades del sistema, como se puede observar en la Figura 1- 7a, además de analizar como las condiciones de caudal pueden generar separación de material en los álabes de la PAT. Todo lo anterior fue validado tanto experimentalmente, con las mediciones obtenidas por el equipo a diferentes condiciones de caudal, como numéricamente mediante simulaciones CFD. Del estudio se concluye que es posible predecir las zonas de cavitación según las condiciones de operación. Una investigación posterior realizada por el mismo autor profundiza sobre el efecto del caudal y su orientación de incidencia respecto a los álabes, analizando los triángulos de velocidades y la formación de cavitación asociada, (Figura 1- 7b) [61]. Por otra parte, Ješe and Antheaume [62] presentan un trabajo similar, cuyos resultados son incluidos en la Figura 1- 7c, donde la variable de estudio consiste en la carga de succión positiva (NSPH) y su incidencia en la formación de cavitación.

Figura 1- 7: Banco de pruebas para la medición de cavitación inicial [60]–[62].



Por su parte Jintao *et al.* [63] Evaluaron la cavitación generada por medio de un impulsor de la PAT, lo que les permitió comparar diferentes modelos numéricos como el de fase de mezcla y simple, además de poder evidenciar experimentalmente que el modelo de mezcla se adapta mejor con un error del 5.5 % mientras que el de fase simple sube a 6.3 %, luego de ser validado su método numérico.

1.3 Rendimiento

Gran parte del estado del arte de las PAT se centra en el aumento del *best efficiency point* (BEP), seguido de parámetros de operación y geométricos, siendo este último dirigido a las PAT radiales, debido a que su impulsor se asemeja a una turbina Francis.

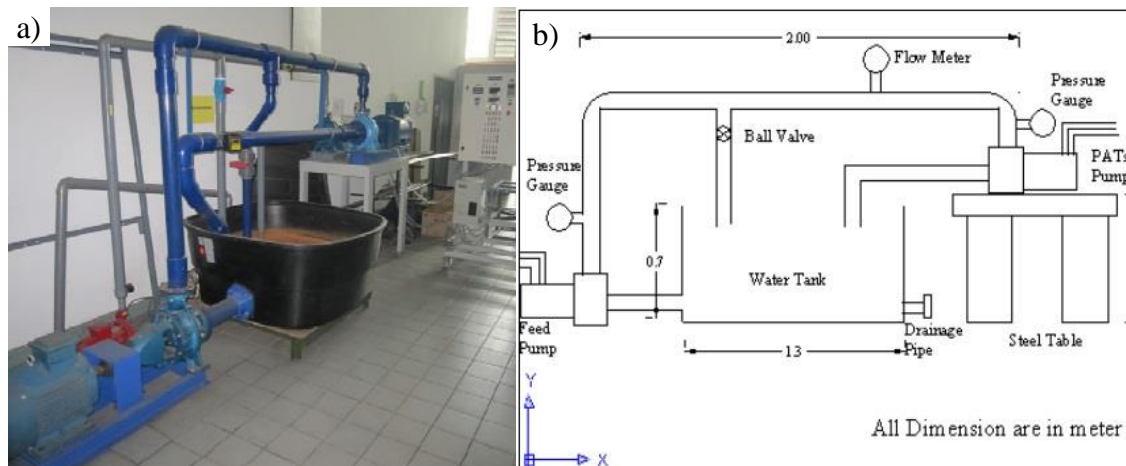
1.3.1 Operación

La eficiencia de las PAT está ligada al control del flujo de entrada, pero las bombas no tienen este control. El núcleo de diferentes investigaciones son mecanismos de álabes guías, los cuales puedan controlar el flujo para poder evaluar el BEP de las PAT en modo turbina, en modo numérico experimental. Giosio *et al.* [64] logran obtener una eficiencia del 79 %, igualando la eficiencia en modo bomba.

En contraste Sarasúa *et al.* [65] estudiaron la respuesta dinámica de las PAT en las PCHs, donde se analiza en detalle el modo de generación, para controlar la carga por medio de un sistema de control automático PI, se analizaron dos criterios de ajuste: El primero es ideado a partir del análisis de las raíces de la planta del modelo dinámico, el cual tiene en cuenta en detalle los efectos de elasticidad mediante el uso de un modelo de onda continua; el segundo se fundamenta en un enfoque de Pareto, el cual consiste en la búsqueda de soluciones de compromiso entre el número de oscilaciones y el error medio absoluto de la variable controlada, se comparan los dos criterios con el control análogo estándar y optimizan el proceso de generación. Lo que puede resultar en una extensión de la vida útil de la planta.

Raman *et al.* [66] realizaron experimentos con el fin de obtener correlaciones para predecir el BEP con base a las condiciones de operación de la PAT, debido a que estas condiciones de velocidad cambian el BEP en modo bomba y en modo turbinas. La Figura 1- 8 muestra el banco experimental y esquemático utilizado para los ensayos del cálculo del BEP de la PAT a diferentes condiciones de operación.

Figura 1- 8: Diseño experimental para determinar las condiciones de operación para aumentar el BEP en PATs. a) banco experimental, b) esquemático del banco experimental, [66].



La optimización de las PAT está dada por diferentes criterios. Zhu *et al.* [67] utilizaron el criterio de optimización multi-objetivos, donde iniciaron con ingeniería inversa para obtener un modelo geométrico del impulsor, además de simulación CFD para estimar las funciones objetivo y la validación de los resultados de optimización. Luego hicieron un diseño de

experimentos (DOE) el cual determino la distribución de puntos de muestra en el espacio de diseño, con el valor cuadrático medio (RMS) se realizó una correlación de los parámetros de diseño con los parámetros requeridos, de manera que el costo computacional sea reducido significativamente y como resultado obtienen un impulsor de PAT con alto BEP y estabilidad en el funcionamiento.

1.3.2 Mejoras geométricas

El aumento del performance de las PAT con impulsor radial ha sido objeto de estudio por muchos investigadores, en los cuales se busca determinar el efecto geométrico del conjunto impulsor-voluta en el BEP de la turbo máquina. En la Tabla 1- 1 se clasifican y se realiza un resumen de los diferentes estudios concernientes al método implementado, su incidencia en el rendimiento (\downarrow baja, \uparrow sube) y a los cambios geométricos realizados como:

A	Diámetro del impulsor (<i>diameter impeller</i>)	F	Perfil del álabe (<i>blade profile</i>)
B	Redondeo en la entrada del álabe (<i>inlet impeller rounding</i>)	G	Espesor del álabe (<i>blade thickness</i>)
C	Número de álabes (<i>blades number</i>)	H	Ángulo inclinación de entrada del álabe (<i>leaning blade</i>)
D	Álabes intermedios (<i>splitter blade</i>)	I	Ángulo de ataque de entrada del álabe (<i>blade inlet angle</i>)
E	Ángulo de envolvimiento del álabe (<i>blade wrap angle</i>)		

Tabla 1- 1: Incidencia de las modificaciones geométricas en el desempeño de las PATs. T.= Teórico, N. = Numérico, E. = Experimental.

Ref.	Parámetro Geométrico	Método			BEP	Aporte
		T.	N.	E.		
Yang <i>et al.</i> [68]	A		X	X	\downarrow 2.97% a 4.11%,	Realizo un estudio de eficiencia en modo bomba y turbina, recortando los diámetros del impulsor en un 92.16 % y

						84.31% del original, en modo bomba el recorte del 92.16 % \uparrow 1.93% y el de 84.31% \downarrow 1.6 % respecto al original.
Jain <i>et al.</i> [69]	A, B			X	A = \downarrow 3.79% a 11.04% B = \uparrow 3% a 4%	Recorto el diámetro del impulsor a un 10 % y 20% de diámetro del original (250 mm), al igual de realizar un redondeo a la entrada del álabe donde el radio es igual a la mitad del espesor del álabe, estos dos parámetros de diseño fueron evaluados a diferentes velocidades de rotación, la mejor combinación fue el redondeo con una velocidad rotacional de 1100 rpm alcanzando una mejora de eficiencia del 16.65%.
Wang <i>et al.</i> [70]	A		X	X	\uparrow 1.73% a 3.32%	Realizo un estudio de eficiencia en modo PAT recortando los diámetros del impulsor en un 96.08% y 92.16 % del original.
Singh and Nestmann [71]	B	X		X	\uparrow 1.00% a 2.00%	Realizo un redondeo de 0.5 del espesor del álabe, además redondeo la carcasa de salida (<i>Shroud</i>) en 7 bombas con un rango de Ns de 24.5 – 94.44 rpm
Ismail <i>et al.</i> [72]	B		X		\downarrow \uparrow -1.03% a 0.18%	Estudio numérico validado con datos del fabricante de bombas
Doshi <i>et al.</i> [73]	B	X		X	\uparrow 0.50 a 2.50%	Evaluó 4 bombas con Ns de 19.9 a 53.6, en todas las bombas evaluadas aumento la eficiencia con un máximo de 2.5%
Yang <i>et al.</i> [74]	C		X	X	\uparrow 0.78 a 1.49%	Utilizo una bomba de 6 álabes con Ns de 17, realizó una validación experimental para su método numérico, además encontró los valores de eficiencia para 7, 8 y 9 álabes alcanzando una eficiencia máxima de 1.49 % con 8 álabes.
Ismail <i>et al.</i> [75]	C		X		\downarrow \uparrow -0.20% a 0.47%	La bomba estudiada es una de 6 álabes y Ns de 70, las variaciones de los álabes va desde 5 hasta 8, dando como resultado una eficiencia máxima de 0.47% con 7 álabes.
Sun-Sheng <i>et al.</i> [76]	D		X	X	\uparrow 3.42%	Utilizo una validación experimental para validar su método numérico con un error aceptable del 5%, posteriormente simuló un impulsor con álabes intermedios alcanzando una eficiencia máxima del 3.42%
Yang <i>et al.</i> [77]	D		X		\uparrow 0.78% a 4.04%	Utilizó una bomba con Ns 48, luego realizo un diseño de experimentos con 4 variables geométricas como: grados de polarización, diámetro de salida, numero de álabes y ángulo de deflexión, y encontró una combinación óptima de estos parámetros, el cual obtuvo 4.04% de aumento en la eficiencia de la PAT.
Yang <i>et al.</i> [78]	E	X	X	X	\uparrow 0.21% a 0.52%	Evaluaron 3 bombas con Ns: 16.48, 34.44, 46.15, la primera bomba aumento su eficiencia en un 0.28% aumentando en 10 grados el ángulo de envolvimiento, mientras que el aumento significativo fue el de la bomba con Ns 34.44 con un aumento del 0.52%
Bai <i>et al.</i> [79]	E		X	X	\downarrow \uparrow -2.53% a 2.23%	Evaluó una bomba con Ns de 50, vario el ángulo de envolvimiento obteniendo como resultado destacado que el BEP pasa de 67.39% a 69.62% cuando el ángulo es de 65° y la eficiencia callo cuando el ángulo de envolvimiento fue de 20° pasando de 67.39% a 64.86%.
Du <i>et al.</i> [80]	E		X	X	\uparrow 1.35% a 3.1%	Realizó un estudio de 4 ángulos de envolvimiento (120°, 60°, -60°, -120°), el impulsor original tiene 120°, este genera una eficiencia de 12.9%, como resultado relevante encontró que con un ángulo de envolvimiento de -60° la eficiencia fue de 16%.
Miao <i>et al.</i> [81]	F	X	X		\uparrow 2.91%	Utilizó una bomba con Ns de 48 y estableció un método de optimización del perfil del álabe por medio de una red neuronal BP con esta pudo alcanzar una mejora en rendimiento del 2.91%.
Yang <i>et al.</i> [82]	G		X	X	\downarrow 0.47% a 1.19%	Utilizó 3 bombas con Ns de 57, 119 y 168 con un espesor de álabe de 2 mm, evaluó espesores de 4mm y 6 mm

						obteniendo resultados no satisfactorios, dado que la eficiencia callo en todos los estudios realizados al aumentar el espesor del álabe.
Dai <i>et al.</i> [83]	H		X	X	↑ 0.67% a 1.81%	Utilizó una bomba con Ns 60 con eficiencia de 64.98% luego de variar el ángulo de salida del álabe obtuvo una eficiencia de 66.16%, como característica adicional el caudal aumento de 90 m ³ /h a 95 m ³ /h.
Yang <i>et al.</i> [84]	C, I	X	X	X	↑ 4.38%	Alcanzo obtener buena eficiencia utilizando dos métodos geométricos de eficiencia como el número de álaves y ángulo de ataque a un impulsor de diámetro externo de 235 mm.
Wang <i>et al.</i> [85]	B, I		X	X	↓↑ -4.72% a 0.68%	Realiza el estudio con una bomba de Ns 193 con ángulo de ataque de 72° y eficiencia del 82.14%, evaluó 3 ángulos diferentes (60°, 90°, 105°), donde obtuvo un máximo de eficiencia con un ángulo de 60° con 82.82% de eficiencia, para esta bomba se recomienda un rango de 60° a 90°.
Wang <i>et al.</i> [86]	B, I	X	X	X	↑ 7.93%	El estudio se realizó con una bomba de Ns 18.1 y ángulo de ataque de 71° y eficiencia de 59.98%, se evaluaron 3 ángulos de ataque (90°, 111°, 135°) con un resultado de 67.91%
Wang <i>et al.</i> [87]	B, I	X	X	X	↑ 5.45% a 8.07%	Utilizó tres bombas con NS de 18.1, 36.4 y 52.8, su eficiencia es de 59.98%, 63.75% y 71.86% respectivamente, realizando cambios geométricos combinados como el redondeo de los álaves y el ángulo de ataque, pudo obtener una eficiencia máxima de 71.82% para la bomba de Ns 36.4

De la tabla anteriormente descrita se puede destacar que los parámetros geométricos que mayor inciden en la eficiencia de la PAT son el redondeo en la entrada del álabe (B) y los álaves intermedios (D) generando una mejora en eficiencia de aproximadamente 4% de los valores del BEP. Otros parámetros con menor incidencia, pero aumentan eficiencia son el número de álaves (C), ángulo de envolvimiento del álabe (E), ángulo de inclinación de entrada del álabe (H). Por otra parte, diferentes autores combinan parámetros geométricos para tener las incidencias de las dos modificaciones geométricas, en estos estudios falta discriminar la incidencia de cada parámetro y no solo hacerlos de forma conjunta.

Como análisis final de esta revisión bibliográfica se recomienda investigar parámetros geométricos como el B, C, D, F, H, I y realizar un estudio de experimentos, que permita analizar la incidencia de 1 o más parámetros para encontrar un impulsor que supere el 8% que encontraron con la combinación de B, I.

2. Metodología

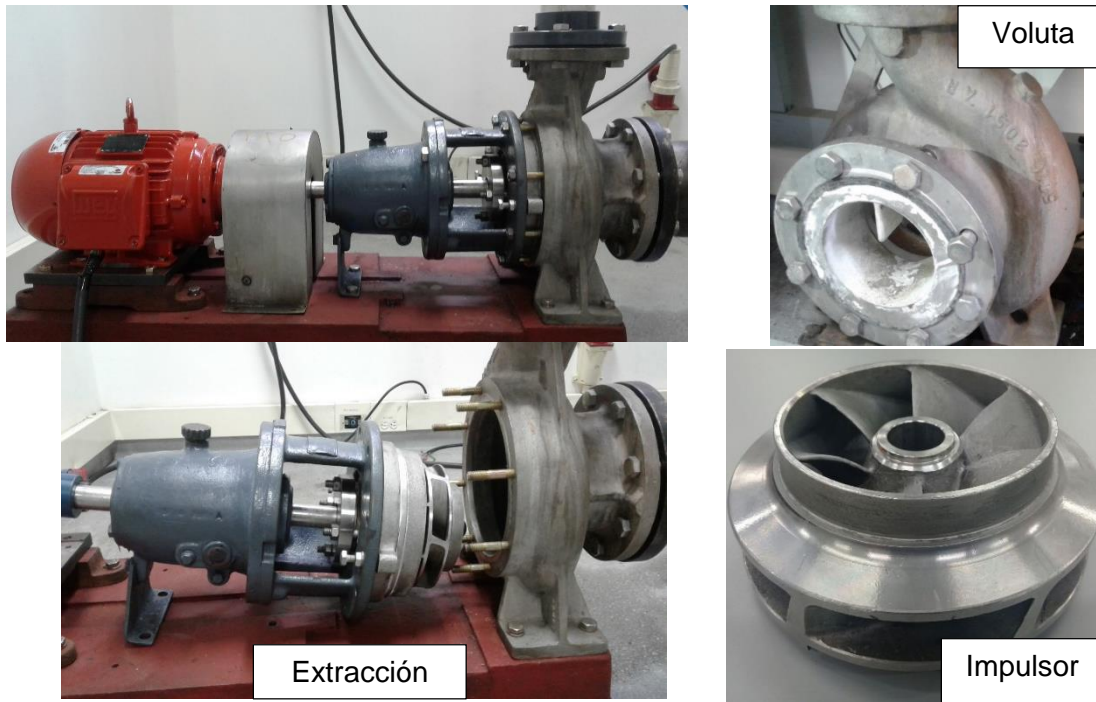
Dentro de este capítulo, se va a especificar la metodología que va a ser empleada para el desarrollo de la presente tesis, para esto se subdivide en tres fases, las cuales son:

2.1 Diseño de modelo CAD

Para el cumplimiento del primer objetivo se realiza un desensamble de una bomba centrífuga con diámetros de succión y descarga de 180 mm, para extraer el impulsor de la bomba y la voluta (piezas de estudio del presente trabajo) se realizó el procedimiento de desarme recomendado por el fabricante, el cual es el siguiente:

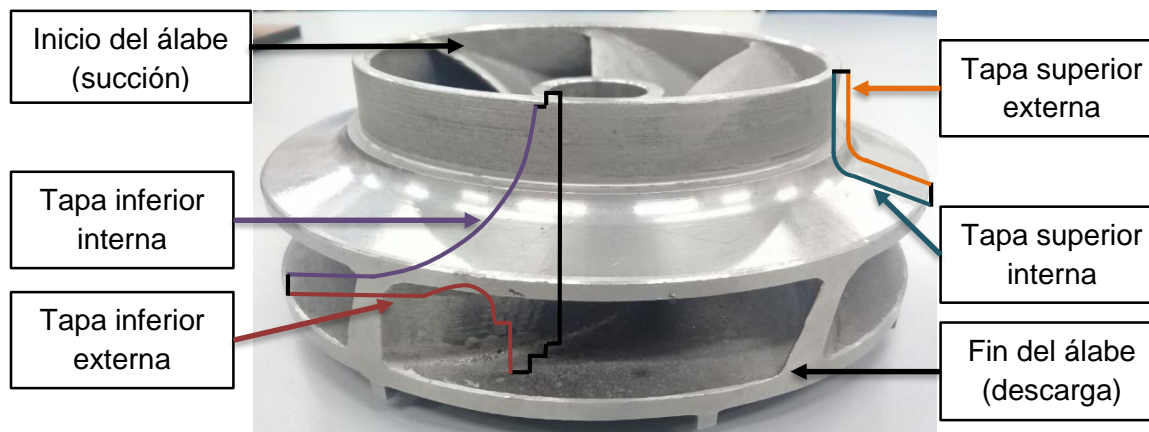
- Verificar que la bomba no esté conectada eléctricamente.
- Evacuación de fluidos contenidos en la tubería.
- Desarme de las bridas de descarga y succión.
- Desacople del motor con la bomba
- Extracción de la carcasa
- Finalmente se extrajo la voluta y el impulsor, véase Figura 2- 1

Figura 2- 1: Desarme de bomba centrífuga.



Después de obtener las piezas del impulsor y la voluta, se procede a realizar el digitalizado de estos componentes mediante una ingeniería inversa, lo cual permite obtener los modelos CAD necesarios para iniciar el proceso de simulación CFD, en la Figura 2- 2, se puede observar el impulsor de la bomba, donde se describen términos utilizados en el nombramiento de las partes del impulsor, como tapas y álabes, adicionalmente se muestran los perfiles de revolución que se desean obtener por técnicas de ingeniería inversa.

Figura 2- 2: Descripción de las partes del impulsor.



Dado que el impulsor y la voluta son geometrías complejas, entendiendo esto como partes que no pueden ser levantadas mediante instrumentos de medición convencionales (calibrador, galgas, micrómetros, entre otros), se deben utilizar técnicas de ingeniería inversa, pero existen muchas como el escaneo 3D, máquinas de medición por coordenadas, escáner láser, digitadores por luz estructurada y tomografía computarizada; cada técnica tiene un error involucrado del modelo CAD al modelo original y su validación está dada por la norma IEC 60193.

En el proceso de investigación, se experimentaron 2 técnicas de ingeniería inversa con las que cuenta la institución universitaria, la primera fue escaneo 3D, con un equipo llamado Sense 3D, con resolución de profundidad de 1 mm, frecuencia de fotogramas igual a 30 fps, volumen de escaneo mínimo de 0.2m X 0.2m X 0.2m, dado que la geometría del impulsor es menor a este volumen, se determinó no utilizar esta técnica, porque no podía capturar detalles de los álabes, por esta razón se tomó la decisión utilizar la técnica de máquinas de medición por coordenadas, como la institución no cuenta con una máquina de estas, se tomó los principios que rigen esta técnica y se adaptó de la siguiente manera; utilizar una máquina CNC, la cual represente por medio de puntos de coordenadas X, Y, Z, la distribución espacial de la geometría de interés en este caso las tapas externas e internas y los álabes del impulsor y mapearlos con una herramienta metrológica, posteriormente realizar el modelo tridimensional por medio de un software CAD, por esta razón el este capítulo se subdivide en dos, los cuales son:

2.1.1 Método 1: medición por coordenadas espaciales.

▪ Adquisición y tratamiento de datos obtenidos en el mapeado.

Para obtener la geometría de la tapa superior e inferior se realiza un mapeo, el cual, localiza y representa por medio de puntos de coordenadas X, Y, Z, la distribución espacial de las geometrías externas del impulsor, mediante máquinas convencionales o de control numérico computarizado (CNC), dado que, permiten visualizar sus coordenadas espaciales en una interfaz gráfica y gracias a una herramienta metrológica se pueden palpar las superficies de interés.

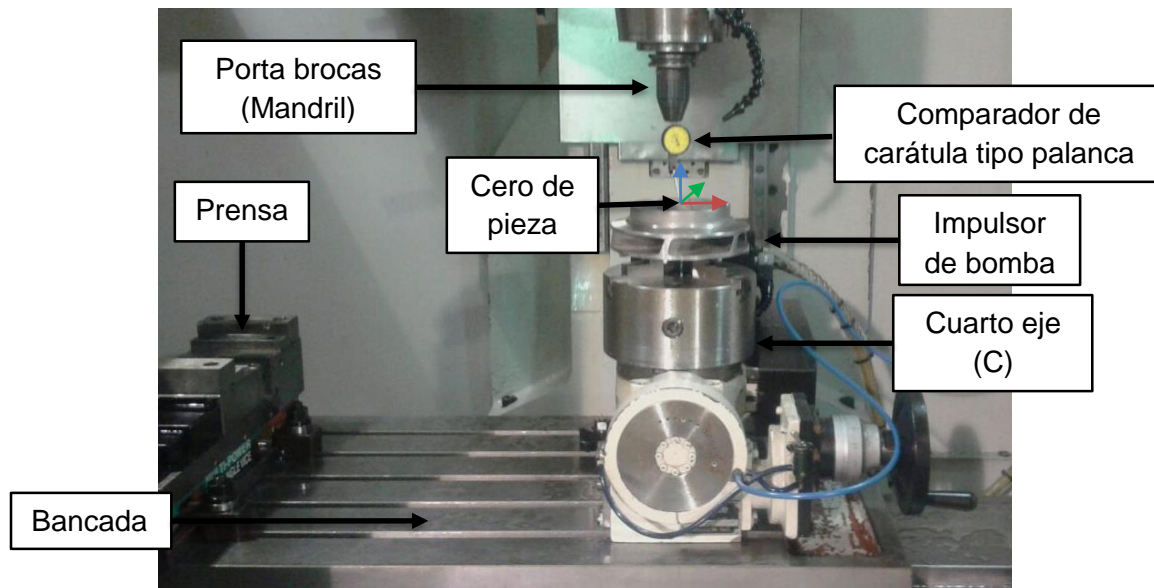
Para levantar la geometría del impulsor es necesario mapear 3 secciones del mismo las cuales son:

- Tapas externas (tapa superior externa, tapa inferior externa).

- Tapas internas (tapa superior interna, tapa inferior interna).
- Álabes (ángulo de amplitud del álabe, curvatura del inicio del álabe).

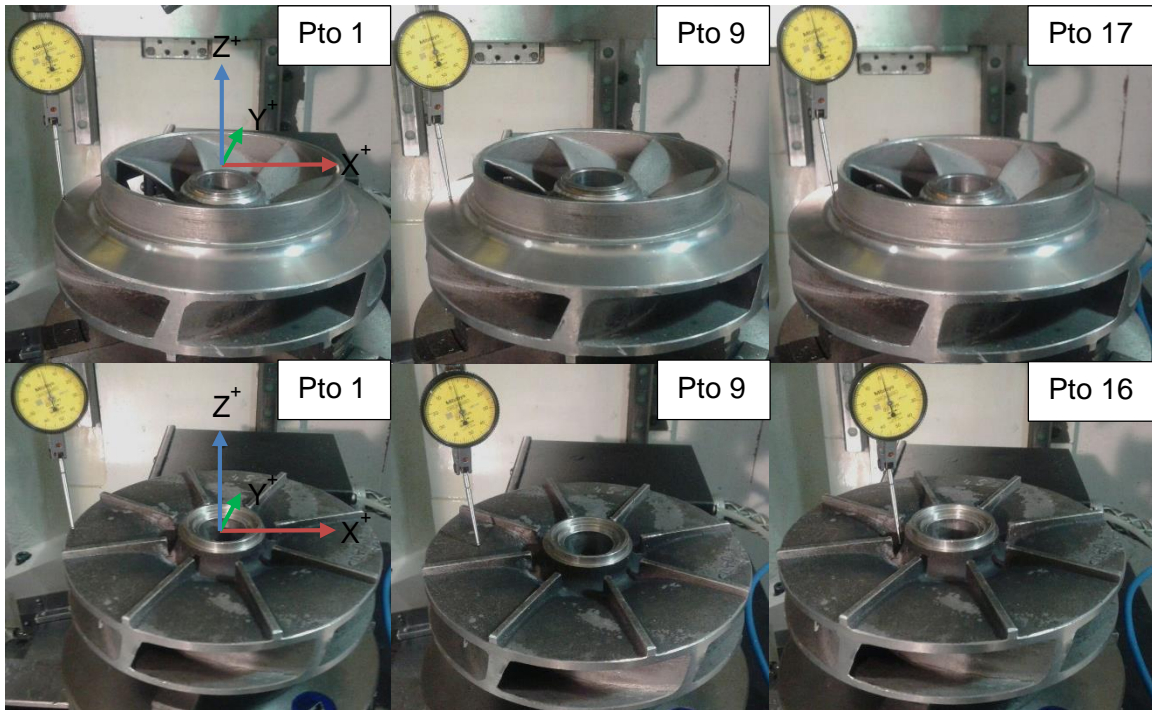
En la Figura 2- 3, se puede observar el montaje del impulsor cerrado en una máquina CNC de 4 ejes indexados Milltronics VM20, con una resolución de movimiento de sus ejes de 0,002 mm y un comparador de carátula Starrett tipo palanca con una resolución de 0,01 mm y amplitud de 8 mm; Inicialmente se realiza el mapeo con la toma de un cero absoluto, el cual sirve como punto de referencia espacial de los demás puntos de medición y está ubicado en el centro del impulsor.

Figura 2- 3: Montaje para mapear el impulsor.



Tapas externas: Se continúa con el levantamiento dimensional de la tapa superior, se implementa un mapeo en dos ejes de interés los cuales son X y Z, con un movimiento longitudinal de 1 mm, el desplazamiento radial del comparador es de 0,01 mm y fueron tomados un total de 17 puntos, donde, su movimiento longitudinal se ve disminuido a media que se desea obtener detalles de la geometría hasta llegar a un desplazamiento de 0.1 mm, en la Figura 2- 4, se puede observar la metodología antes descrita, adicionalmente se describe como se tomaron 3 puntos del mapeo de las tapas exteriores externas e internas del impulsor con el comparador de caratula tipo palanca.

Figura 2- 4: Mapeado de tapas exteriores.



Al terminar el mapeo de la tapa superior externa, se tabulan estos valores en un documento tipo (.txt) de fácil lectura por un software CAD, esta misma metodología se realiza para obtener los puntos de la tapa inferior externa del impulsor, con 16 puntos. Véase Tabla 2-1.

Tabla 2- 1: Datos tabulados de mapeado de la tapa superior externa e inferior externa.

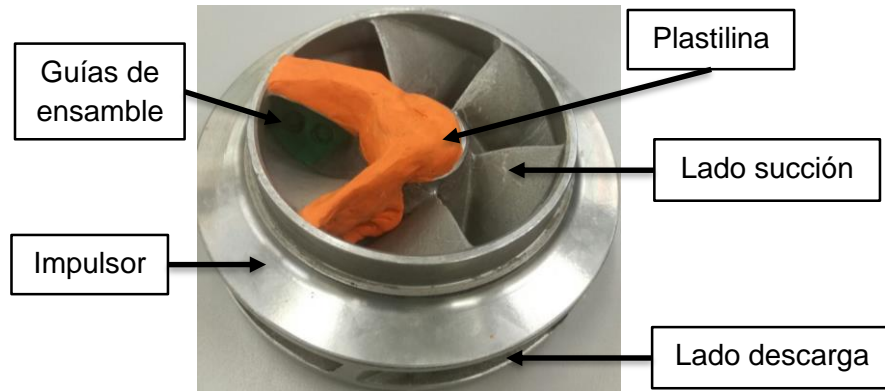
Tapa superior externa (mm)			Tapa inferior externa (mm)		
X	Y	Z	X	Y	Z
-90,000	0,000	-25,000	-90,000	0,000	0,000
-87,650	0,000	-24,479	-85,000	0,000	0,000
-85,650	0,000	-24,134	-80,000	0,000	-0,350
-83,650	0,000	-23,763	-75,000	0,000	-0,376
-81,650	0,000	-23,369	-70,000	0,000	-0,386
-79,650	0,000	-22,954	-65,000	0,000	-0,436
-77,650	0,000	-22,516	-60,000	0,000	-0,576

-75,650	0,000	-22,061	-55,000	0,000	-1,140
-73,650	0,000	-21,651	-50,000	0,000	-1,904
-71,650	0,000	-20,688	-45,000	0,000	-3,166
-70,650	0,000	-19,663	-40,000	0,000	-4,902
-70,150	0,000	-19,027	-37,500	0,000	-5,992
-69,650	0,000	-17,489	-35,000	0,000	-7,136
-69,150	0,000	-16,789	-32,500	0,000	-8,122
-68,650	0,000	-16,611	-30,000	0,000	-8,166
-68,550	0,000	-16,596	-27,500	0,000	-6,644
-68,450	0,000	-16,586			

Tapas internas: seguidamente, se procede al mapeo de las tapas superior e inferior internas, para esto, se realizó un vaciado de un elastómero en una cavidad del impulsor, para copiar los perfiles internos de dichas tapas, el proceso de mezcla y vaciado realizado es el siguiente:

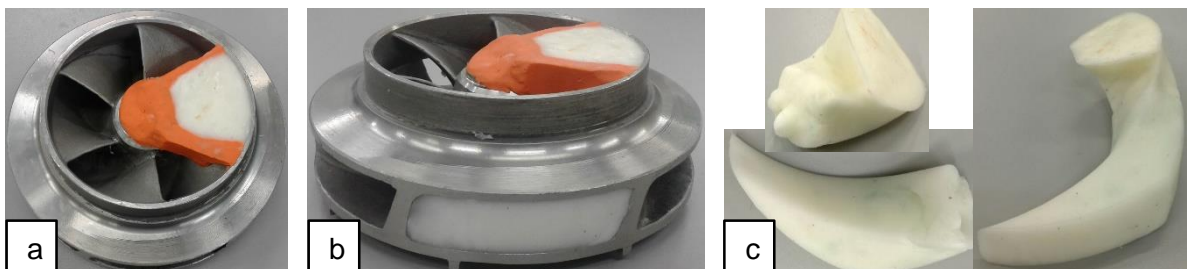
1. Acondicionar el impulsor: Debido a la geometría interna, que crea el flujo de agua que pasa por una cavidad dada entre dos álabes cambia a medida que se aleja del centro del impulsor, se realizó dos secciones (lado succión y lado descarga) para luego ensamblarse y obtener el volumen de fluido en el impulsor, por consecuencia, se debió utilizar un tope, en este caso, de plastilina por su fácil adquisición, véase Figura 2- 5, se continuó con la aplicación de un desmoldante en la cavidad (vaselina), para su fácil extracción después de estar en estado sólido.

Figura 2- 5: Acondicionamiento del impulsor.



2. Preparación de la mezcla: La mezcla está dada por la combinación de silicona acética con una proporción del 80%, con función de ser el monómero y harina de fécula de maíz (maizena) con una proporción del 20%, la cual cumple la función de catalizador; se mezclan estos elementos hasta conseguir una masa homogénea de fácil manipulación, lo anterior se realizó con elementos de protección como: guantes de vinilo y tapabocas, por consecuencia de ser una reacción exotérmica.
3. Vaciado de la mezcla: se realiza el vaciado de la parte superior (lado succión), se espera 10 minutos o hasta que la mezcla muestre un proceso completo de solidificación, véase Figura 2- 6a, después se retira la plastilina con las guías de ensamble, se prepara otra mezcla y se realiza el vaciado de la parte inferior (lado descarga), hasta que el proceso de solidificación culmine, véase Figura 2- 6b, se retiran ambos trozos de la mezcla y se termina el proceso con el ensamble de las dos trozos por medio de las guías, para que quede fijo se impregnó con la misma silicona acética, véase Figura 2- 6c.

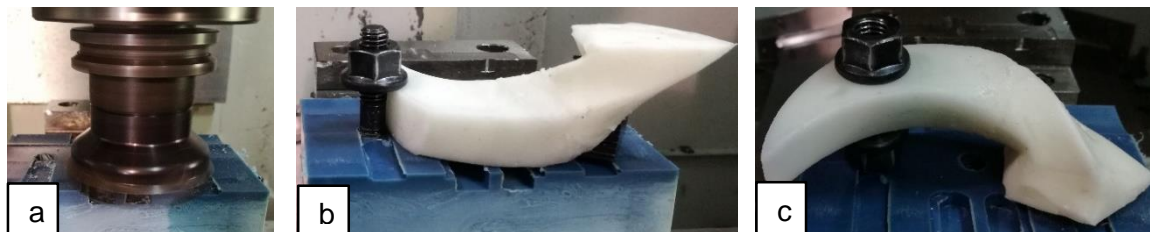
Figura 2- 6: Volumen interno de agua, a) Vaciado en succión, b) Vaciado en descarga, c) Ensamble del elastómero.



Después de tener el volumen que describe el flujo que pasa internamente por una cavidad, mediante el mapeo, se puede obtener ecuaciones matemáticas que describan las curvas de los perfiles internos del impulsor, para esto se procedió a realizar un montaje de la siguiente forma:

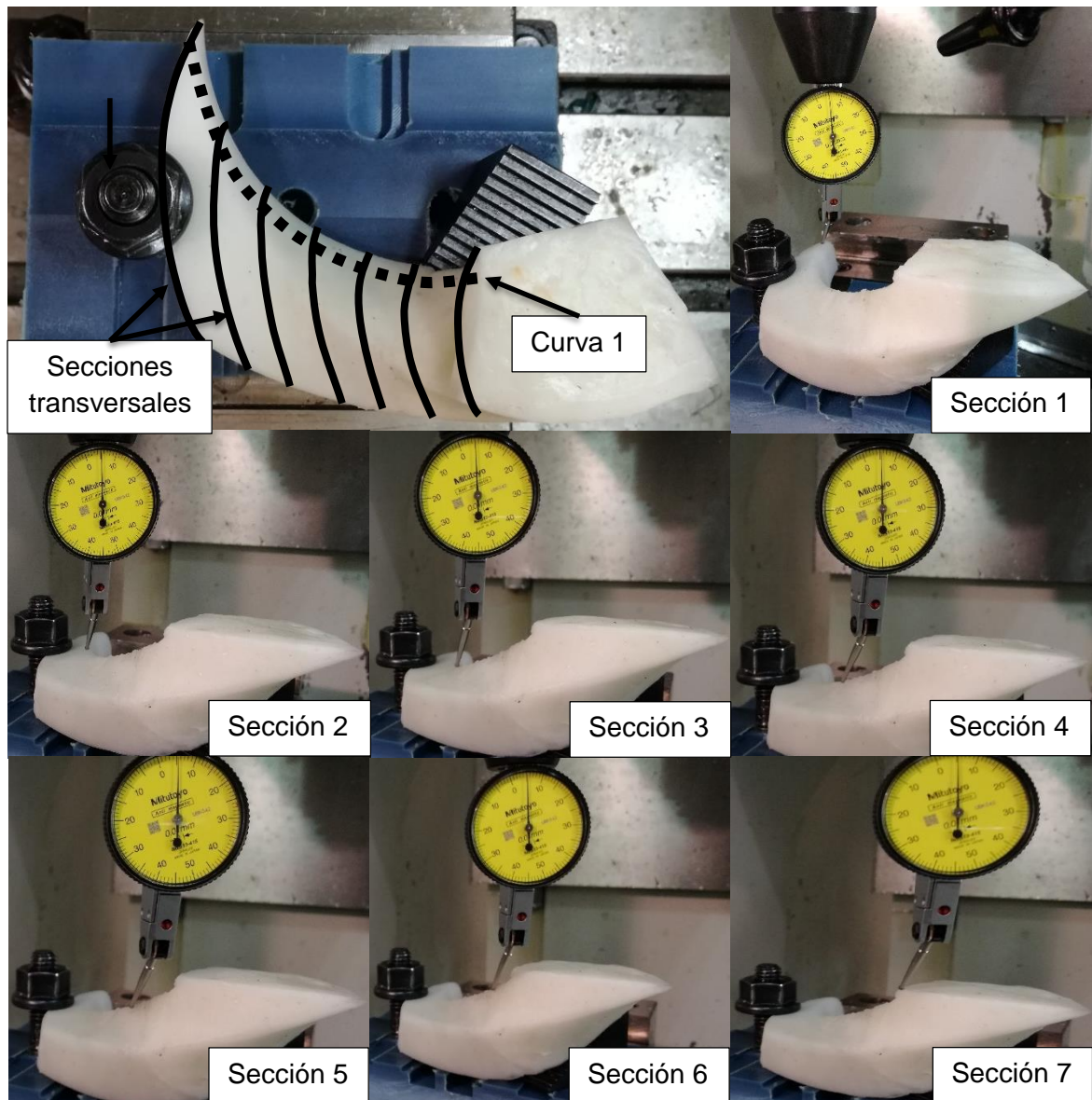
1. La sujeción en el centro de mecanizado es por prensa, así que se tomó un volumen de Prolón MS (molibdeno + castnylon) por su fácil maquinabilidad y se sujetó a la prensa, posteriormente se realizó un planeado, para garantizar que la superficie del Prolón fuera paralela al volumen a mapear, se perforó de forma pasante el Prolón y se realizó una rosca de 1/2 in de diámetro y con un paso de 12 filos por pulgada (fpp), véase Figura 2- 7a.
2. posteriormente se utilizó un espárrago y tuerca de 1/2 in de diámetro y 12 fpp, las cuales, garantizan paralelismo entre caras del volumen a mapear y el Prolón MS, tal como se muestra en la Figura 2- 7b.
3. Para el montaje de la parte posterior, se debió realizar una perforación en el volumen a mapear y utilizar dos tuercas, para garantizar el paralelismo entre las tuercas y el volumen a mapear, véase Figura 2- 7c.

Figura 2- 7: Montaje para el mapeo, a) planeado del Prolón, b) montaje de tapa superior interna, b) montaje de tapa inferior interna.



Una vez realizado el montaje del volumen interno de agua, se continua con el mapeado dividiendo el volumen en 7 secciones transversales, con separaciones de 10 mm en el eje X, después se mapearon estos 7 puntos y se determinó la base de datos para esta curva; para garantizar una desviación mínima se repitió el proceso de medición 5 veces más para un total de 6 conjuntos de datos, teniendo presente, realizar una nueva toma de cero en los ejes X y Y, cada vez que se daba inicio a una curva, véase Figura 2- 8.

Figura 2- 8: Metodología de mapeado de la tapa superior interna.



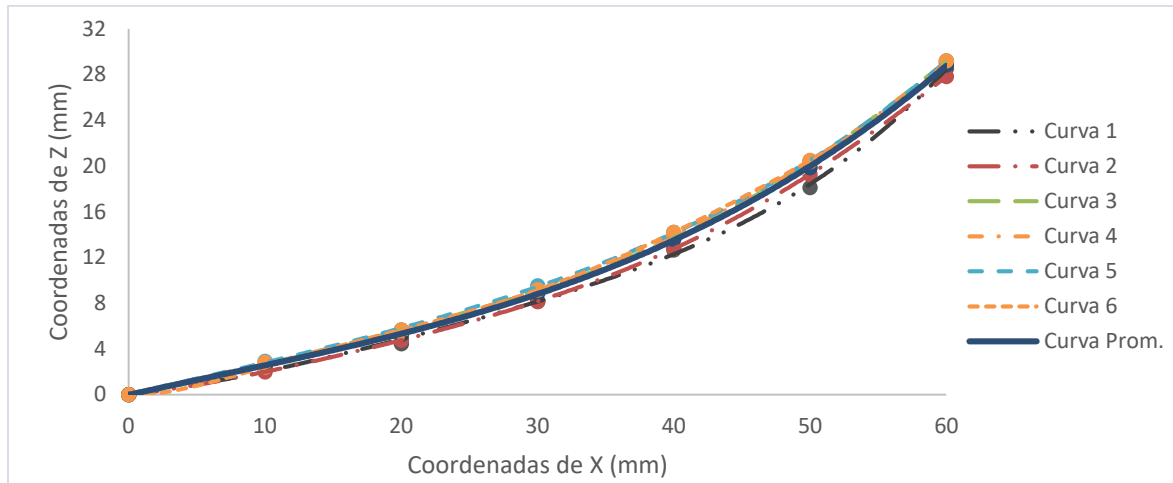
Posteriormente, se procede a organizar los datos, como se puede observar en la Tabla 2- 2, la cual representa los datos anteriormente mapeados en los ejes coordenados X, Y, Z, de las 6 curvas, para determinar los datos representados, sólo tenemos en cuenta las coordenadas X, Z, las cuales describen el perfil hidráulico del impulsor.

Tabla 2- 2: Datos mapeados de la tapa superior interna en mm.

Curva 1			Curva 2			Curva 3		
X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
10,000	-36,950	2,343	10,000	-33,775	1,992	10,000	-36,935	2,656
20,000	-54,750	4,458	20,000	-52,100	4,770	20,000	-54,492	5,617
30,000	-62,800	8,156	30,000	-62,775	8,146	30,000	-64,292	9,156
40,000	-71,650	12,658	40,000	-71,250	12,785	40,000	-73,542	13,666
50,000	-79,150	18,115	50,000	-78,575	19,277	50,000	-79,892	20,395
60,000	-82,500	28,535	60,000	-82,950	27,836	60,000	-84,157	29,131
Curva 4			Curva 5			Curva 6		
X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
10,000	-37,700	2,818	10,000	-38,228	2,918	10,000	-35,966	2,420
20,000	-53,050	5,478	20,000	-54,653	5,652	20,000	-54,377	5,655
30,000	-64,225	9,154	30,000	-64,903	9,512	30,000	-64,202	9,154
40,000	-71,850	13,994	40,000	-72,312	14,198	40,000	-72,788	14,197
50,000	-79,755	20,373	50,000	-80,574	20,435	50,000	-80,132	20,491
60,000	-83,380	29,201	60,000	-83,572	29,193	60,000	-84,341	29,116

Después se analizan los datos organizados anteriormente, en la Figura 2- 9, se puede observar la ilustración de las 6 curvas (líneas punteadas) mapeadas y la curva promedio (línea sólida), la cual, fue adquirida sacando un promedio de cada sección transversal relacionando su ecuación matemática y afinidad a estos puntos (R^2) sea lo más cercano a 1, dado que todas las ecuaciones características desde el orden 2 hasta el orden 6 representaban un R^2 cercano a 1, se debió utilizar otro criterio de selección de las mismas.

Figura 2- 9: Gráfico de curvas características del mapeado de la tapa superior interna.



La Tabla 2- 3, presenta los valores obtenidos para las posiciones Z, en función de las ecuaciones de orden 2, 3, 4, 5, 6, comparadas con respecto a la curva promedio, en esta tabla, es posible observar la distribución de cada una de estas ecuaciones a través de un par de columnas, las cuales, hacen alusión a los valores obtenidos para la coordenada Z y la desviación estándar (σ) obtenida en cada una de estas funciones, cabe resaltar, que el criterio utilizado para seleccionar la ecuación que mejor representa el modelo planteado, es la ecuación de orden 4, dado que dicha ecuación es la que presenta menor desviación estándar general comparada con el resto de ecuaciones en los otros ordenes resaltados.

Tabla 2- 3: Desviación estándar de las ecuaciones características, tapa superior interna en mm.

Curva Prom.		Ecuación X ²		Ecuación X ³		Ecuación X ⁴		Ecuación X ⁵		Ecuación X ⁶	
X	Z	Z	σ	Z	σ	Z	σ	Z	σ	Z	σ
0,000	0,000	0,507	0,359	0,026	0,019	0,013	0,009	0,000	0,000	0,000	0,000
10,000	2,525	2,030	0,350	2,617	0,066	2,468	0,040	2,573	0,034	2,417	0,076
20,000	5,272	4,793	0,338	5,388	0,082	5,331	0,042	5,676	0,286	4,817	0,322
30,000	8,880	8,796	0,059	8,879	0,000	8,866	0,009	10,299	1,004	7,817	0,752
40,000	13,583	14,039	0,323	13,630	0,033	13,529	0,038	17,192	2,552	12,347	0,874
50,000	19,848	20,522	0,477	20,181	0,236	19,968	0,085	27,465	5,386	21,090	0,878
60,000	28,835	28,245	0,417	29,072	0,168	29,023	0,133	43,188	10,149	40,063	28,034

Como resultado se obtiene la ecuación característica, la cual representa los valores de la coordenada Z en cualquier punto de X, para determinar el perfil de revolución de la tapa superior interna (ver Ecuación (2-1))

$$Z = 8 * 10^{-7} x^4 - 4 * 10^{-6} x^3 + 1.6 * 10^{-3} x^2 + 0.2291x + 0.0133 \quad (2-1)$$

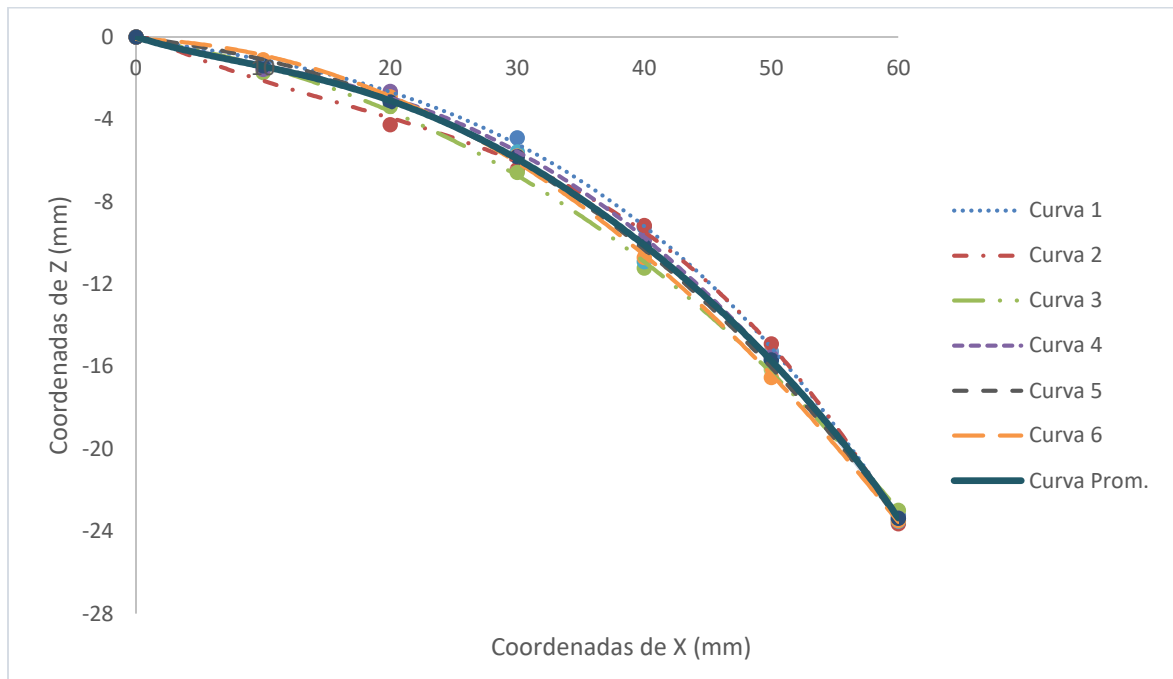
Continuamos con el análisis del mapeado del montaje de la Figura 2- 7c, para determinar la ecuación característica de la tapa inferior interna, para esto se realiza la misma metodología anteriormente descrita, en la Tabla 2- 4, se tabulan los datos del mapeo realizado, los cuales, cuentan con 6 curvas y 7 secciones transversales.

Tabla 2- 4: Datos mapeados de la tapa inferior interna en mm.

Curva 1			Curva 2			Curva 3		
X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
10,000	5,650	-1,312	10,000	4,475	-1,520	10,000	3,325	-1,723
20,000	10,650	-2,711	20,000	6,928	-4,263	20,000	7,300	-3,367
30,000	13,328	-4,895	30,000	9,736	-6,433	30,000	8,700	-6,571
40,000	13,124	-9,230	40,000	11,401	-9,154	40,000	9,550	-11,225
50,000	13,505	-15,280	50,000	9,445	-14,903	50,000	7,916	-16,150
60,000	9,731	-23,230	60,000	4,795	-23,628	60,000	4,590	-22,975
Curva 4			Curva 5			Curva 6		
X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
10,000	5,100	-1,578	10,000	6,250	-1,170	10,000	6,650	-1,100
20,000	10,650	-2,637	20,000	9,450	-3,099	20,000	10,225	-2,900
30,000	11,875	-5,668	30,000	12,125	-5,577	30,000	12,225	-5,775
40,000	11,875	-9,887	40,000	11,800	-10,902	40,000	12,300	-10,700
50,000	10,475	-15,541	50,000	10,150	-15,702	50,000	10,925	-16,525
60,000	7,225	-23,366	60,000	7,225	-23,502	60,000	7,300	-23,475

Seguidamente, se describen los datos organizados anteriormente, en la Figura 2- 10, se puede observar la ilustración de las 6 curvas (líneas punteadas) mapeadas y la curva promedio (línea sólida).

Figura 2- 10: Gráfico de curvas características del mapeado de la tapa inferior interna.



En la Tabla 2- 5, muestra la ecuación promedio y las ecuaciones de orden 2, 3, 4, 5, 6, respectivamente para representar los datos tomados, en este caso, el criterio de selección para identificar la ecuación de mejor representara la curva promedio, fue evaluar los valores de desviación estándar para cada uno de los casos, podemos observar que, la menor desviación general se presenta para la ecuación de orden 3, dado que, presenta menores valores comparada con el resto de ecuaciones, razón por la cual, está seleccionada para trabajar en el modelo.

Tabla 2- 5: Desviación estándar de ecuaciones características, tapa inferior interna.

Curva Prom.		Ecuación X ²		Ecuación X ³		Ecuación X ⁴		Ecuación X ⁵		Ecuación X ⁶	
X	Z	Z	σ	Z	σ	Z	σ	Z	σ	Z	σ
0,000	0,000	-0,378	0,267	-0,035	0,025	-0,011	0,008	0,005	0,004	0,000	0,000
10,000	-1,401	-0,971	0,304	-1,312	0,063	-1,360	0,029	-1,382	0,013	-1,427	0,019
20,000	-3,163	-2,844	0,225	-3,189	0,018	-3,199	0,025	-2,689	0,335	-3,626	0,328
30,000	-5,820	-5,997	0,125	-6,026	0,146	-6,308	0,345	-4,576	0,880	-8,637	1,992
40,000	-10,183	-10,430	0,175	-10,183	0,000	-11,587	0,993	-6,983	2,263	-20,660	7,408

50,000	-15,684	-16,143	0,325	-16,020	0,238	-20,056	3,092	-9,850	4,125	-44,855	20,627
60,000	-23,363	-23,136	0,160	-23,897	0,378	-32,855	6,712	-13,837	6,736	-90,462	47,446

Como resultado se obtiene la ecuación característica, la cual representa los valores de la coordenada Z en cualquier punto de X, para determinar el perfil de revolución de la tapa inferior interna y se multiplica por -1 para cambiar el sentido a la ecuación (ver Ecuación (2-2)).

$$Z = -1 * (-6 * 10^{-5} x^3 - 1,2 * 10^{-3} x^2 - 0,1097 x - 0,0349) - k \quad (2-2)$$

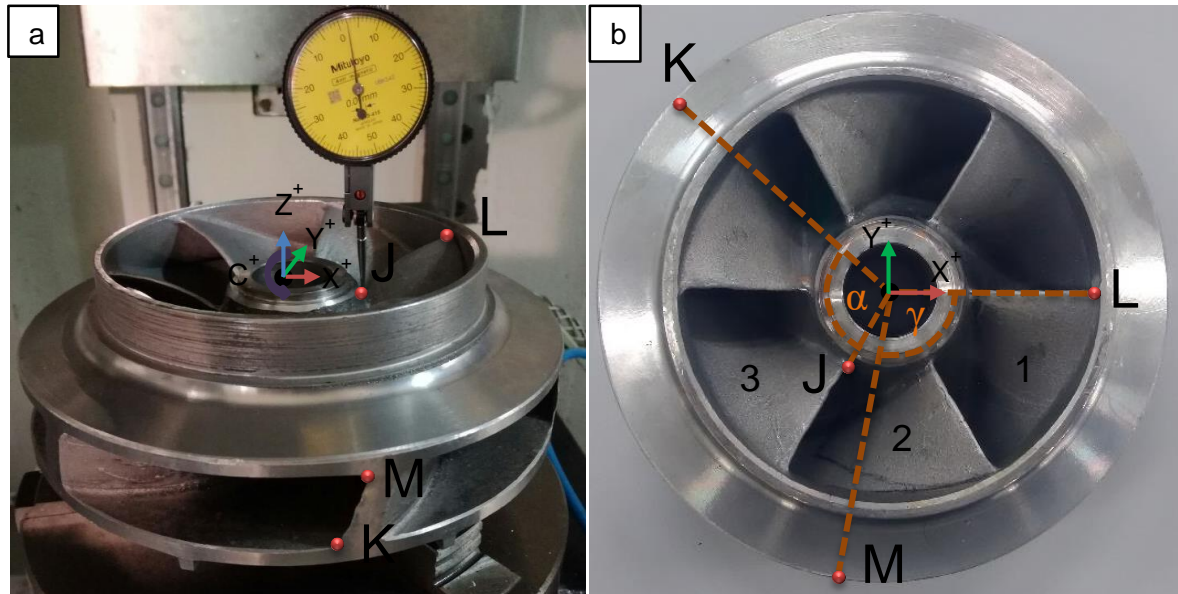
Donde:

k = distancia del cero de pieza hasta el cero de la tapa inferior interna

Álabes: después de haber terminado con los datos de las tapas inferior y superior, se prosigue con los álabes, los cuales se debe obtener el ángulo de amplitud, la curvatura en la entrada y el espesor al inicio y al final del mismo.

La Figura 2- 11 representa el criterio del ángulo de amplitud del álabe, dado por 3 puntos; el primero es el centro absoluto del impulsor (cero de pieza), el segundo es el inicio del álabe y el tercero es el final del mismo, para determinar este ángulo, se utilizó el montaje de la Figura 2- 11a, el cual consta de ubicar el impulsor en el 4 eje (rotacional en Z) y tomar el cero en XY en el centro del impulsor y en Z en la parte más alta del mismo. En esta vista isométrica se pueden observar los puntos de la parte de succión (JL) que están alineados entre sí, en cambio los puntos de la parte de descarga (KM) forman un ángulo entre ellos, por consiguiente, hay dos ángulos diferentes de amplitud de álabe el primero comprendido entre JK (α) y el segundo entre LM (γ) vistos desde el cero de pieza como se puede observar en la Figura 2- 11b, en un plano XY, adicionalmente se mapearon 3 álabes, para no tomar un cero en cada proceso, se roto el eje C, 60° en cada mapeado de un álabe.

Figura 2- 11: Ángulo de amplitud del álabe.



La Tabla 2- 6 presenta los valores mapeados en los puntos JKLM de 3 álabes del impulsor, en esta tabla, es posible observar la distribución de cada una de estos valores a través de 5 de columnas, las cuales hacen alusión a los puntos JK que representen un ángulo de amplitud, los valores obtenidos para las coordenada X, Y, Z y el ángulo obtenido en estos puntos visto desde el origen y se tabulo lo mismo para los puntos comprendidos LM, como resultado se determinó el ángulo promedio de γ igual a 93° y α igual a 98° , se concluye que el álabe inicia de forma recta, pero a medida que llega a la sección de descarga toma una inclinación aproximada de 5° .

Tabla 2- 6: Promedio de los ángulos que representan la amplitud del álabe

Álabe	Punto	X	Y	Z	α	Punto	X	Y	Z	γ	
1	J	25,258	6,077	-20,072	97,844	L	56,674	13,625	-3,388	93,050	
	K	8,987	-90,612	-51,786		M	16,564	-89,603	-32,128		
2	J	24,919	6,081	-20,025	98,042	L	56,383	14,517	-2,971	93,268	
	K	8,987	-90,649	-51,786		M	17,172	-89,235	-32,128		
3	J	25,340	7,117	-20,016	98,157	L	56,383	15,342	-3,189	92,672	
	K	13,314	-90,045	-51,786		M	21,312	-88,429	-32,128		
Promedio					98,014	Promedio					92,996

Se continua con la identificación de la ecuación que represente la curvatura del álabe, para esto se mapeo la curvatura de un álabe, como se observa en la Figura 2- 12, se tomaron 8 puntos con un movimiento entre ellos de 5 mm aproximadamente, se utilizó el mismo

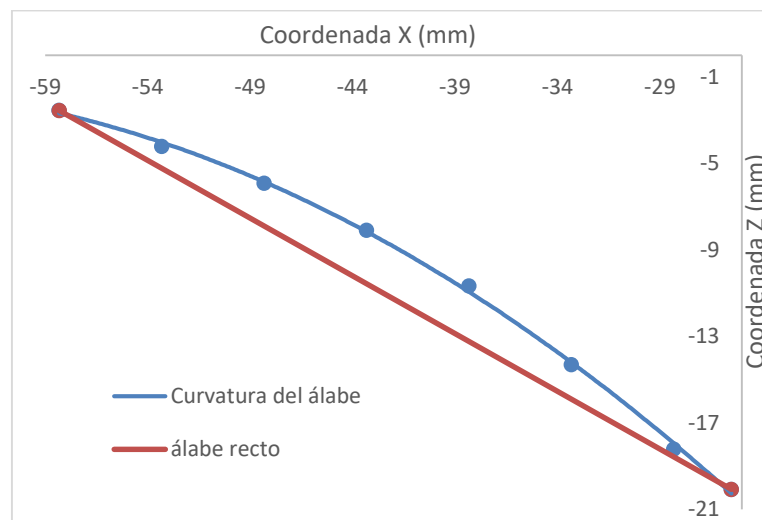
montaje del mapeado anterior con un movimiento radial de palpado de 0.2 centésimas de milímetro.

Figura 2- 12: Mapeado de la curvatura del álabe.



En la Figura 2- 13, describe los datos anteriormente tomados por el mapeado, graficados en el plano XZ dado que describen su función matemática de mejor forma, adicionalmente se realiza un versus con una línea recta formada con el primer y el último punto del mapeado, dado que nos da una visión del álabe totalmente recto.

Figura 2- 13: Gráfico de curvas características del mapeado de la curvatura del álabe.



La Tabla 2- 7, muestra los datos mapeados y las ecuaciones de orden 2, 3, 4, 5, 6, el criterio de selección para identificar la ecuación que mejor represente la curva mapeada,

fue evaluar los valores de desviación estándar para cada uno de los casos, dado que, evaluar las ecuaciones por la afinidad de los puntos (R^2), da como resultado, una ecuación poco real a comparación de lo mapeado, como se puede observar en la ecuación de orden 6, la cual, tiene un $R^2=1$ pero la mayor desviación estándar de todas.

Tabla 2- 7: Desviación estándar de ecuaciones características, curvatura del álabe.

Curva mapeada		Ecuación X ²		Ecuación X ³		Ecuación X ⁴		Ecuación X ⁵		Ecuación X ⁶	
X	Z	Z	σ	Z	σ	Z	σ	Z	σ	Z	σ
-58,317	-2,550	-2,911	0,255	-1,796	0,533	-24,104	15,241	502,226	356,931	-674,218	474,941
-53,317	-4,219	-4,232	0,009	-3,395	0,583	-18,989	10,444	341,797	244,670	-437,513	306,385
-48,317	-5,907	-6,034	0,090	-5,394	0,363	-15,513	6,793	222,869	161,769	-274,825	190,153
-43,317	-8,093	-8,316	0,157	-7,815	0,196	-13,952	4,143	136,896	102,523	-167,208	112,511
-38,317	-10,663	-11,077	0,293	-10,682	0,013	-14,278	2,556	76,208	61,427	-99,644	62,919
-33,317	-14,303	-14,319	0,011	-14,016	0,203	-16,165	1,317	34,389	34,430	-60,377	32,579
-28,317	-18,207	-18,040	0,118	-17,840	0,259	-18,989	0,553	6,645	17,573	-39,925	15,357
-25,503	-20,075	-20,346	0,192	-20,217	0,100	-20,654	0,409	-3,921	11,422	-33,487	9,483

Como resultado se obtiene la ecuación característica, la cual, representa los valores de la coordenada Z en cualquier punto de X, para determinar la curvatura del álabe (ver Ecuación (2-3)).

$$Z = -9,6 * 10^{-3} * x^2 - 1,339x - 48,174 \tag{2-3}$$

Por último, se procede a tomar el espesor de los álaves, se utilizó un micrómetro de exteriores de la serie 103 con una graduación de 0,01 mm, 0,001 mm y una amplitud de 0 a 25 mm, En la Tabla 2- 8, muestra los datos obtenidos por el micrómetro, en esta tabla, es posible observar la distribución de cada una de estas mediciones a través de un par de columnas, las cuales, hacen alusión a los valores medidos en la succión del álabe y la descarga del álabe, se realizaron 3 mediciones en cada álabe, además, se realizó los promedios de cada álabe y el promedio total, a esto último, se realizó la desviación estándar dando como resultado que el valor del espesor en la succión del álabe es de 2,10 mm y 4,20 en la descarga del álabe.

Tabla 2- 8: Datos obtenidos por medición instrumental del espesor de los álaves

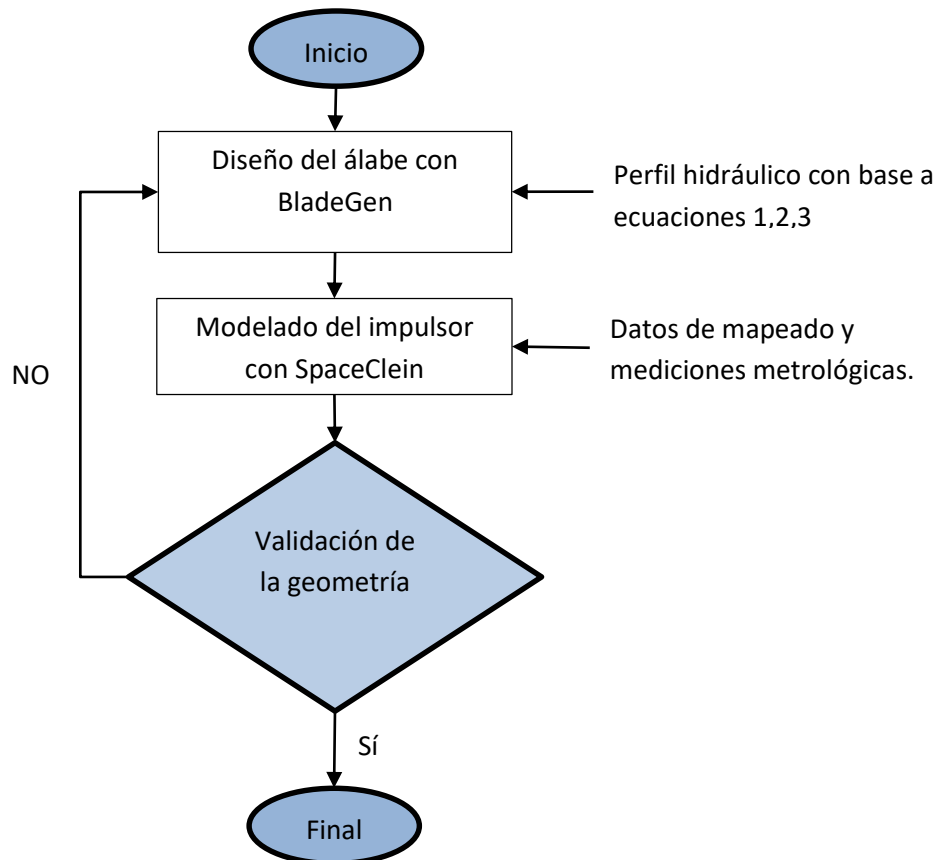
Succión Álabes						Descarga Álabes					
álabe 1	álabe 2	álabe 3	álabe 4	álabe 5	álabe 6	álabe 1	álabe 2	álabe 3	álabe 4	álabe 5	álabe 6
2,06	2,07	2,15	2,12	2,03	2,10	4,25	4,14	4,31	4,18	4,22	4,17
2,11	2,10	2,06	2,13	2,02	2,00	4,16	4,13	4,06	4,28	4,30	4,31
2,14	2,19	2,12	2,15	2,10	2,08	4,24	4,29	4,27	4,14	4,11	4,12
Promedios						Promedios					
2,10	2,12	2,11	2,13	2,05	2,06	4,22	4,19	4,21	4,20	4,21	4,20
Promedio total						Promedio total					
2,10						4,20					
Desviación estándar						Desviación estándar					
0,005	0,017	0,010	0,026	0,033	0,026	0,009	0,013	0,006	0,003	0,004	0,003

Ahora, se procede a medir con el pie de rey de serie 530, resolución de 0,05 mm y una amplitud de 180 mm, los datos restantes para completar el perfil de revolución.

▪ **Modelado tridimensional del método 1.**

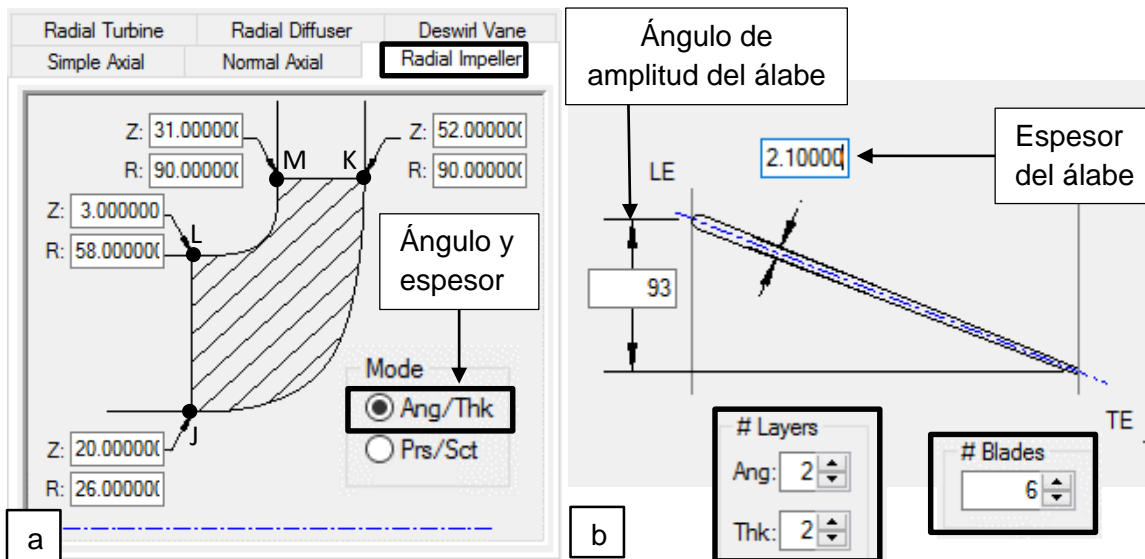
El presente capítulo muestra la forma de realizar un modelo geométrico del impulsor cerrado de una bomba centrífuga, para esto se procedió a utilizar el software Ansys 19.1®, debido a sus módulos de ingeniería BladeGen y SpaceClein, el primero tiene parámetros de diseño para modelar álabes de turbinas, difusores, impulsores radiales y axiales, todo lo anterior con base al perfil hidráulico; el segundo módulo permite realizar las revoluciones de las tapas del impulsor. En la Figura 2- 14, se ilustra un flujograma del proceso a realizar para obtener el modelo tridimensional, es de resaltar que para cumplir este objetivo se utilizan datos, ecuaciones y medidas adquiridas en la sección anterior. Si el producto final no es satisfactorio, entiéndase esto, a validar la geometría con base a la norma IEC 60193, se determina el lugar de falla y se retomaría el proceso de modelado.

Figura 2- 14: Flujograma del proceso de modelado tridimensional.



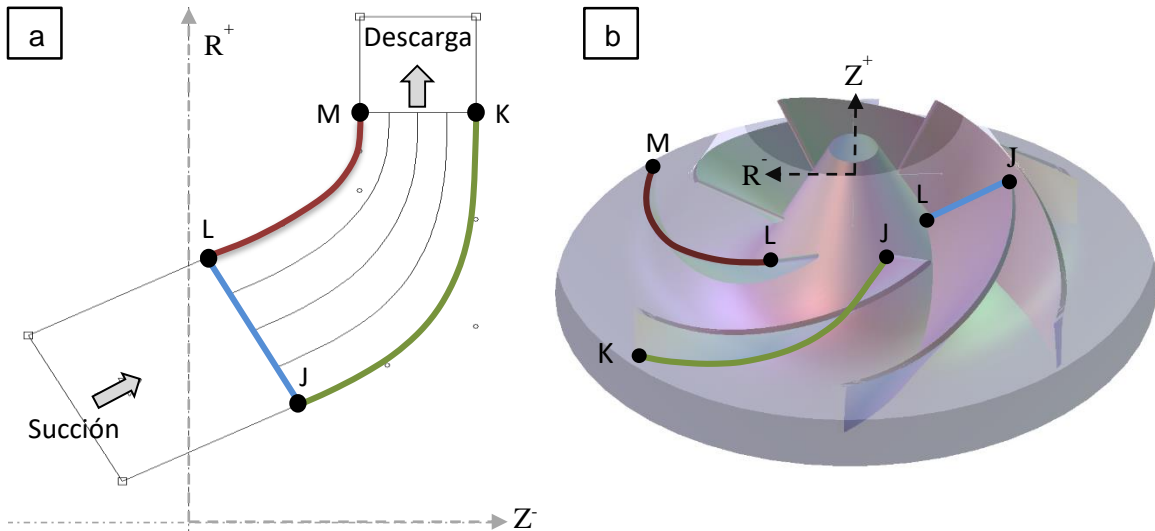
Para crear el álabe de la bomba se ingresó al software Ansys 19.1®, luego al módulo BladeGen, dado que permite generar el álabe mediante parámetros dimensionales representativos del álabe, se inicia activando el modo de creación con base al ángulo de amplitud del álabe y el espesor (Ang/Thk), considerando los datos obtenidos en la sección anterior, teniendo en cuenta las longitudes radiales y axiales de 4 esquinas del álabe (JKLM), véase Figura 2- 15a. El software tiene un sistema de coordenadas diferentes a las cartesianas, el eje X se transforma en BladeGen al eje axial Z y el eje Z en cartesianas en el eje radial R, teniendo presente lo anterior se procede a interpolar los ejes. En la Figura 2- 15b, se puede observar los datos del ángulo de amplitud del álabe (β) y espesor, el primero fue obtenido por la proyección de los puntos (LM) en el plano XY y el último por medio de una herramienta metrológica descritos en la sección anterior. Dado que debemos ingresar dos datos de ángulo (α y β) y del espesor, creamos dos capas en la opción del ángulo de amplitud del álabe (Ang) y espesor (Thk), y se finaliza determinando el número de álabes que componen el impulsor cerrado de la bomba centrífuga.

Figura 2- 15: Creación del álabe, a) configuración meridional, b) ángulo inicial (γ) y espesor inicial



La Figura 2- 16 representa el perfil hidráulico y el sólido generado por el software de forma estándar con base a los datos dimensionales que representan el álabe anteriormente descritos, en la Figura 2- 16a, es posible observar una vista 2D del perfil hidráulico comprendida por el área que delimitan los puntos JLMK en el plano axial Z y rotacional R, la dirección del flujo y por último 3 líneas de diseño; la primera de color azul limitada por los puntos JL, representa la curvatura del álabe de forma estándar, la cual se encuentra recta; la segunda, es la línea de color rojo definida por los puntos LM, simboliza el límite del álabe con la tapa inferior interna y por último la línea de color verde condicionada por los puntos JK e interpreta el límite del álabe con la tapa superior interna, lo anterior se puede observar en una vista isométrica en la Figura 2- 16b, donde se realizó un boceto de las líneas representadas en 3 álabes diferentes.

Figura 2- 16: Diseño del álabe de bomba centrífuga, a) Perfil hidráulico en vista del plano ZR, b) vista isométrica.

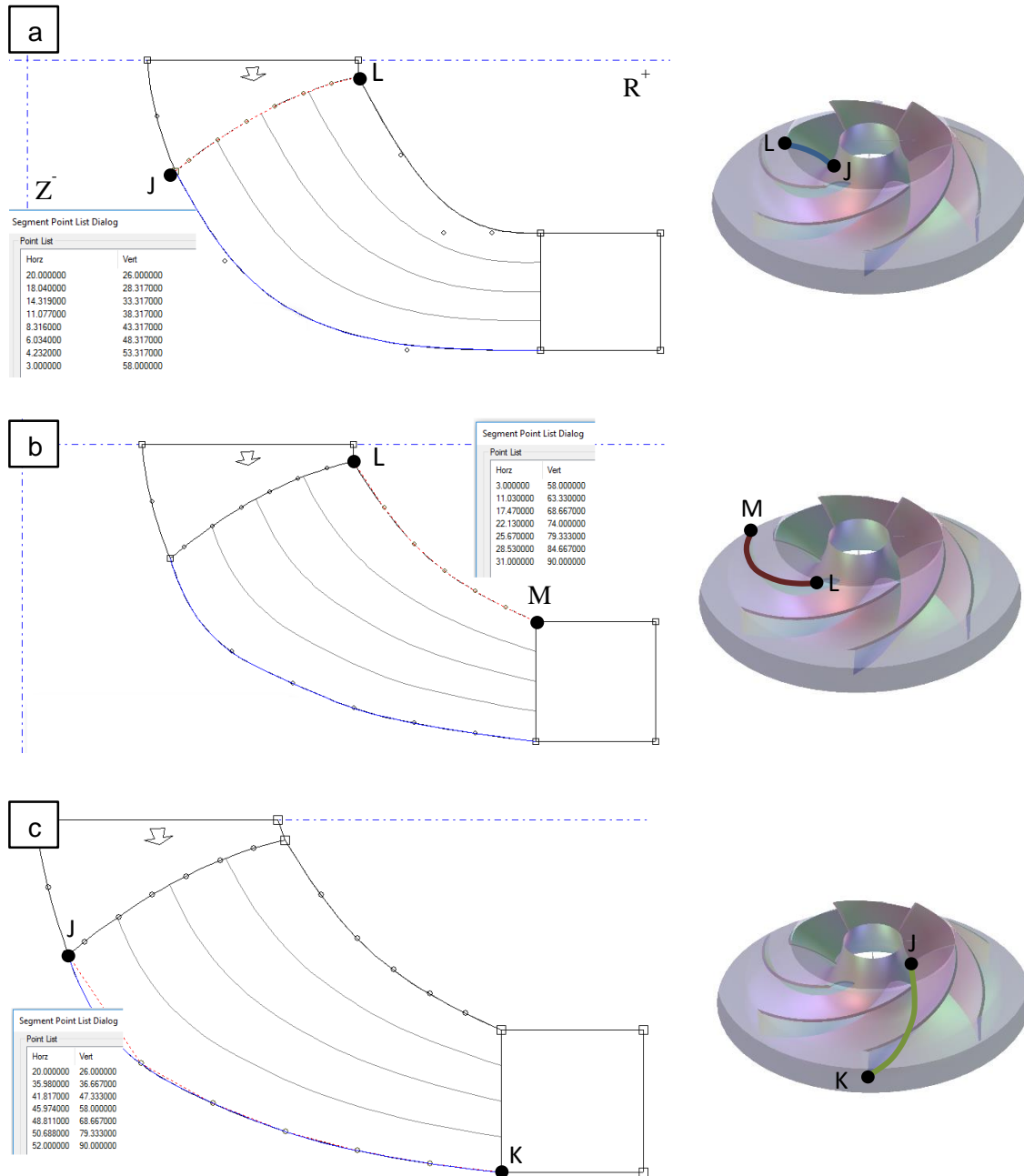


Ahora, se realizan las modificaciones pertinentes en el software, para obtener un álabe lo más fiel al mapeado realizado en la sección anterior, para esto se determina el inicio de la succión sea limitada por el eje rotacional (R) dado que, en el momento del mapeado, este eje es el cero de pieza, así que se limita y a su vez se suaviza la curva por medio de una línea de corriente; después de editar la succión proseguimos con la sección LJ (azul), la cual determina la curvatura de la entrada del álabe, para esto retiramos el control de esta curva por medio de polos y activamos el control de línea de corriente con 8 puntos de control, dichos puntos son proporcionados gracias a la ecuación (2-3) que a cada valor R nos arroja un valor Z, como se muestra en la Figura 2- 17a, se procedió a realizar de igual forma la sección LM (rojo), con base se la ecuación (2-2), con 8 puntos de control, véase Figura 2- 17b, seguidamente realizamos el mismo procedimiento con la sección JK (verde) comprendida con el límite de la tapa inferior interna gracias a la ecuación (2-3) con 8 puntos de control como se puede observar en la Figura 2- 17c, con la anterior edición se termina la edición del perfil hidráulico. Como resultado se observa un perfil con 24 puntos de control los cuales fueron obtenidos gracias al estudio realizado en la sección anterior.

Figura 2- 17: Edición del perfil hidráulico, a) ángulo del álabe, b) tapa superior interna, c) tapa inferior interna.

Perfil hidráulico

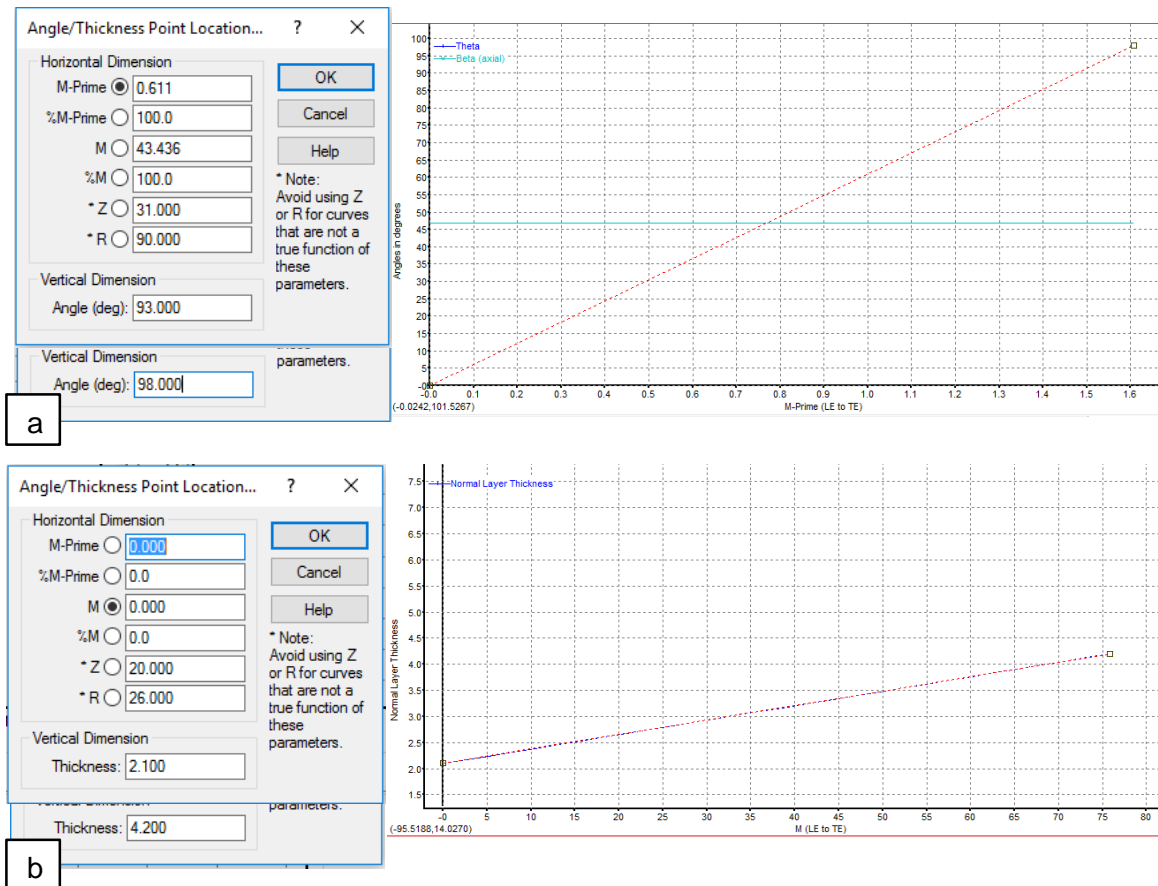
Vista Tridimensional

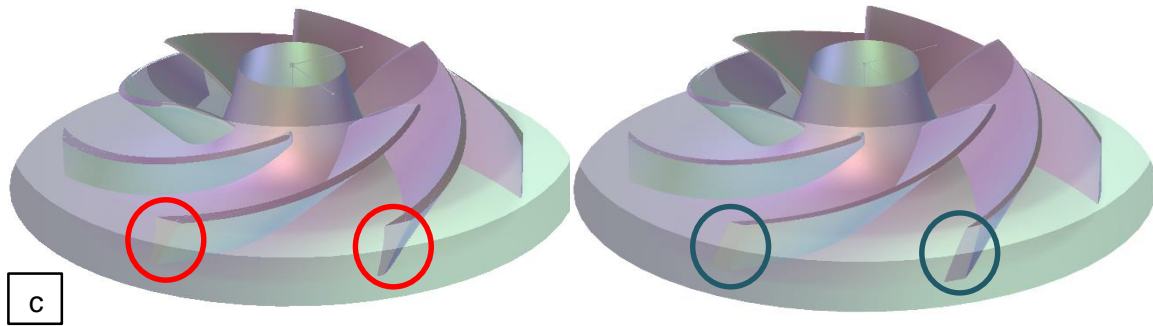


Después de haber terminado el perfil hidráulico de la bomba centrífuga se realizó la edición de los ángulos de amplitud del álabe representados en la Tabla 2- 6 y el espesor del álabe descritos en la Tabla 2- 8, para lograr esto, en la tabla de parámetros de diseño (Figura 2- 15) se seleccionó dos capas para estos dos criterios de diseño. En la Figura 2- 18a, se puede observar en la parte izquierda los cuadros de dialogo para la edición de la primera

capa, la cual tiene un valor de 93° y la segunda capa un valor de 98° , lo anterior permite ser graficado de forma lineal. En la Figura 2- 18b, se ingresan los valores del espesor del álabe, en la capa 1 de espesor, el valor es de 2,1 mm y en la capa 2 una constante de 4,2, y se puede ver la línea que cruza estos dos puntos, por último en la Figura 2- 18c, se evidencia el cambio que tienen estos parámetros de diseño en una vista tridimensional, en rojo se encuentra resaltado como hubiera quedado el álabe si hubiéramos creado el modelo CAD sin estos parámetros de diseño, alejados del modelo real del impulsor, y en la parte derecha se puede observar el diseño con los cambios efectuados del ángulo y el espesor, con un diseño fiel a lo mapeado anteriormente. Ambos criterios de diseño (ángulo de amplitud y espesor) son representados por una línea recta, lo que describe que los aumentos de estos dos criterios tienen la misma pendiente a medida que se extiende por el álabe.

Figura 2- 18: Edición de parámetros de diseño, a) ángulo de amplitud del álabe, b) espesor, c) vista tridimensional de la edición.





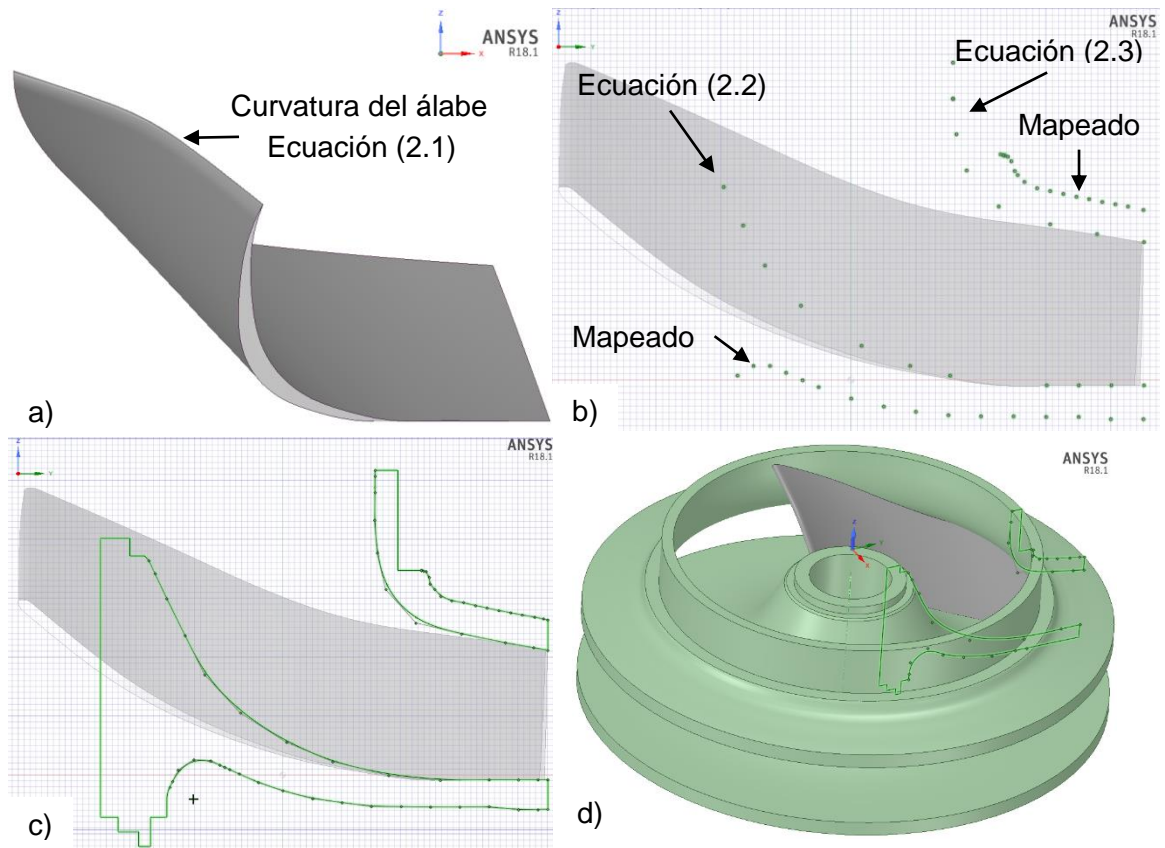
Después de obtener el álabe con los criterios anteriormente descritos, se carga en el módulo de modelado de Ansys®, SpaceClaim.

Se continúa realizando un boceto que será revolucionado en el eje Z. En la Figura 2- 19a, se puede observar el álabe diseñado desde BladeGen en el plano XZ, donde se destaca la curvatura del álabe que fue diseñado con base a la ecuación (2-1), en la Figura 2- 19b, los puntos espaciales necesarios para realizar el boceto de extrusión, para esto se utilizó los datos mapeados en las tapas externas, tanto superior como inferior. Para los puntos que determinan las tapas internas, se tomaron los mismos puntos para el diseño del perfil hidráulico del álabe, que se calcularon gracias a las ecuaciones (2-1) y (2-2).

En la Figura 2- 19c, se ilustra el perfil de revolución, para esto se debe realizar la unión de los puntos por medio de una línea de corriente que los acople de tal forma que no se desvíe mucho de los puntos de control, para esto se realizó una ecuación de grado 2, dado que cumple lo anteriormente descrito, si se aumenta el grado, se obtiene un mayor contacto entre los puntos y la línea de corriente, pero puede generar perturbaciones en el perfil hidráulico, debido que su prioridad es tener contacto con los puntos sin importar la trayectoria, las demás líneas rectas se dibujaron con base a medidas metrológicas obtenidas por medio de un calibrador.

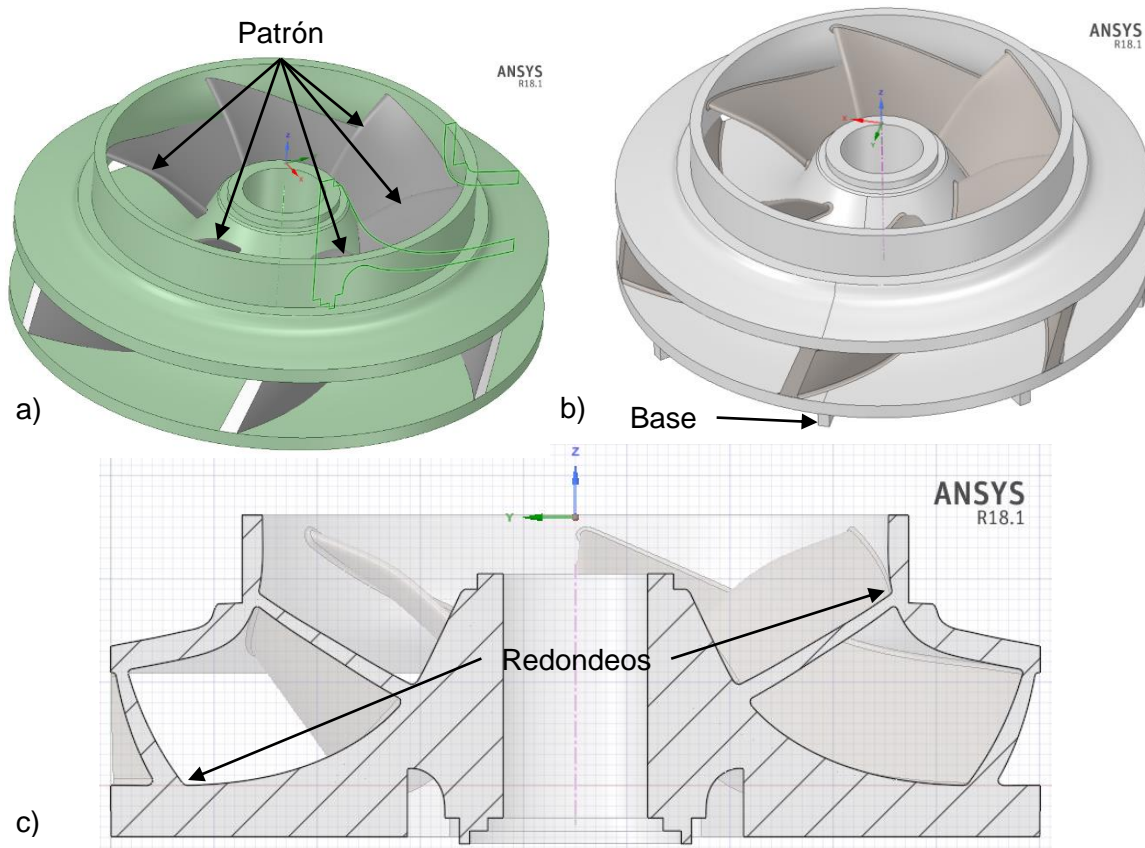
La Figura 2- 19d, muestra la extrusión por revolución del boceto anteriormente dibujado, en vista tridimensional se puede detallar el volumen de estas tapas concuerdan de grosso modo al álabe.

Figura 2- 19: Diseño de tapa del impulsor, a) álabe, b) puntos en plano XY, c) boceto de revolución, d) tapas del impulsor.



Posteriormente se realizan los detalles que tiene este impulsor cerrado, la Figura 2- 20 muestra el proceso para realizar el modelado de los últimos detalles del impulsor, la Figura 2- 20a ilustra 6 álabes, estos fueron obtenidos gracias a un patrón geométrico del álabe alrededor del eje Z, estos álabes tienen una separación de 60° , en la Figura 2- 20b se puede observar la extrusión de la base del impulsor, la cual está dada por rectángulos, estos datos fueron obtenidos por metrología, se modela uno, después se realiza otra operación de patrón sobre el eje Z, con una separación de 45° , posteriormente se continua con la operación booleana de unir, dado que en este momento se tienen 3 grupos de cuerpos (6 álabes, 2 tapas, 8 bases), posteriormente de realizar la operación booleana y tener un sólido, se realizan los redondeos de 1 mm que delimitan los álabes con las tapas, como se puede detallar en la Figura 2- 20c, además de observar en detalle la unión de los 3 grupos de cuerpos en un solo cuerpo.

Figura 2- 20: Modelado del impulsor, a) álabes, b) base, c) vista 2D



Debido a la dificultad de obtener un mapeado interno del perfil hidráulico de la voluta, dado a la poca accesibilidad de la herramienta metrológica con la que cuenta la institución, no es posible generar una geometría por esta adaptación del método de ingeniería inversa de medición por coordenadas, por consiguiente, el modelado de este importante elemento de la bomba centrífuga está dado por el método 2: escaneo 3D, descrito en la siguiente sección.

2.1.2 Método 2: escaneo 3D.

Este método de ingeniería inversa es el más utilizado industrialmente debido a sus beneficios en tiempo ahorrado en fase de diseño, proceso de prototipado, control de calidad, posibilidad de re-fabricación de piezas sin CAD y portabilidad, con base a estas ventajas se realiza este método de ingeniería inversa para el modelado de las dos piezas de estudio (impulsor cerrado, voluta), para esto se utilizaron dos scanner 3D, el primero es con el que cuenta la institución, el cual es un Sense 3D y HandySCAN 3D, el primero con resolución de profundidad de 1 mm, frecuencia de fotogramas igual a 30 fps, volumen de

escaneado mínimo de 0,2 m X 0,2 m X 0,2 m, y el segundo tiene una resolución de 0,1 mm, frecuencia de fotogramas igual a 205000 fps, volumen de escaneado mínimo de 0,1 m X 0,1 m X 0,1 m, este último escáner fue tomado en alquiler a la empresa ATEgroup-Solteco.

- **Adquisición de nubes de puntos.**

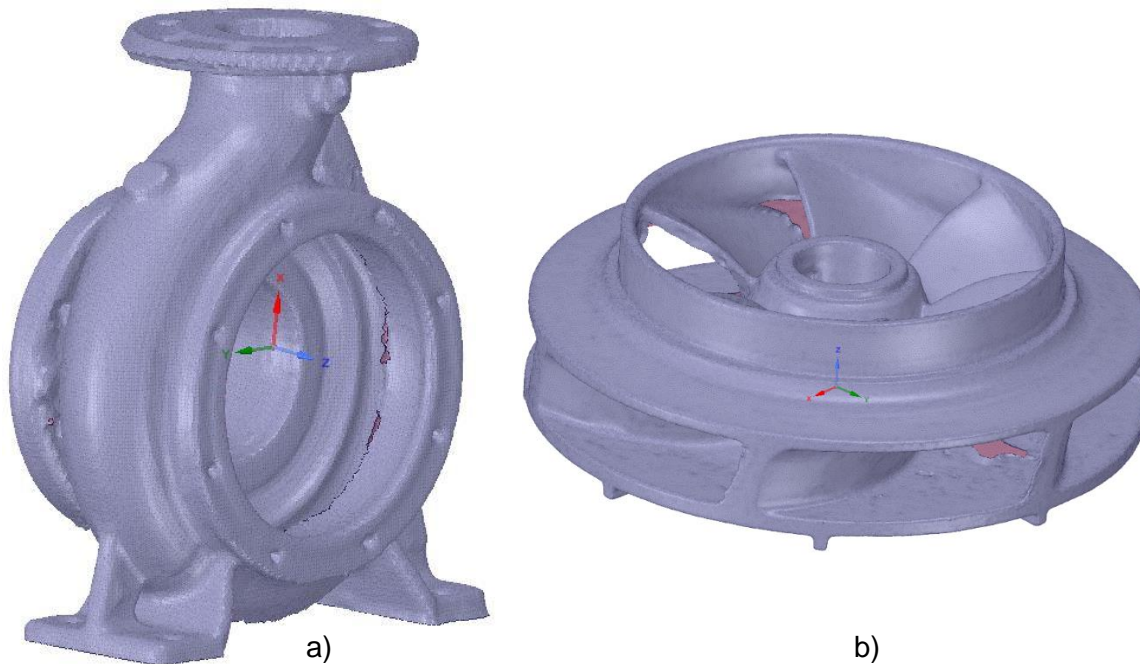
Las adquisiciones de las nubes de puntos por ambos escáneres tienen el mismo procedimiento, lo primero es acondicionar el lugar de trabajo, es decir definir un lugar de escaneo, sobre una mesa que no tenga interrupciones y objetos que puedan interrumpir la trayectoria del escaneado. Segundo se acondiciona las piezas de interés como son el impulsor y la voluta, se realizó el desensamble y se realizó un mantenimiento de las piezas, donde se eliminaron materiales que no sean de las piezas de interés, dado que el escáner detecta texturas.

A posteriori de tener tanto el lugar de escaneo como las piezas de interés acondicionadas para este proceso, se realiza lo mismo con los escáneres, los cuales deben tener una temperatura interna de 50 °C para su funcionamiento idóneo y el software *Artec Studio*® necesario para ajustar y verificar parámetros, tales como brillo de textura, velocidad de escaneo (*frames per second*) y característica a seguir. Este último parámetro conlleva a determinar la detección de textura o simplemente la geometría y a ajustar los escáneres por medio de la planicidad de la superficie y la calidad de corrección. Se realizará el proceso de escaneo con todas las maniobras necesarias para obtener la nube de puntos del impulsor y la voluta, estas deben ir guiadas por un movimiento suave alrededor de todo el objeto para obtener diferentes perspectivas conservando las oscilaciones generadas en la mitad del rango de profundidad de campo, para el escaneo del impulsor se realizó un escaneo de toda la pieza, pero se enfatizó en un solo álabe, dado que es una geometría paramétrica, para la voluta en nivel de detalle lo obtuvo el perfil hidráulico interno por donde tiene recorrido el agua.

La Figura 2- 21 ilustra el resultado del escaneado 3D, lo cual son millones de puntos espaciales, esto genera una nube de puntos, que al exportarlo en formato STL (*STereo Lithography*), genera una superficie de escaneado, es de anotar que el escaneo realizado para la voluta es por medio del Sense 3D (Figura 2- 21a) y el escaneo para el impulsor fue con el HandySCAN 3D (Figura 2- 21b), la razón fundamental es que la institución cuenta con el Sense 3D, el volumen y resolución de escaneado es bueno para el tamaño del

elemento, en cambio para el impulsor se debió utilizar un escáner que tuviera un volumen mucho menor y una resolución más alta, debido a la importancia que tiene este elemento en la generación de energía de presión se deben tomar una menor margen de error en la adquisición del perfil hidráulico generado por los álabes.

Figura 2- 21: Nube de puntos, a) Voluta, b) Impulsor.



- **Modelado tridimensional del método 2.**

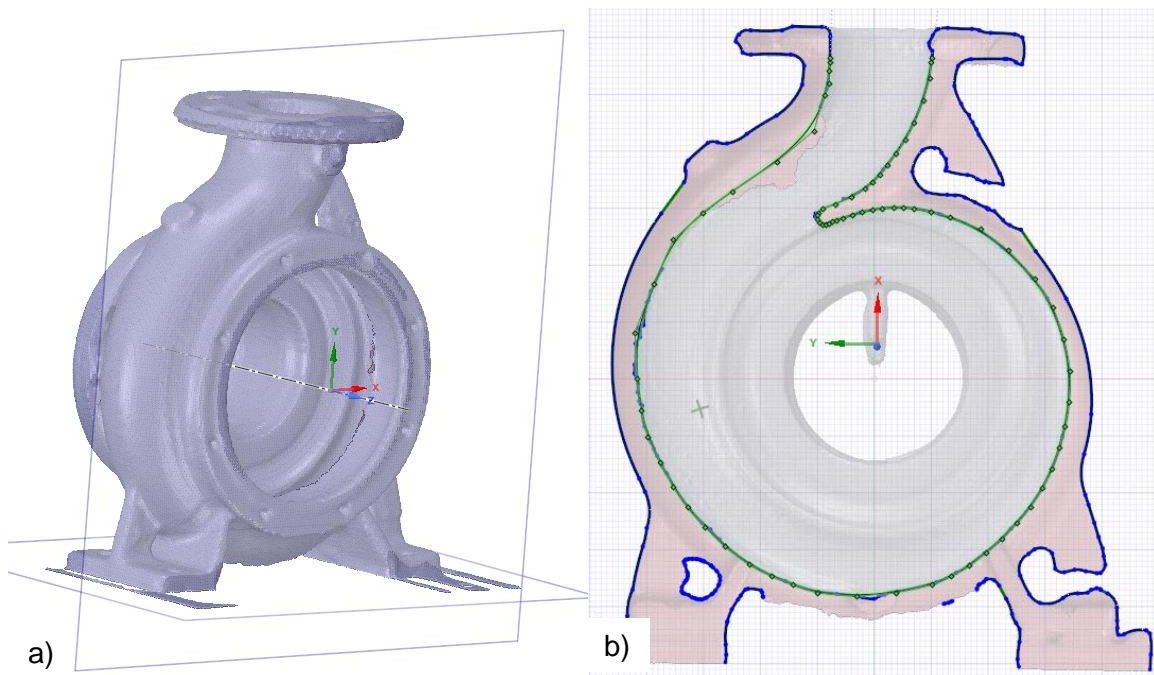
Dado que las superficies creadas por las nubes de puntos adquiridas por los escáneres son lineales y su calidad depende de la resolución del escáner, se deben utilizar técnicas de modelado de ingeniería inversa para generar geometrías primitivas (cilindros, cubos) y complejas (superficies libres) que generen una geometría fiel a lo que se desea modelar. Para lo anterior se utilizó el módulo de modelado de Ansys® llamado SpaceClaim; al tener procedimientos diferentes para levantar el modelo esta sección se separa en dos, modelado tridimensional del método 2 en voluta.

- **Voluta**

se importó la nube de puntos generados por el escáner Sense 3D al módulo SpaceClaim, más adelante se realizó un movimiento de la malla, con el fin de ubicarla en un punto central, dado que esta malla tiene un eje coordenado espacial muy alejado de la geometría,

además se crea un eje de boceto y planos, lo anterior con el fin de generar un marco de referencia para la generación de las geometrías primitivas y complejas, como se puede observar en la Figura 2- 22a. Con lo anterior realizado, se selecciona un plano de referencia para realizar un corte meridional a la malla y poder observar su interior, posteriormente se dibuja una línea que describa la trayectoria interna, véase Figura 2- 22b.

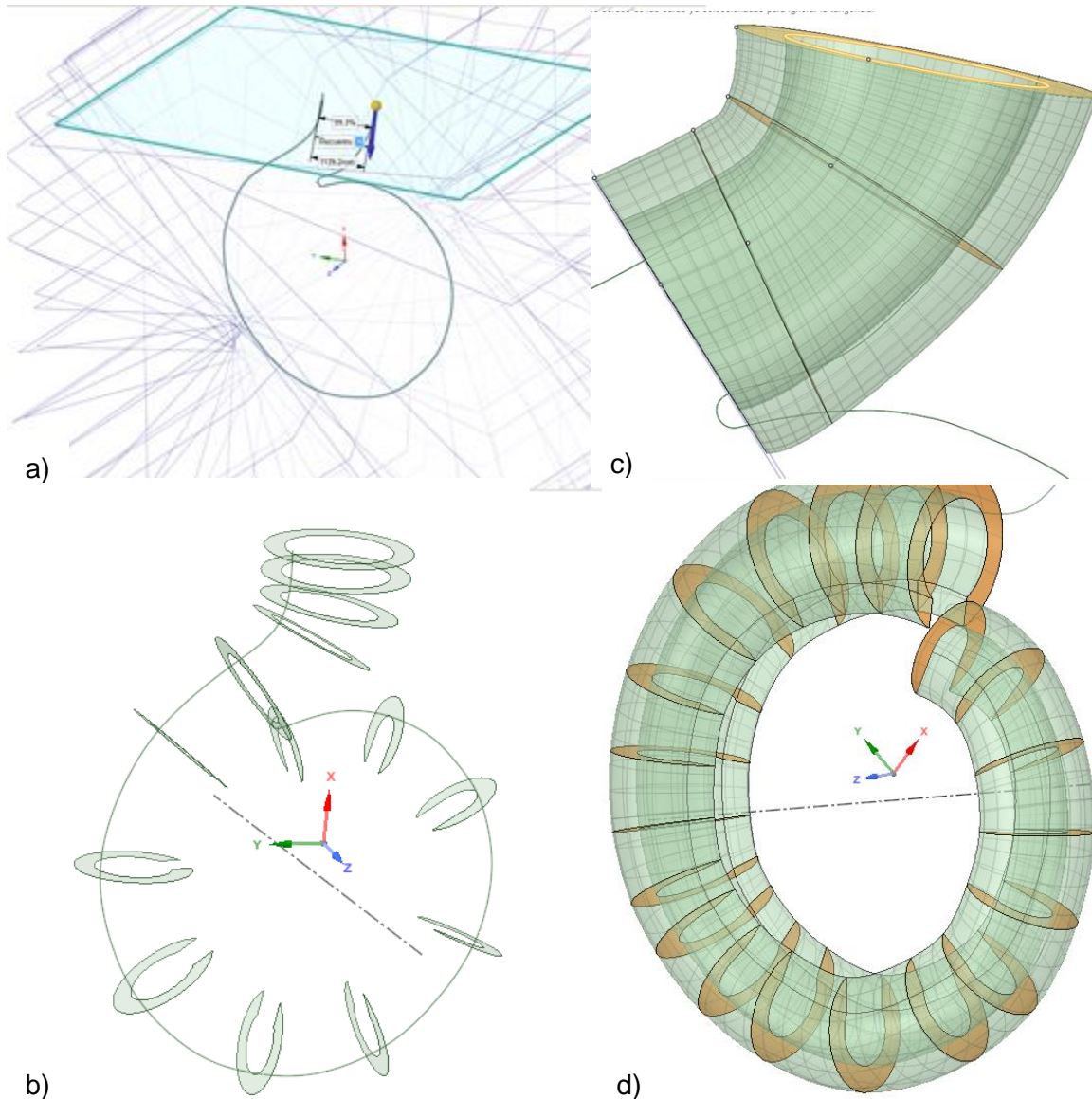
Figura 2- 22: Voluta, a) ubicación espacial, b) corte meridional.



En la Figura 2- 23 se puede observar el procedimiento para el modelado de la voluta por medio de secciones transversales, para esto se crean planos en la trayectoria anteriormente descrita, luego se realiza una selección de los planos más relevantes (sin duplicarse), como se puede observar en la Figura 2- 23a, se continúa con el boceto de las secciones transversales que describen la voluta, estas son dos, la primera es la sección en forma de herradura, (Figura 2- 23b) y la segunda son cilindros, estas secciones transversales se dibujan en los planos que anteriormente se crearon, para esto se realiza una copia de la malla, pero con figuras simples como círculos y líneas que se acerquen a la malla, una vez creadas ambos tipos de secciones transversales, se realiza una extrucción por medio de la herramienta combinación, esta operación permite generar una malla por medio de secciones transversales, como se puede observar en la Figura 2- 23c, la cual, es la malla que generada con los cilindros y la Figura 2- 23d es la malla creada con

la forma de herradura, seguidamente se da la opción de generar y se crean dos solidos con esta operación, que posteriormente se unifican para formar una sola pieza.

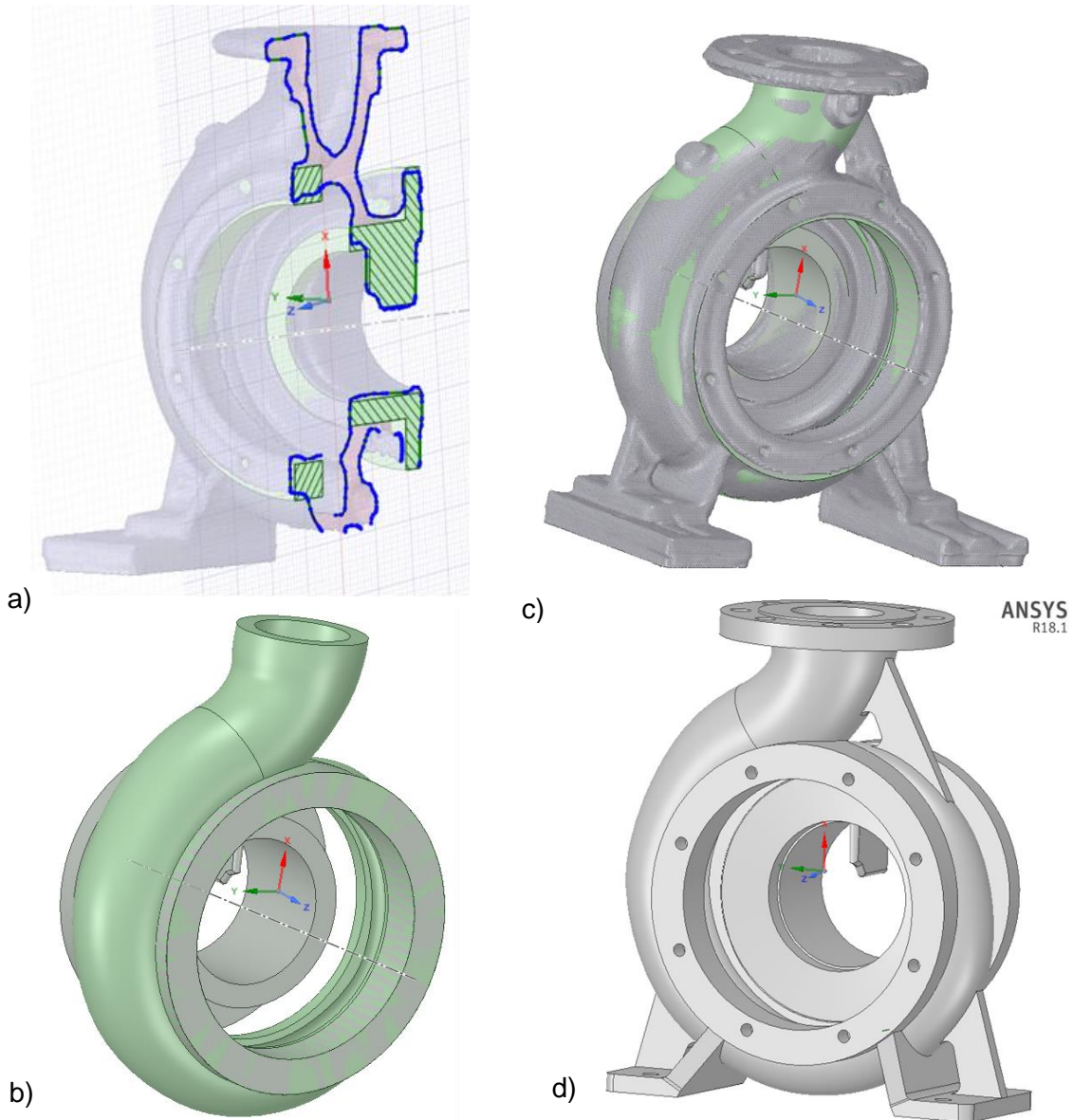
Figura 2- 23: Modelado de superficies. a) Planos en trayectorias, b) secciones transversales, c) superficies libres en la entrada, d) superficies libres en el perfil hidráulico.



Posteriormente se inicia la generación del resto del cuerpo de la voluta (Figura 2- 24), realizando la misma metodología, se generan planos sobre las facetas (malla generada

por el scanner 3D), teniendo el plano de referencia, se realizan bocetos sobre la faceta, tratando de plasmar la malla con entidades básicas como cilindros y cubos, como se puede observar en la Figura 2- 24a, esta imagen muestra dos sólidos en un corte meridional del conjunto (faceta y sólidos), después se combinan los sólidos generados (Figura 2- 24b), a medida que se van generando elementos en la voluta, se deslumbra la faceta, esto permite tener un control visual sobre los elementos extruidos (Figura 2- 24c), por último se termina de generar los elementos que componen la voluta, es de aclarar que lo importante de la misma es el interior, por ende no se tuvieron en cuenta algunos elementos de la misma, dado que no tendrían influencia alguna sobre la simulación fluido-dinámica

Figura 2- 24: Modelado de sólidos, a) corte meridional, b) unión de sólidos, c) faceta y sólidos, d) voluta modelada.



el análisis del número de secciones transversales con las cuales se realizó el modelo, los sólidos que se generaron para realizar el modelado serán evaluados en la sección 3.1.3 Método 2: escaneo 3D.

2.2 Banco experimental

Se realizó un banco experimental en modo bomba, debido a que las turbo máquinas prestadas para el estudio no cuentan con información técnica (curvas características,

rendimientos, cargas) se debe caracterizar una de ellas, todo lo anterior se describirá a continuación.

Para la realización de las pruebas experimentales de la bomba centrífuga en ciclo infinito, es necesario definir los elementos que lo conforman, los cuales están expuestos en la Tabla 2- 9. Lo anterior en pro de garantizar la reproducibilidad de los experimentos.

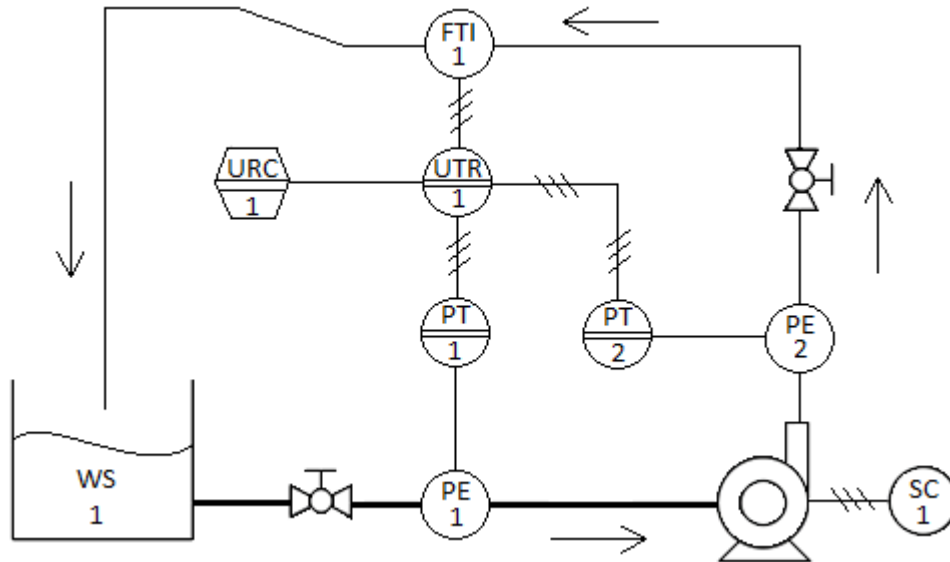
Tabla 2- 9: Componentes del banco de pruebas

Cantidad	Elemento	Referencia	Exactitud (+/-)
1	Bomba centrífuga de 10 Hp	----	----
1	Variador de frecuencia marca DELTA	VFD-E de 7,5 HP	----
1	Válvula de bola 3" PAVCO	-----	----
1	Válvula mariposa 6" Acero al carbono	-----	----
1	Tarjeta de adquisición de datos marca <i>National Instrumets</i>	NI DAQ compaq 9802	----
2	Transmisor de presión marca Siemens.	SITRANS P220	0,25%
1	Medidor de caudal PMAG SGM LEKTRA	TRAFAG PMAGY0050B2B1A0A1	0,2 %
1	Isotank de 1300 litros	----	----

La Figura 2- 25 presenta el diagrama hidráulico y de instrumentación del banco de experimentos, el cual contiene los dispositivos de control, medición y flujo a ser usados. La descripción del proceso inicia con el paso del flujo del tanque 1 (WS), e impulsado por medio de la bomba a través de la tubería de acero al carbono de 6", a una distancia de 1,4 m, se encuentra un sensor de presión (PE1). El flujo pasa por la bomba ganando energía de presión para tomar camino por el tubo de descarga de PVC de 3", seguidamente encuentra otro sensor de presión (PE1), el líquido continúa su viaje hacia el segundo sensor de presión (PE2), posteriormente el líquido se encuentra con el sensor de caudal electromagnético (FTI). Finalmente, el fluido es descargado de nuevo al tanque 1 (WS),

para reiniciar el ciclo, las distancias de los sensores de presión (PE1 y PE2) están dadas por las indicaciones del fabricante de los instrumentos, el cual recomienda 3 diámetros.

Figura 2- 25: Esquema de banco experimental para la caracterización de bomba centrífuga.



Donde:

WS = Suministro de agua (Tanque de almacenamiento).

SC = Variador de frecuencia.

FIT = Transmisor Indicador de Flujo.

PE = Elemento Primario de Presión (Toma de Presión).

PT = Transmisor de Presión.

UTR = Registrador Transmisor de Multi-variable (Tarjeta de Adquisición de Datos).

URC = Controlador Registrador Multi-variable (Computador)

Las lecturas de presión obtenidas por los elementos (PE1) y (PE2), son llevadas a los elementos (PT1) y (PT2) respectivamente. Posteriormente, estas señales son transmitidas de forma eléctrica (corriente) que van de los 4 a los 20 mA a la tarjeta de adquisición de datos (UTR). Finalmente, la tarjeta de adquisición de datos (UTR) se encarga de enviar las señales censadas al equipo de cómputo (URC), en el cual son procesadas cada una de ellas a través del software LabView 14.0®.

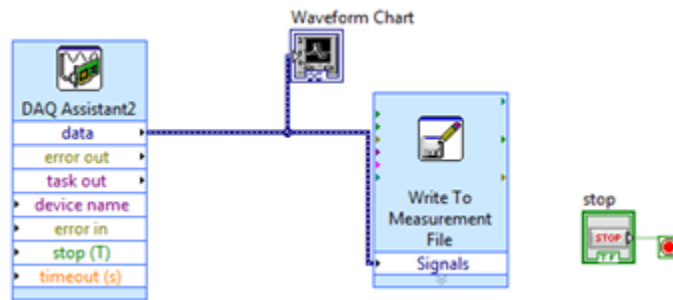
Debido a que las señales obtenidas por cada uno de los elementos descritos previamente son señales eléctricas, es importante definir en primera instancia a cuál de las salidas de la tarjeta de adquisición de datos hace alusión cada una y adicionalmente, describir las ecuaciones que permiten escalar las variables, esto es gracias a los límites de los sensores, por ejemplo, la escalización del sensor del caudal está dada por su salida (4 a 20 mA) y el caudal que deseamos adquirir se encuentra en el rango de 0 a 120 [m³/h], de lo anterior se realiza una recta numérica, la cual representa estos valores, dando para 0 [m³/h] una salida de 4 [mA] y 120 [m³/h] una salida de 20 [mA]. Lo anterior, da como resultado una función lineal, la cual representa los valores escalizados de la adquisición de datos, las constantes de la pendiente y el intercepto de estas rectas numéricas se obtienen calibrando los sensores con base a las capacidades del banco hidráulico, lo anterior es mostrado a través de la Tabla 2- 10.

Tabla 2- 10: Descripción de señales y ecuaciones de escalización

Variable	Salida Análoga	Ecuación de Escalización	Unidades
Presión aguas abajo.	A01	$y = 0,25x - 1.$	[bar]
Presión aguas arriba.	A02	$y = 0,25x - 1.$	[bar]
Flujo	A03	$y = 7,5x - 30.$	[m ³ /h]

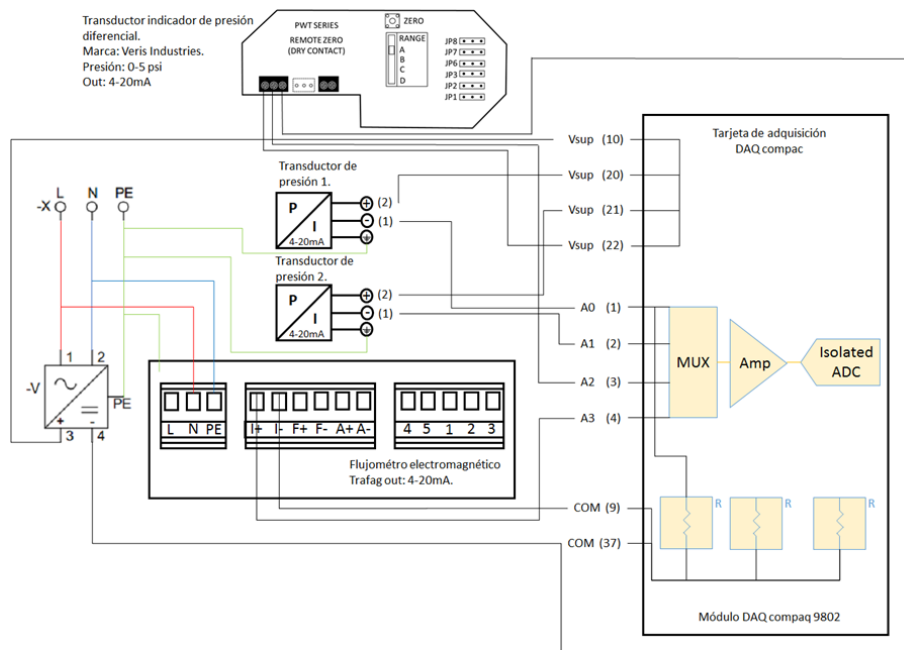
Los datos registrados de cada una de las variables por medio de la tarjeta adquisición de datos, fueron enviados al equipo de cómputo, en el cual fueron procesadas a través del software LabView 14.0®. Fue empleado el bloque asistente DAQ, el cual se comunica de manera directa con el bloque “Write to measurement file”, encargado de la escritura de los datos en Microsoft Excel. Lo anterior dentro de un bloque “while loop”, el cual es un ciclo que repite la anterior operación, adicionalmente la programación de un botón de parada, el cual terminar el proceso de medición, saliendo del bloque de repetición; la configuración de los bloques empleada puede observarse a través de la Figura 2- 26.

Figura 2- 26: Programación para la adquisición de datos mediante LabView



Adicionalmente, fueron desarrolladas las conexiones de medición del sistema con sus respectivos planos, teniendo en cuenta el apantallamiento de los cables conectados, ya que la eliminación del ruido eléctrico es determinante para la precisión de la medición. La presentación de dicho plano, es efectuada por medio de la Figura 2- 27, en la cual es posible observar la interconexión entre los diferentes transductores del sistema, mencionados previamente con la tarjeta de adquisición de datos.

Figura 2- 27: Plano de conexiones de los sensores a la tarjeta de adquisición de datos.



Una vez realizadas las conexiones, el banco experimental quedo finalmente de la forma expuesta en la Figura 2- 28, en la cual aparece la disposición espacial de los elementos previamente descritos en la Figura 2- 25, con sus respectivas conexiones para poder realizar las pruebas

Figura 2- 28: Banco de pruebas experimental.



Las incertidumbres para todas las variables fueron halladas usando las reglas para la propagación del error, como se muestra a continuación.

Operaciones	Incertidumbres	
$q = x \pm y$ (2-4)	$\delta q \approx \sqrt{\delta x^2 + \delta y^2}$	(2-5)

Se realizaron 3 tomas de datos en cada punto, además solo hubo adquisición hasta que el sistema se estabilizara.

Luego de tener la adquisición de datos necesarios se evalúa el rendimiento de la bomba para una variedad de cabezas y flujos. Al producir la curva H vs Q, se deben encontrar 3 variables de prueba esenciales que son necesarias para construir esta curva, adicionalmente de la cabeza y caudal es necesario monitorear la velocidad de rotación dado que esta debe permanecer constante en todas las tomas de datos.

Para calcular la presión de cabeza, se utiliza la ecuación de Bernoulli (2-6). Donde Δp , es la diferencia de presión en la salida y entrada, ΔZ es la diferencia de altura, mientras que A_{in} y A_{out} es el área de la sección transversal de los tubos de succión y descarga, además V es la velocidad del flujo y ρ es la densidad

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} + \Delta Z + \frac{\Delta V^2}{2g} = \frac{\Delta p}{\rho g} + \frac{Q^2 \left(\frac{1}{A_{in}^2} - \frac{1}{A_{out}^2} \right)}{2g} \quad (2-6) [88]$$

Posteriormente se evalúa la eficiencia de la bomba centrífuga por medio de las ecuaciones (2-9) y (2-10):

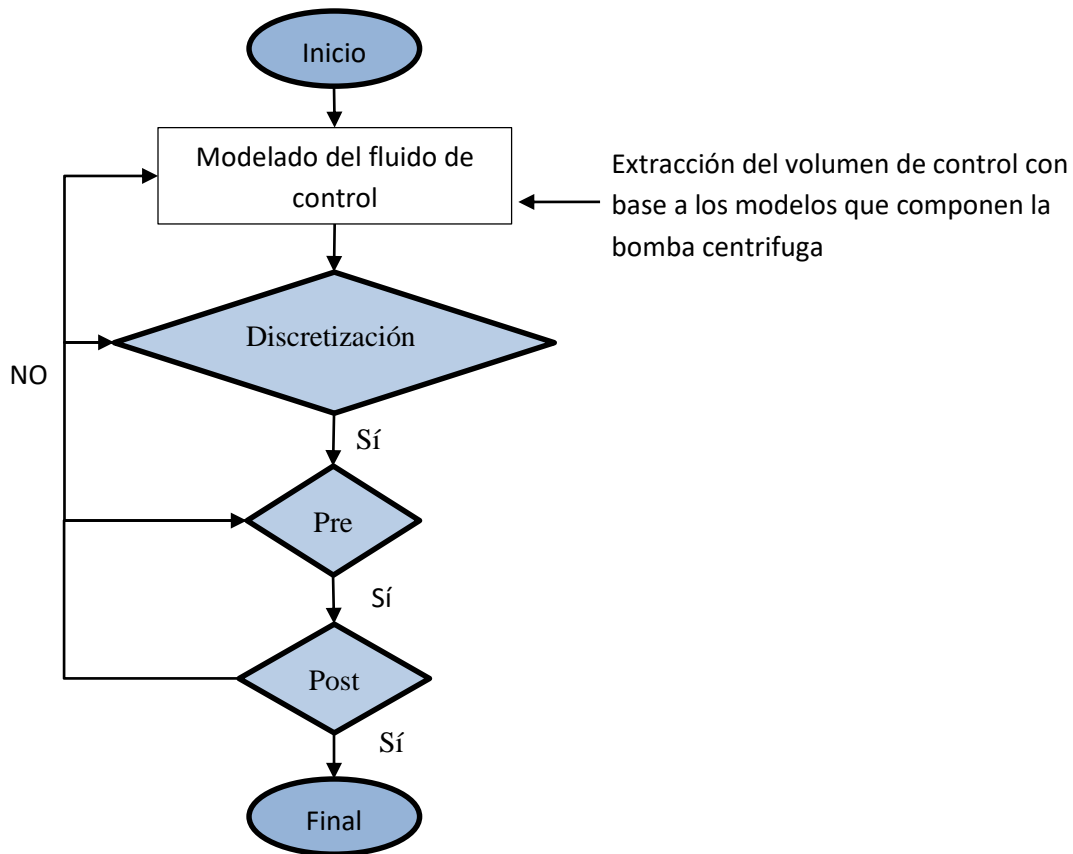
$$P_{eje} = \omega \cdot T_{eje} = (V \cdot I \cdot \sqrt{3} \cos \varphi) \cdot \eta_{motor} \quad (2-7) [88]$$

$$\eta_{bomba} = \frac{P_{hidraulica}}{P_{eje}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\omega \cdot T_{eje}} \quad (2-8) [88]$$

2.3 Simulación Fluido dinámica modo bomba y turbina.

Se realizó la simulación fluido-dinámica en modo bomba y turbina, para esto, debemos obtener el volumen de control, discretizar este volumen y definir las condiciones de frontera, una representación numérica de un fenómeno físico, está dada por el flujograma presentado en la Figura 2- 29, el cual define, que en cualquier parte del proceso puede tener errores y se debe ir al proceso anterior, por ejemplo si al momento de discretizar el volumen de control surgen errores y no es posible mallar esta geometría, se debe analizar el modelado de este volumen, lo mismo sucede con en el módulo del preprocesamiento, donde se adjudican las condiciones de frontera, si la malla tiene malas métricas o errores en archivo de mallado, se debe devolver a esta discretización, por último, el posprocesamiento, los resultados pueden ser afectados, por todas las condiciones anteriores, mala configuración de las condiciones de frontera, malas métricas en el mallado, simplificaciones en la geometría. El presente trabajo desarrolla la siguiente metodología de simulación teniendo presente todas las iteraciones que se tuvieron presentes para llegar a un resultado satisfactorio.

Figura 2- 29: flujograma del proceso de simulación.

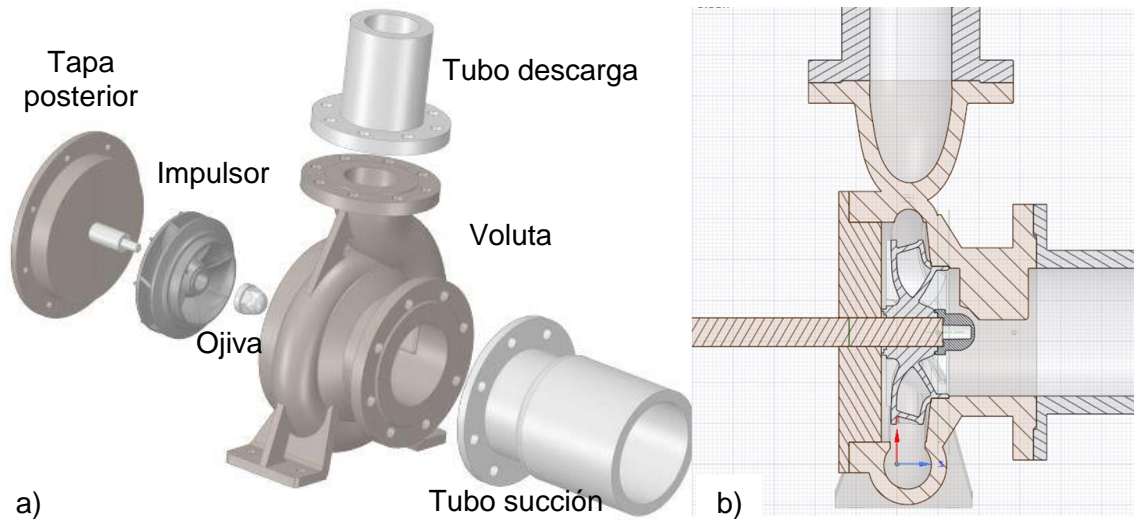


2.3.1 Desarrollo de geometría.

El primer paso para realizar una simulación es tener el volumen de control, el cual es el flujo de agua que pasa por la bomba centrífuga, así pues, luego de obtener los modelos CAD de los elementos de estudio como voluta, ojiva, impulsor y los tubos de succión y descarga, se procede a realizar dicha operación.

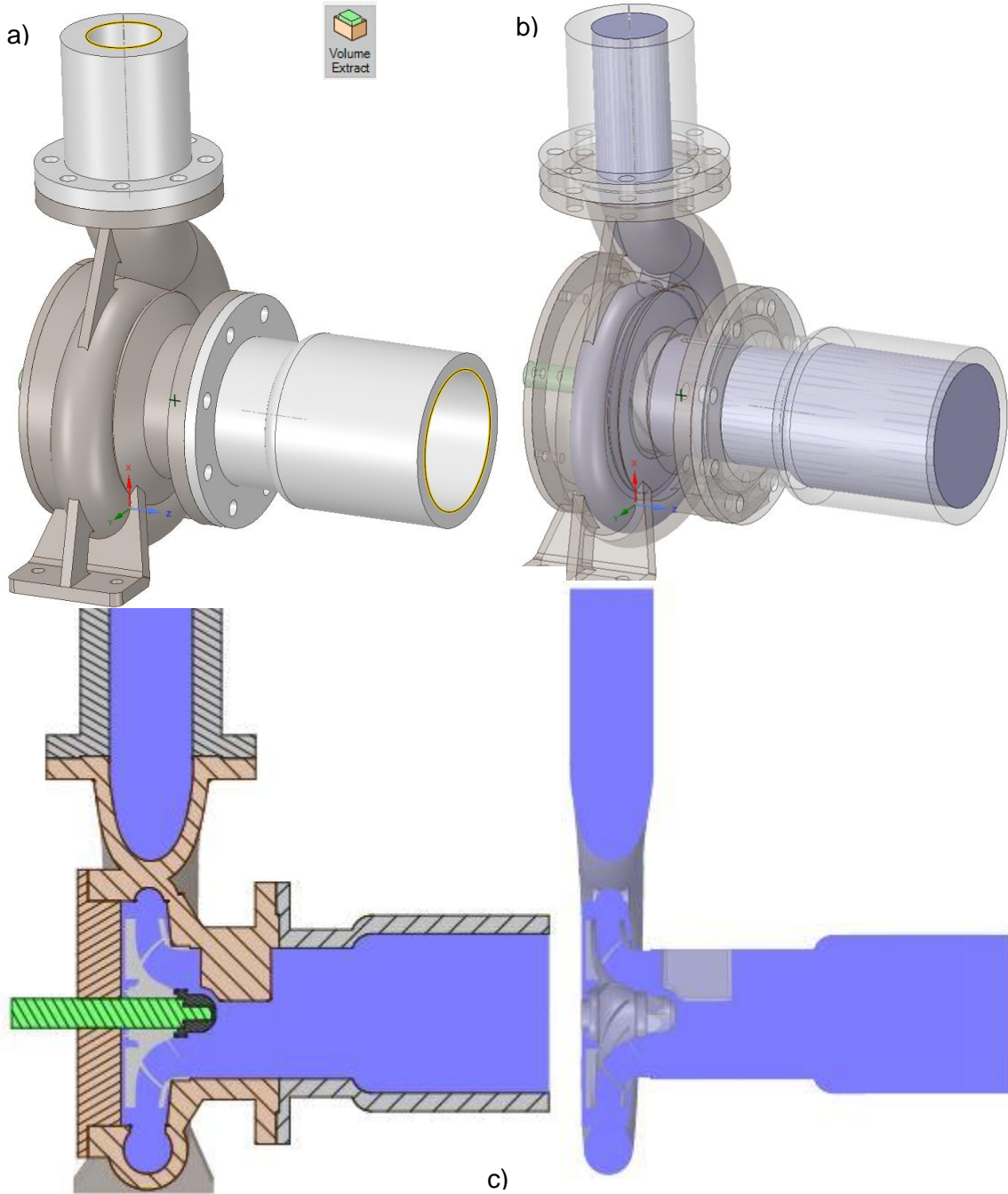
La Figura 2- 30 presenta el ensamble de la bomba centrífuga, tanto en vista isométrica como en corte, para observar en mayor detalle el fluido viaja a través de la máquina hidráulica, además de observar los diferentes elementos que componen la bomba centrífuga que tienen importancia en el comportamiento fluido dinámico del estudio.

Figura 2- 30: bomba centrífuga, a) perspectiva explotada, b) vista 2D del ensamble



La Figura 2- 31, describe el proceso para la extracción del volumen de control, mediante la herramienta con la que cuenta el módulo de SpaceClaim, esta herramienta crea un volumen cerrado desde una región delimitada, ya sea por aristas o caras, en la Figura 2- 31a muestra la selección de las aristas para la creación del volumen de control, estas aristas son los límites del modelo, es decir el tubo de succión y descarga. Posteriormente, damos en iniciar el proceso y como resultado se obtiene el volumen de control, como se puede observar en la Figura 2- 31b. Para poder observar detalladamente el volumen de control, se realizó un corte meridional mediante el plano XZ; el resultado de esta vista se puede apreciar en la Figura 2- 31c, donde se encuentra el contraste del volumen de control en vista de corte con los diferentes elementos que componen la bomba centrífuga y sin ellos.

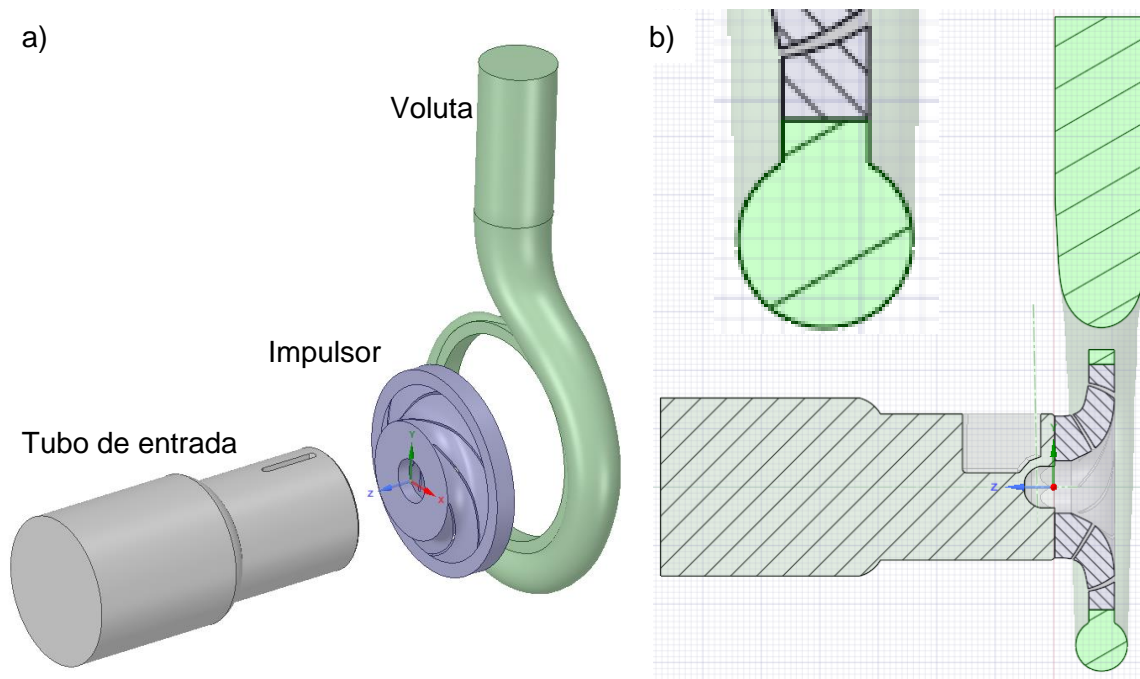
Figura 2- 31: Extracción de volumen de control, a) límites, b) extracción, c) volumen



Ahora se prosigue a separar el volumen de control anteriormente obtenido, (Figura 2- 32) dado que el volumen que comprende el impulsor gira con una velocidad angular, mientras que el volumen que se encuentra en el tubo de entrada y voluta, tienen un comportamiento diferente. Para esto se realiza una delimitación de donde se realizaría el corte por medio de planos, y operaciones booleanas, en la Figura 2- 32a, se puede observar el ensamblaje separado donde se describen los 3 volúmenes de control, los cuales son, tubo de entrada

(estático), impulsor (rotacional), voluta (estático), en la Figura 2- 32b, se encuentra una vista seccional, la cual nos permite ver en detalle el flujo que pasa internamente por la máquina, de este se puede analizar que se simplificó el modelo, es decir que se eliminó el flujo re circulante que se encontraba en el impulsor, esto está contemplado por diferentes autores, en la sección de resultados veremos su repercusión.

Figura 2- 32: Volumen de control, a) explosión, b) vista planar.



2.3.2 Discretización del volumen.

Una vez obtenido los tres volúmenes de control se procedió a realizar la discretización o mallado del volumen a través del módulo *Meshing*[®]; supervisando como dimensión significativa el valor adimensional de la calidad ortogonal mínima, el cual varía entre uno (1) y cero (0), siendo uno (1) el valor que se asocia a la mejor calidad de malla como lo describe la guía de mallado de este módulo [89], y siendo 1/6 la calidad mínima aceptable para aplicaciones de turbo maquinaria como lo recomienda [90].

Para realizar el mallado final, se deben tener en cuenta el efecto viscoso presente en la pared, para capturar estos fenómenos físicos en el método numérico se debe realizar un refinamiento de la malla, en las zonas cercanas a las paredes, lo anterior tiene el nombre

de inflación, para el cálculo de esta inflación se tienen presentes el modelo de turbulencia y el y^+ presente en el fenómeno físico en particular, para nuestro caso él y^+ es de 50, para calcular el tamaño de la primera capa se debe tener presente la teoría de perfil de velocidad turbulento que se basan en el análisis y en las mediciones, lo que conlleva a que las constantes se determinan a partir de datos experimentales [88], lo primero es calcular el número de Reynolds de nuestro fenómeno, el cual está representado por la ecuación (2-9):

$$Re = \frac{v_{\infty} \cdot L}{\nu} \quad (2-9)$$

Donde:

ρ = Densidad del agua a 25°C [kg/m³]

v_{∞} = Velocidad promedio del flujo libre [m/s]

L = Longitud característica de la geometría (Diámetro de la tubería de entrada) [m]

$\nu = \mu / \rho$ = Viscosidad cinemática del fluido [m²/s]

Se continua hallando el coeficiente de fricción de la pared [88], para esto se utiliza la ecuación (2-10)

$$C_f = 0,079 \cdot Re^{-0.2} \quad (2-10)$$

Con lo anterior calculado, se continua con la tensión de cizallamiento en la pared [88], se calcula con base a la ecuación (2-11)

$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot v_{\infty}^2 \quad (2-11)$$

Posteriormente se calcula la velocidad de fricción [88] con la ecuación (2-12)

$$U_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2-12)$$

Con los datos anteriormente calculados, se prosigue a encontrar la altura de la primera capa de inflación, esto es posible gracias a ecuación (2-13)

$$y_+ = \frac{\rho \cdot U_\tau \cdot y_1}{\mu} \rightarrow y_1 = \frac{\mu \cdot y_+}{\rho \cdot U_\tau} \quad (2-13)$$

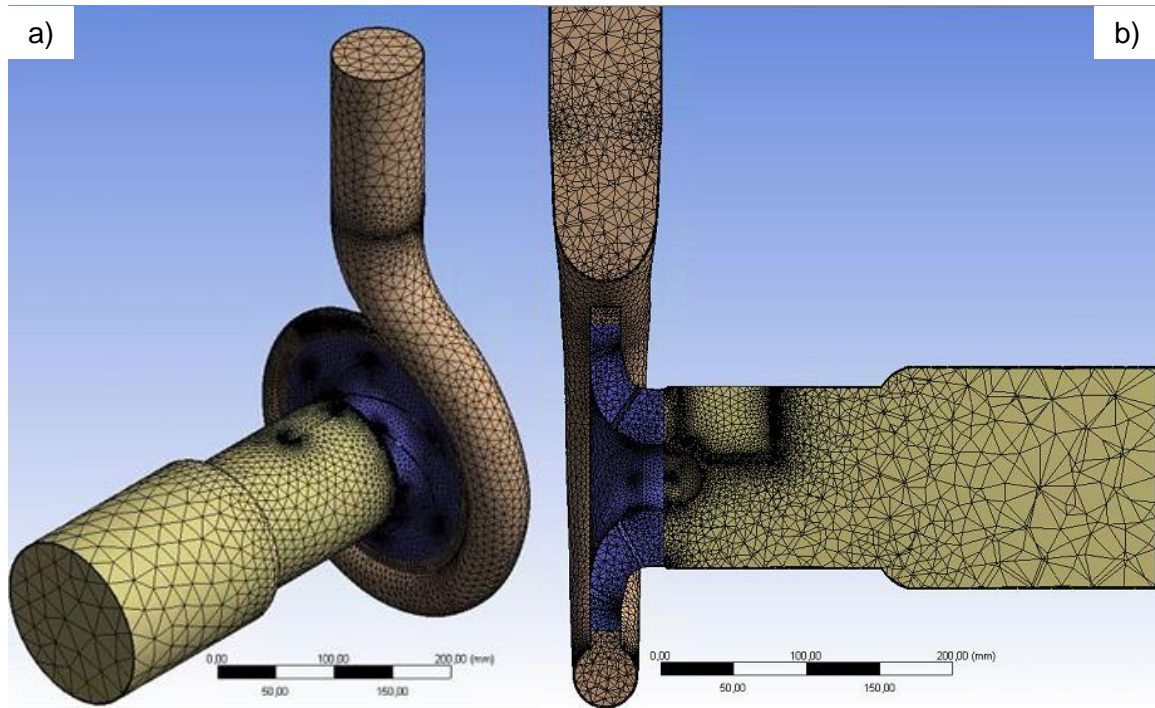
La Tabla 2- 11, expone todos los datos encontrados para encontrar el tamaño de la primera capa de inflación, que garantice analizar los efectos viscosos cerca de las paredes de nuestra turbo máquina, de estos resultados se deduce que el flujo que pasa por esta turbo máquina es altamente turbulento, dado que su número supera los 3000 y que el tamaño de la primera capa de la inflación no debe superar los 0,722 mm.

Tabla 2- 11: Datos de inflación.

Variable	Valor	Unidad
ρ	997.1	[kg/m ³]
U_∞	1.4793	[m/s]
L	0.1524	[m]
γ	8.98X10 ⁻⁷	[m ² /s]
Re	251 168.46	[NA]
C_f	0.0035	[NA]
U_τ	0.0621	[m/s]
y_1	7.22X10 ⁻⁴	[m]

En la Figura 2- 33 se puede observar la malla del volumen de control, esta discretización está compuesta por elementos tetraédricos, las superficies de mayor complejidad (redondeos, chaflanes, superficies libres) deben tener un mallado más fino (tetraedros pequeños) para poder tener fidelidad al CAD del volumen de control. Las métricas de este mallado son 2.903.136 millones de elementos con 1.620.908 de nodos, oblicuidad máxima de 0,90, relación de aspecto de 23,6895 y la calidad ortogonal mínima es de 0,2856. La Figura 2- 33a, muestra una vista isométrica donde se detallan el mallado de los 3 volúmenes de control, de esta vista no se puede detallar la inflación realizada, para poder tener un mejor detalle, se realizó un corte (Figura 2- 33b), el número de elementos que se utilizo es por un estudio de malla, que posteriormente se expondrá.

Figura 2- 33: Mallado de la geometría, a) vista isométrica, b) corte meridional.



Se procedió a realizar un estudio de independencia de malla, la Figura 2- 34 presenta el procedimiento de la parametrización de las variables de discretización, las cuales son seleccionadas desde el módulo de mallado. En la Figura 2- 34a se puede observar las cuatro variables que se parametrizan para el estudio de malla determinada por el tamaño (recuadro verde), y las variables de interés para su monitoreo (recuadro azul), las cuales son: número de elementos y la calidad ortogonal mínima, estas variables son del módulo de mallado y por último la variable del módulo de CFX, la cual es el delta de presión. En la Figura 2- 34b, describe como son las ecuaciones de las variables de discretización y como se relacionan entre ellas, estas ecuaciones están predeterminadas en el módulo de mallado, pero hay que programarlas en la salida de la parametrización, con estas ecuaciones solo hay que realizar simulaciones cambiando el tamaño del elemento mínimo, para este estudio se realizaron 14 simulaciones las cuales van bajando este parámetro con una razón de 2.

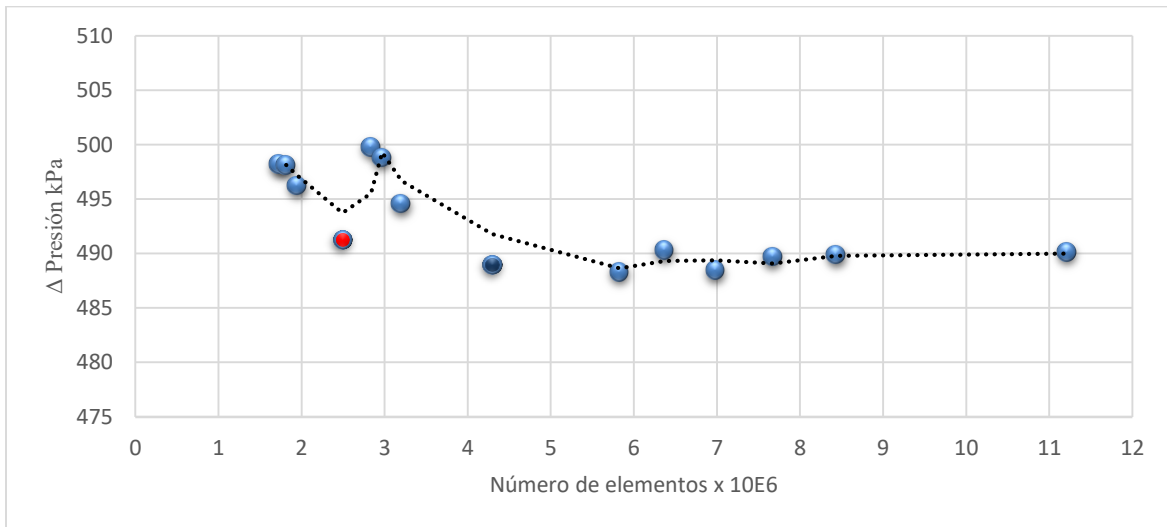
Figura 2- 34: Parametrización del estudio de malla.

Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
3	Mesh (1)			
4	P1	Mesh Min Size	0,16963	mm
5	P2	Mesh Proximity Min Size	0,00016963	m
6	P3	Mesh Max Face Size	0,016963	m
7	P4	Mesh Max Tet Size	0,033926	m
*	New input parameter			
9	Output Parameters			
10	CFX (K1)			
11	P7	deltapressure	4,9816E+05	Pa
12	Mesh (1)			
13	P5	Mesh Elements	1,733E+06	
14	P6	Mesh Min	0,1378	
	New output parameter			
	Charts			

Parámetro de mado	Ecuación
Mesh min Size	X
Mesh Proximity Min Size	Mesh min Size
Mesh Max Face Size	100 X (Mesh Proximity Min Size)
Mesh Max Tet Size	2 X (Mesh Max Face Size)

la Figura 2- 35, hace referencia al resultado del estudio de malla, la cual está definida por la variable de interés como es el delta de presión que genera la bomba centrífuga vs los elementos de discretización. De esta imagen se puede inferir, que a partir de la octava (8) simulación (color rojo), la variable de interés no sufre cambios superiores al 1%, es decir que las simulaciones con $4,3 \times 10^6$ elementos son idóneas para seguir el proceso de simulación, sin consumir demasiado recurso computacional, la línea de tendencia del grafico representa la media móvil en todo su trayecto, para dar una vista de la variabilidad del estudio.

Figura 2- 35: Estudio de independencia de malla



2.3.3 Simulación numérica.

En el estudio numérico se pretendía generar una curva característica de la bomba centrífuga de caudal (Q) vs cabeza (H) a régimen constante (1745 RPM) para luego ser validada con la curva característica obtenida con la experimentación y así validar el método numérico; ahora se cambian las condiciones de frontera y así simular el fenómeno fluido dinámico en modo turbina, es decir, cambiar la succión de la bomba por salida de la turbina y la descarga de la bomba por entrada de la turbina, además de presentar la aproximación matemática que realizar el método numérico, por lo anterior esta sección se divide en tres.

▪ Aproximación matemática.

Las ecuaciones de Navier-Stokes tienen un número limitado de soluciones analíticas conocidas, pero son adecuadas para los modelos computacionales de flujo, por medio de enfoques numéricos. Los modelos CFD resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes, que son formulaciones de las leyes de conservación de masa, momento y energía.

Las ecuaciones se complementan con ecuaciones de estado del fluido y con correlaciones empíricas de la densidad del fluido, viscosidad y conductividad térmica. Las ecuaciones (2-14) muestran el tratamiento matemático de Navier-Stokes, estas operaciones se basan en la solución de ecuaciones diferenciales del momento lineal para un fluido newtoniano con densidad y viscosidad constantes. La ecuación (2-15) representa el torque generado por la bomba en modo numérico, esta aproximación matemática es representada por la integral de todas las superficies que comprende el impulsor, donde, \hat{n} es un vector unitario normal a la superficie, \vec{r} es el vector posición, \hat{a} es igual al vector unitario paralelo al eje de rotación y $\overline{\tau}$ es el tensor de esfuerzo total que utiliza la mecánica continua para modelar la parte del esfuerzo en cualquier punto del material [90].

$$\begin{aligned}\rho \frac{du}{dt} &= \rho g_x - \frac{dp}{dx} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dv}{dt} &= \rho g_y - \frac{dp}{dy} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \rho \frac{dw}{dt} &= \rho g_z - \frac{dp}{dz} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)\end{aligned}\tag{2-14}$$

$$T_{eje} = \left[\int_s \left(\vec{r} \times \left(\overline{\tau} \cdot \hat{n} \right) \right) dS \right] \cdot \hat{a}\tag{2-15}$$

▪ **Simulación numérica en modo bomba.**

La simulación fluido dinámica se realizará en el módulo CFX del software ANSYS®, se simularon diferentes flujos máscicos en la salida, con una presión constante en la entrada que son 60 cm de columna de agua, con el estudio numérico de esta variable se puede observar el comportamiento de las presiones, con esto se puede sacar la variable de interés que es la cabeza generada (H), con lo anterior se podrá generar la curva característica de la bomba centrífuga. La Tabla 2- 12 muestra la configuración inicial de las condiciones de frontera necesarias para la simulación estándar, donde están presentes los datos experimentales obtenidos como caudal y cabeza.

Tabla 2- 12: Condiciones de frontera de la bomba centrífuga.

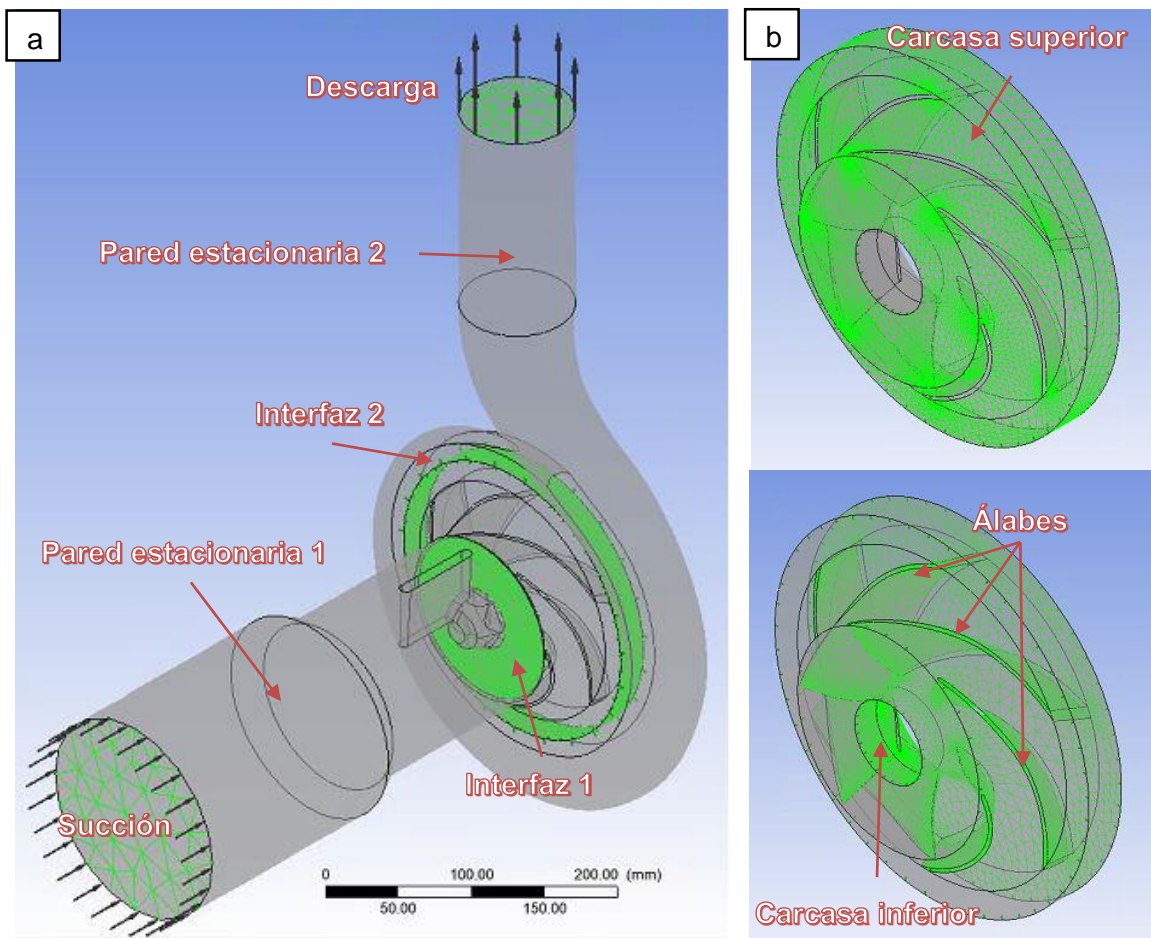
Variable	Valor
Densidad del fluido ($\frac{Kg}{m^3}$)	997,1
Temperatura (°C)	25
Flujo máscico ($\frac{Kg}{s}$) salida	26,906
Presión relativa (kPa) entrada	5,88
Modelo de turbulencia	K- ω
Velocidad del impulsor (RPM)	1750
Modelo de simulación	Estacionario (<i>Moving reference frame</i>)

La Figura 2- 36 muestra la configuración de las condiciones de frontera, las cuales son cuatro (4), se pueden detallar en la Figura 2- 36a, donde se pueden observar con resalto verde. la entrada (succión) esta parametrizada de forma estacionaria, dentro de su detalle de limites se ingresa presión relativa normal a la cara, y las opciones de turbulencia son medianas con una intensidad del 5%. La salida (descarga) tiene un flujo máscico con base a los resultados experimentales, además se resaltan dos interfaces las cuales tienen propiedades de rotor congelado, la primera está ubicada en la superficie que comparte el

volumen estacionario y el rotacional del impulsor y la segunda la superficie en forma de anillo comprendida entre la superficie del impulsor y la estacionaria de la voluta.

la superficie que representan los álabes, tiene propiedades de pared, es decir, el método numérico representa estas superficies como uniones de regiones fluidas y sólidas, de igual manera las otras 4 condiciones de frontera (Carcasa superior “*Shroud*”, Carcasa inferior “*Hub*”, pared estacionaria 1 y pared estacionaria 2) tienen la misma propiedad, además de tener una rugosidad característica de su material de 1,7 mm, las paredes del impulsor son resaltadas en la Figura 2- 36b.

Figura 2- 36: Condiciones de frontera para la bomba centrífuga



Además de la configuración de las condiciones de frontera se seleccionaron las ecuaciones de continuidad, momento, energía y modelo de turbulencia, todo lo anterior se parametriza en el dominio, el cual lo compone todo el volumen de control.

Dentro de la parametrización básica del dominio, se determina que este va hacer un volumen rotativo a 1750 RPM y que es un flujo continuo; dentro de los modelos del fluido se selecciona un modelo de turbulencia $k-\omega$, que describe el comportamiento de los fenómenos que experimentan los fluidos, dentro de los modelos de transferencia de calor, combustión y radiación térmica no se selecciona activa propiedad de ellas.

Por último, se parametriza el control del solucionador, el cual sirve para determinar hasta cuando se deben bajar los residuos de momento y energía, en este caso los residuos de masa y energía deben estar por debajo de 1×10^{-6} ; las iteraciones de cálculo del método numérico no deben superar las 1000.

Dando como terminado los criterios de solución, se continúa seleccionando el equipo de cómputo donde se desean correr las simulaciones, recordando que la tarjeta RAM es fundamental para el proceso de mallado y los procesadores en paralelo para las soluciones de las ecuaciones diferenciales de este fenómeno fluido dinámico.

- **Simulación numérica en modo turbina.**

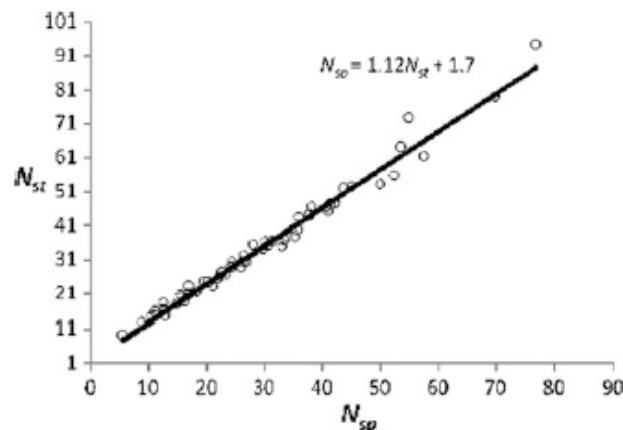
La metodología de simulación numérica en modo turbina obedece a la misma metodología anteriormente descrita, en términos de definición del dominio y modelos continuidad, momento, energía y turbulencia.

Lo que varía en la simulación en modo turbina son la velocidad angular, sentido de giro del impulsor y las condiciones de frontera de entrada y salida, para calcular la rotación de esta turbo máquina se tiene presente la ecuación 2.9, donde tiene presente las velocidades específicas de la bomba centrífuga en ambas condiciones, el caudal y la cabeza que se utilizan para calcular la velocidad específica en modo turbina (N_{st}) son las del máximo punto de eficiencia, dado que cada bomba tiene su N_{sp} y está relacionado en este punto máximo.

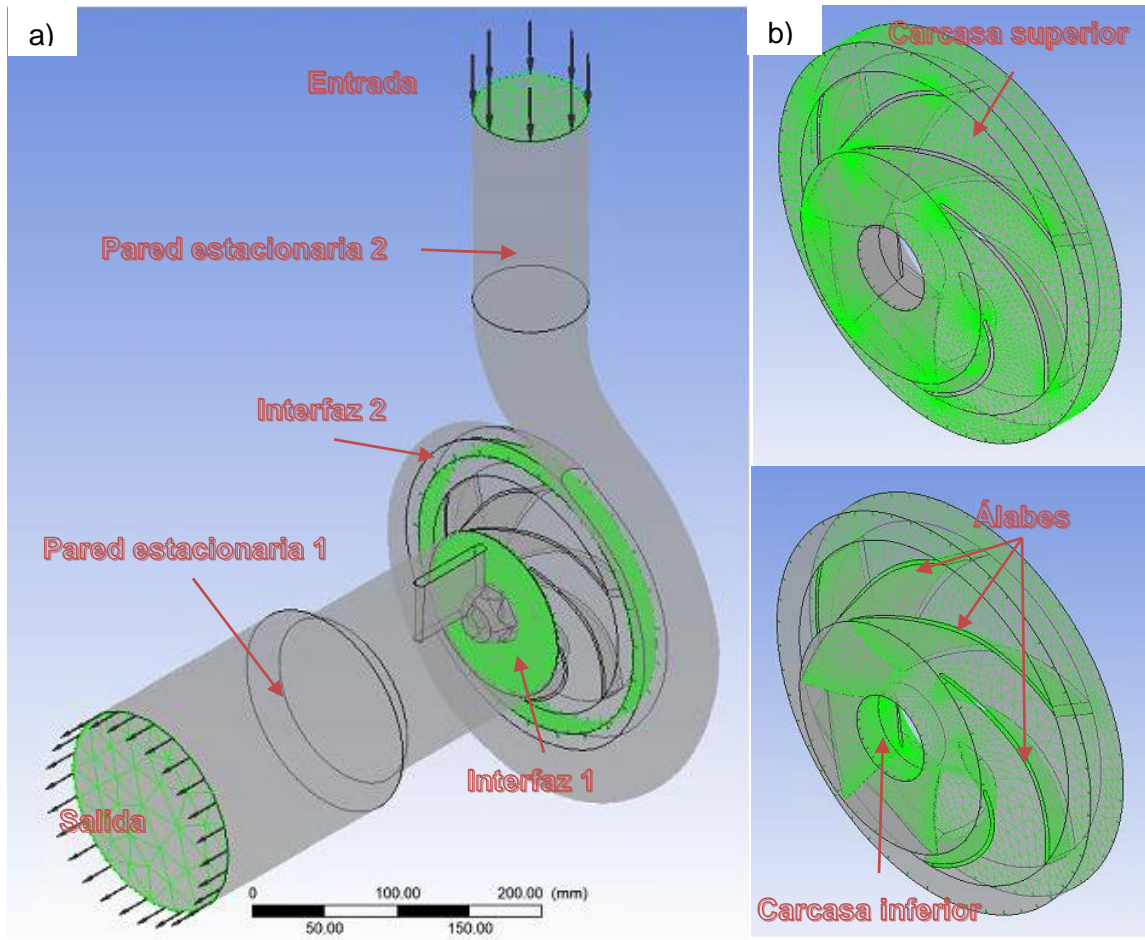
$$\frac{N_{st}}{N_{sp}} = \frac{n_t \cdot \left(\frac{\sqrt{P}}{\sqrt[4]{H^5}} \right)_t}{n_p \cdot \left(\frac{Q}{\sqrt[4]{H^3}} \right)_p} \quad (2-16)$$

S. Yang, *et al* [91] propone una ecuación lineal, la cual fue desarrollada de forma experimental, la cual relaciona la velocidad específica en ambos modos de operación, como se puede observar en la Figura 2- 37. Es de suma importancia esta ecuación dado que luego de hallar N_{sp} , puedo relacionar N_{st} y con las condiciones de máxima eficiencia en modo bomba puedo encontrar las revoluciones necesarias para mi turbo máquina, las cuales son 45,58 RPM, con rotación contraria del asignado en modo bomba.

Figura 2- 37: Versus de modo turbina y bomba en relación a su velocidad específica.



La Figura 2- 38 muestra la configuración de las condiciones de frontera, las condiciones de pared e interfaces continúan igual, solo la entrada y salida tienen cambios, como se puede detallar en la Figura 2- 38a, donde la entrada (descarga en modo bomba) está parametrizada de forma estacionaria, dentro de sus límites se ingresa al flujo una presión relativa de 0 kPa, y la salida un flujo másico de 18,626 kg/m³, este valor en la salida es el que irá variando para poder generar la curva característica de la bomba en modo turbina con un total de 5 puntos variando de 4,155 kg/m³, debido a que no se sabe en qué punto estamos de la curva, del valor máximo en modo bomba, se subirá este rango 2 puntos y se bajará 2 puntos. Con lo anterior se podrá construir la curva característica de la bomba trabajando como turbina con 5 puntos. La Figura 2- 36b tiene propiedades de pared similares a la simulación en modo bomba, es decir, estas superficies representan la unión de las regiones de flujo y sólido.

Figura 2- 38: Condiciones de frontera para la bomba trabajando como turbina

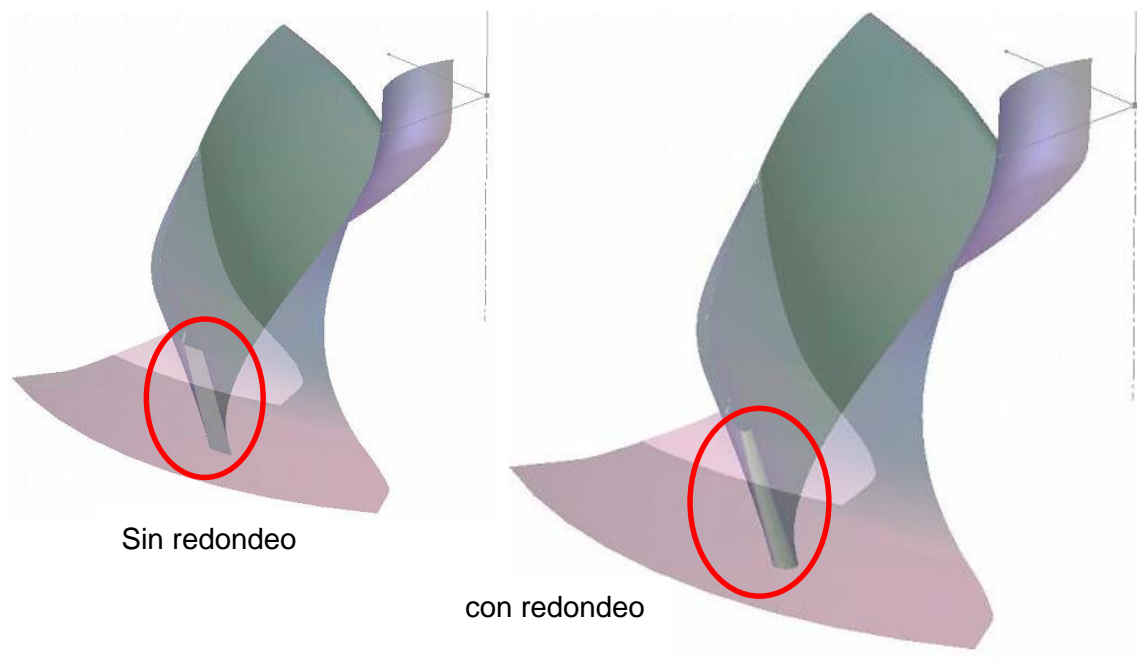
2.4 Simulación de Modo turbina con parámetro geométrico.

Con el modelo de simulación validado se puede dar cumplimiento al tercer objetivo el cual se inició simulando la bomba centrífuga en modo inverso, con la misma metodología de simulación, los únicos parámetros que cambian son las condiciones de frontera, la entrada ahora es salida y la salida pasará a ser entrada, con esto se obtuvo una curva característica de la PAT. Luego del estado del arte relacionado con simulaciones CFD de las PAT correspondiente a la incidencia de parámetros geométricos como redondeos en las cuchillas de los impulsores, modificaciones en el diámetro del impulsor, ángulo de ataque de las cuchillas del impulsor, número de álabes, entre otros, se realizó una selección del parámetro geométrico de mayor incidencia en el aumento del BEP seleccionado, para

luego realizar la modificación a la geometría obtenida por digitalización 3D, con base en la metodología de simulación anteriormente desarrollada. Solo se evaluó una condición de operación, es decir, el caudal y la altura de descarga serán constantes, con esto se logró determinar la incidencia del parámetro seleccionado en la eficiencia de la bomba operando como turbina a condiciones de operación cercanas a las del BEP.

La Figura 2- 39 muestra el álabe sin redondeo, y como luego de la operación queda este elemento, esto es gracias al módulo de Blade Gen de Ansys®, especialista en la edición de impulsores de turbo máquinas.

Figura 2- 39: Redondeo en el final de los álaves.



2.4.1 Desarrollo de las geometrías, discretización y simulación.

la metodología realizada para el desarrollo de la geometría tiene los mismos pasos, igual que la discretización y simulación de la bomba centrífuga operando como turbina, el software permite, que al momento de generar un cambio en el archivo madre como es el editor de impulsores, el resto del árbol se actualiza, generando una nueva simulación con resultados de la edición del parámetro geométrico.

Finalmente, con los objetivos específicos concluidos se determinó un comparativo entre las dos simulaciones de las PAT, la primera es la bomba hidráulica trabajando en modo

inverso y la segunda es la PAT con el parámetro geométrico, con esto se estableció la influencia en el punto máximo de eficiencia de la PAT, teniendo en cuenta como variable principal la energía eléctrica producida.

3.Resultados

3.1 Selección PAT y caracterización

Partiendo de la semejanza hidrodinámica entre una turbina hidráulica tipo Francis y una bomba centrífuga simple, y acorde a la capacidad del banco hidráulico disponible en la institución, se optó por seleccionar una bomba centrífuga de 5" de succión y 3" de descarga con un motor de 7,5 HP, como se puede observar en la Figura 3- 1, para su evaluación y caracterización.

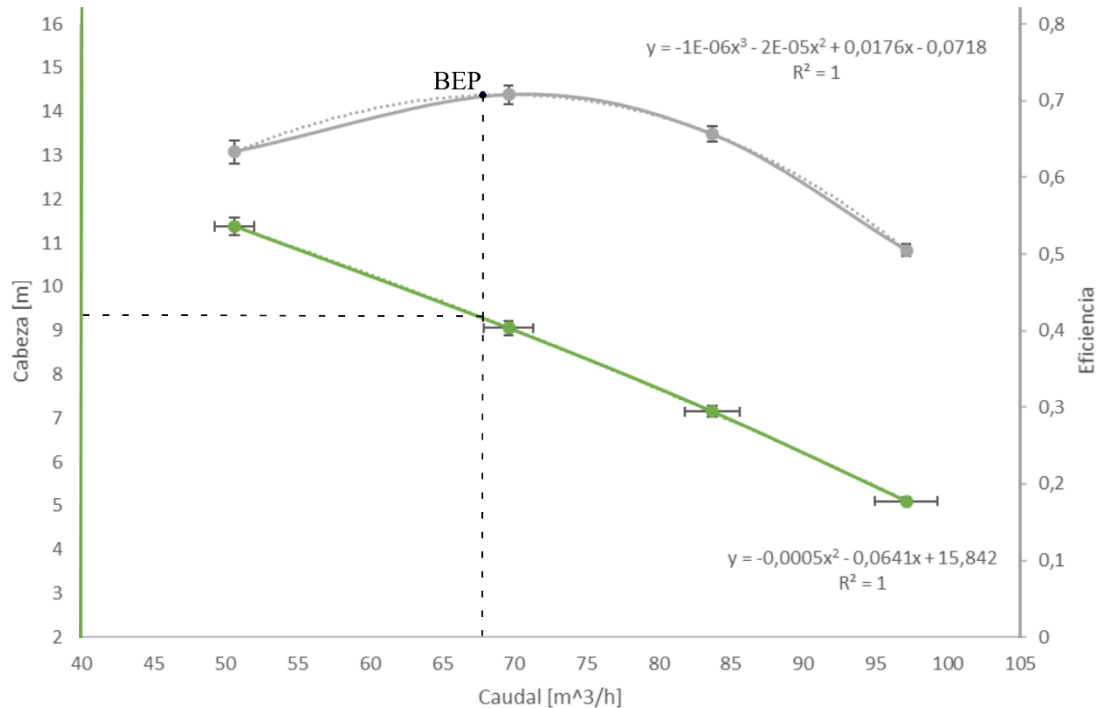
Figura 3- 1: Bomba centrífuga de 10 HP.



Como fase inicial del proyecto, se procedió a validar experimentalmente las curvas de funcionamiento (Q-H) de la bomba suministrada, (curvas características, rendimientos, cargas), la Figura 3- 2 muestra el resultado que se obtuvo gracias a las medidas generadas en el banco experimental con repetitividad de experimentos, los cuales se tomaron 5 medidas por cada punto, la gráfica describe el comportamiento de la bomba, a medida que esta funcione con poco caudal, genera mayor presión, es decir mayor altura, la curva de rendimiento tiene un pico máximo llamado punto de máxima eficiencia, para saber cuál es, se utilizó el cálculo infinitesimal utilizando la primera y segunda derivada a la función que la representa, dando como resultado que la eficiencia máxima es de 62,29%, esta baja eficiencia de operación puede ser ocasionada por el desgaste de las partes, las condiciones hidráulicas para llegar a esta eficiencia son 9,52 [m] y 67,25 [m³/h].

La incertidumbre máxima para la cabeza, caudal y eficiencia se ha estimado, en 1,86%, 2,68% y 2,52% respectivamente

Figura 3- 2: Curva característica de una bomba centrífuga en función de la altura vs caudal.



3.2 Obtención del modelo geométrico de la PAT

El modelo geométrico de la PAT fue desarrollado gracias a dos técnicas de ingeniería inversa, como lo son, el escaneo 3D y la medición por coordenadas espaciales. En los siguientes apartados se describirán los resultados de cada metodología.

3.2.1 Método 1: medición por coordenadas espaciales.

La metodología de medición por coordenadas arrojó como resultado el diseño de la geometría del impulsor, para la voluta no se obtuvo un resultado satisfactorio, debido a problemas de accesibilidad de la herramienta de medición a las partes internas de la voluta, que caracterizan su perfil hidráulico. Con base a los datos obtenidos del proceso de medición en el impulsor, se logró obtener ecuaciones representativas de las superficies del impulsor, las cuales se describen a continuación.

$$Z = 8 * 10^{-7} x^4 - 4 * 10^{-6} x^3 + 1,6 * 10^{-3} x^2 + 0,2291x + 0,0133 \quad (2.1)$$

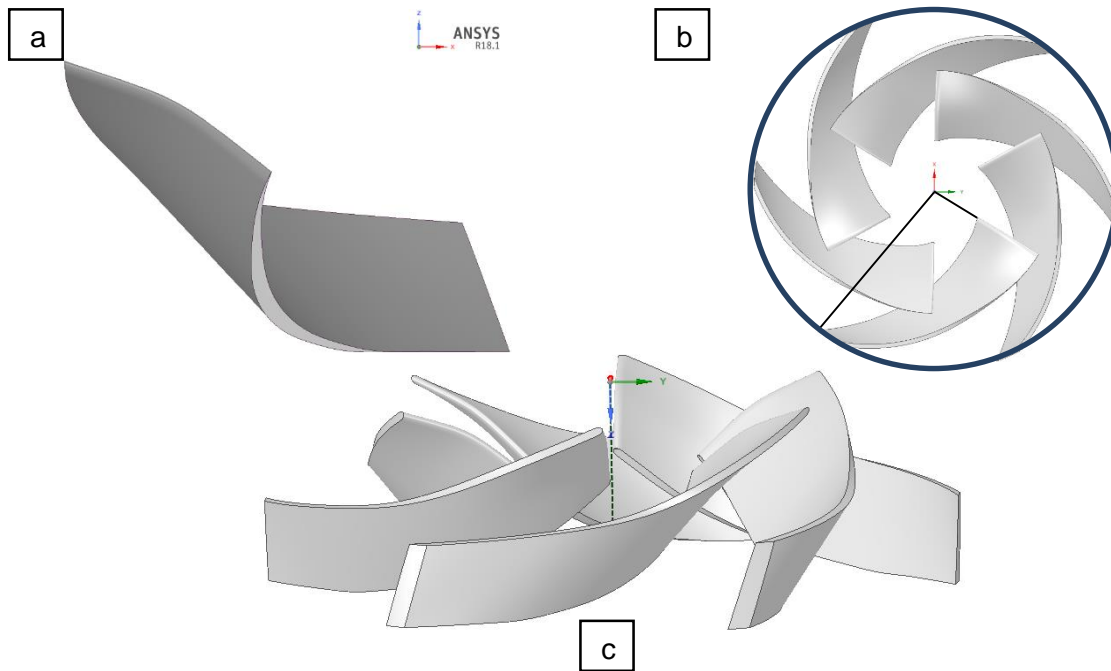
$$Z = -1 * (-6 * 10^{-5} x^3 - 1,2 * 10^{-3} x^2 - 0,1097x - 0,0349) - k \quad (2.2)$$

$$Z = -9,6 * 10^{-3} x^2 - 1,339x - 48,174 \quad (2.3)$$

La ecuación (2.1) representa los valores de coordenadas Z en cualquier punto de X, para determinar el perfil de la tapa superior interna del impulsor, la ecuación (2.2) representa la tapa inferior interna, y la ecuación (2.3) la curvatura del álabe.

Con lo anterior y gracias al módulo BladeGen del programa Ansys® 18.1, se obtuvo el modelo isométrico de un álabe, como se puede observar en la Figura 3- 3, donde se destaca la curvatura del álabe en la Figura 3- 3a, en la Figura 3- 3b se describe el número de álabes, el ángulo de amplitud entre ellos y el diámetro externo con un valor de 180 mm, finalmente en la Figura 3- 3c, se puede observar el eje de rotación de los álabes con una vista isométrica.

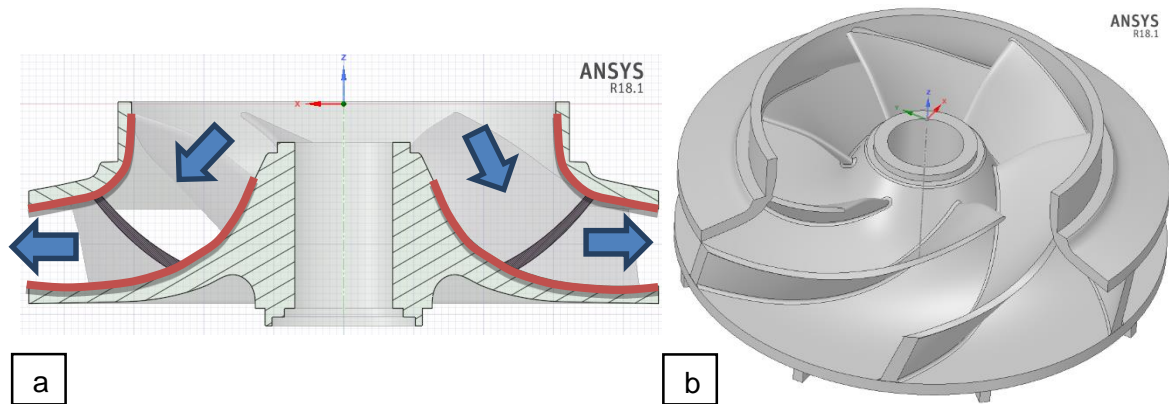
Figura 3- 3: Álabe de impulsor obtenido mediante BladeGen.



La Figura 3- 4 muestra el impulsor diseñado gracias al resultado del álabe anteriormente descrito y las tapas superior e inferior externas, determinadas por medio del mapeo de estas superficies, además del conjunto de datos geométricos obtenidos mediante medición, utilizando elementos de metrología convencionales (Calibrador, micrómetro, flexómetros, entre otros) para crear el perfil de revolución.

En la Figura 3- 4a se muestra el perfil hidráulico de color rojo y la dirección de flujo en funcionamiento como bomba, la Figura 3- 4b describe la vista isométrica del ensamble de las tapas y los álaves con un corte de la tapa superior de 110°, gracias a esto, se consigue observar la geometría del álabe y el impulsor con este método de medición de coordenadas espaciales.

Figura 3- 4: Geometría diseñada por técnica de medición de coordenadas.

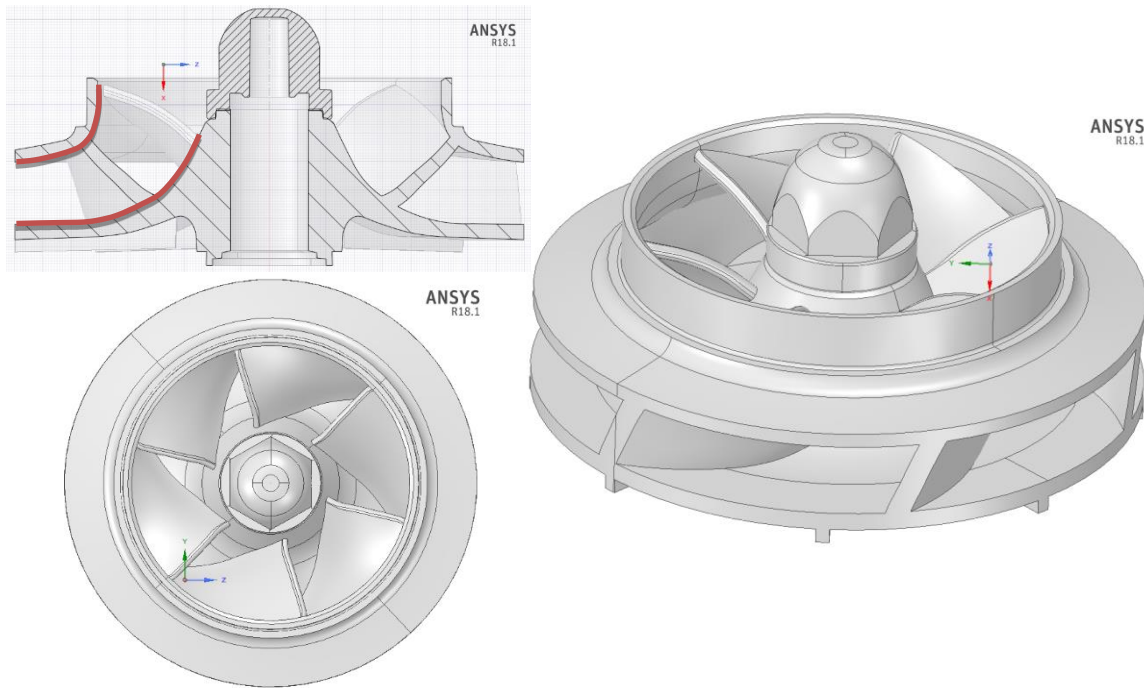


3.2.2 Método 2: escaneo 3D

Mediante esta técnica se obtuvo la geometría correspondiente al impulsor y a la voluta.

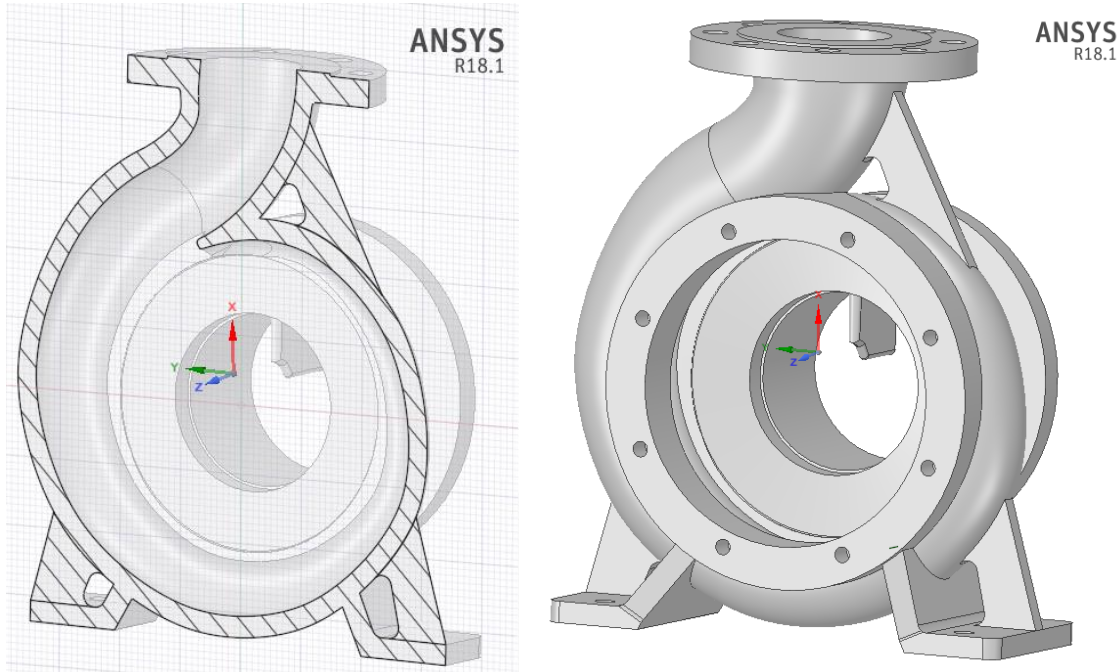
La Figura 3- 5 describe el resultado de la geometría diseñada por este método, presentando una vista en corte, superior e isométrico del impulsor. En esta figura se puede observar el perfil hidráulico 2D resaltado en rojo, el cual inicia en la entrada del álabe y termina en la salida del mismo, que en anteriores capítulos se estudió, se continua con la vista superior, de esta se puede analizar el número de álbes y el diámetro del impulsor, y por último la vista isométrica la cual permite observar la curvatura del álabe ubicada en la entrada de succión, y los detalles que son necesarios para la simulación fluido dinámica como la ojiva, que interviene como una entrada gradual del fluido debido a su geometría cónica.

Figura 3- 5: Geometría del impulsor diseñada por técnica de escaneo 3D.



La Figura 3- 6 describe el modelo tridimensional de la voluta generada por medio de escaneo 3D, la primera imagen se puede observar un corte longitudinal de la voluta, donde su perfil hidráulico fue logrado gracias al barrido de superficies, y la segunda imagen muestra la vista tridimensional de la voluta simplificada, dado que, el objeto de estudio es el fluido que se desplaza internamente por ella, el diseño de la voluta se enfocó en los perfiles hidráulicos internos y se omitieron detalles externos (redondeos, chaflanes) con el fin de simplificar el proceso modelado, aclarando que estas modificaciones no inciden considerablemente en la dinámica del fluido

Figura 3- 6: Geometría de la voluta diseñada por medio de la técnica de escaneo 3D



Con el fin de verificar si los resultados de las metodologías anteriores son confiables, se presenta a continuación la validación bajo diferentes criterios, debidamente seleccionados para cada metodología.

3.2.3 Validación del método 1 (Coordenadas espaciales)

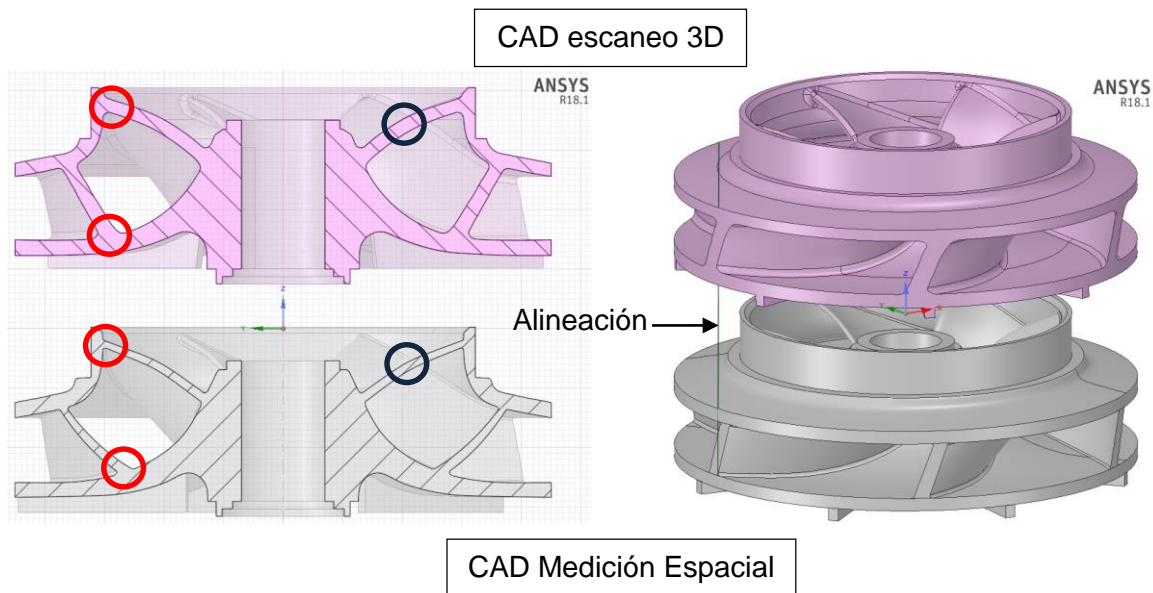
Se realizó una validación al modelo generado por la técnica de mapeado, con base a dos criterios, el primero es una comparación con el modelo escaneado 3D y la segunda con base a la norma IEC 60193, la cual determina los criterios de calidad en la especificación, planificación y realización de pruebas comparativas de investigación y desarrollo de turbinas hidráulicas y bombas turbinas.

El primer criterio de validación consiste en realizar la comparación de la geometría CAD del impulsor, respecto a la geometría de referencia obtenida por escaneo 3D (Método 2) debido a la precisión del equipo (0,05 mm) con el cual fue realizada esta geometría.

En la Figura 3- 7, se puede observar una comparación espacial de los dos modelos, en vistas 2D y 3D, ordenados por una línea generada por la salida del álabe, el modelo CAD ubicado en la parte superior, hace referencia al CAD generado por la metodología de escaneo 3D (referencia) y el inferior al CAD generado por la metodología de máquinas de medición espacial, a simple vista se puede establecer una comparación.

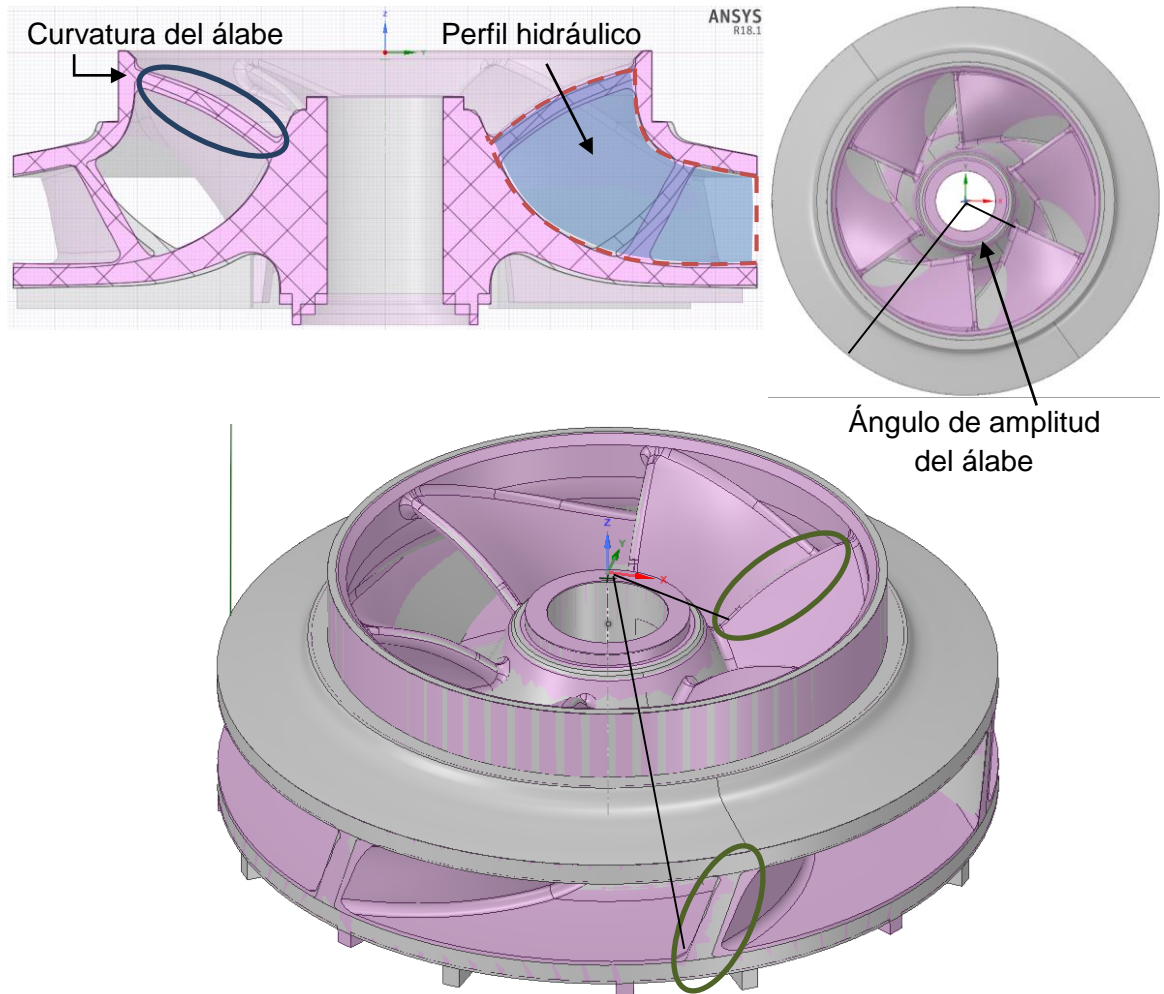
Existe un desfase en el espesor de los álabes resaltados con círculos azules, el cual tiene un mayor espesor el CAD generado por escaneo 3D, adicionalmente se puede observar un mayor redondeo en los álabes, resaltados con círculos rojos, que concuerda con un desfase de 1 mm por encima, en la validación del impulsor generado por escaneo 3D.

Figura 3- 7: Comparación geométrica entre el método 1 y método 2.



Debido a la necesidad de realizar una comparación cualitativa del perfil hidráulico de la geometría del impulsor, se realizó un ensamble de las dos (2) geometrías obtenidas tal como se muestra en la Figura 3- 8, donde se encuentran 3 vistas del ensamble del impulsor obtenido mediante escaneo 3D (Color Rosa) y el impulsor obtenido por el método 1 (Color gris), un corte longitudinal, una vista superior y una vista en isométrico.

Figura 3- 8: Análisis cualitativo del ensamble de los impulsores.

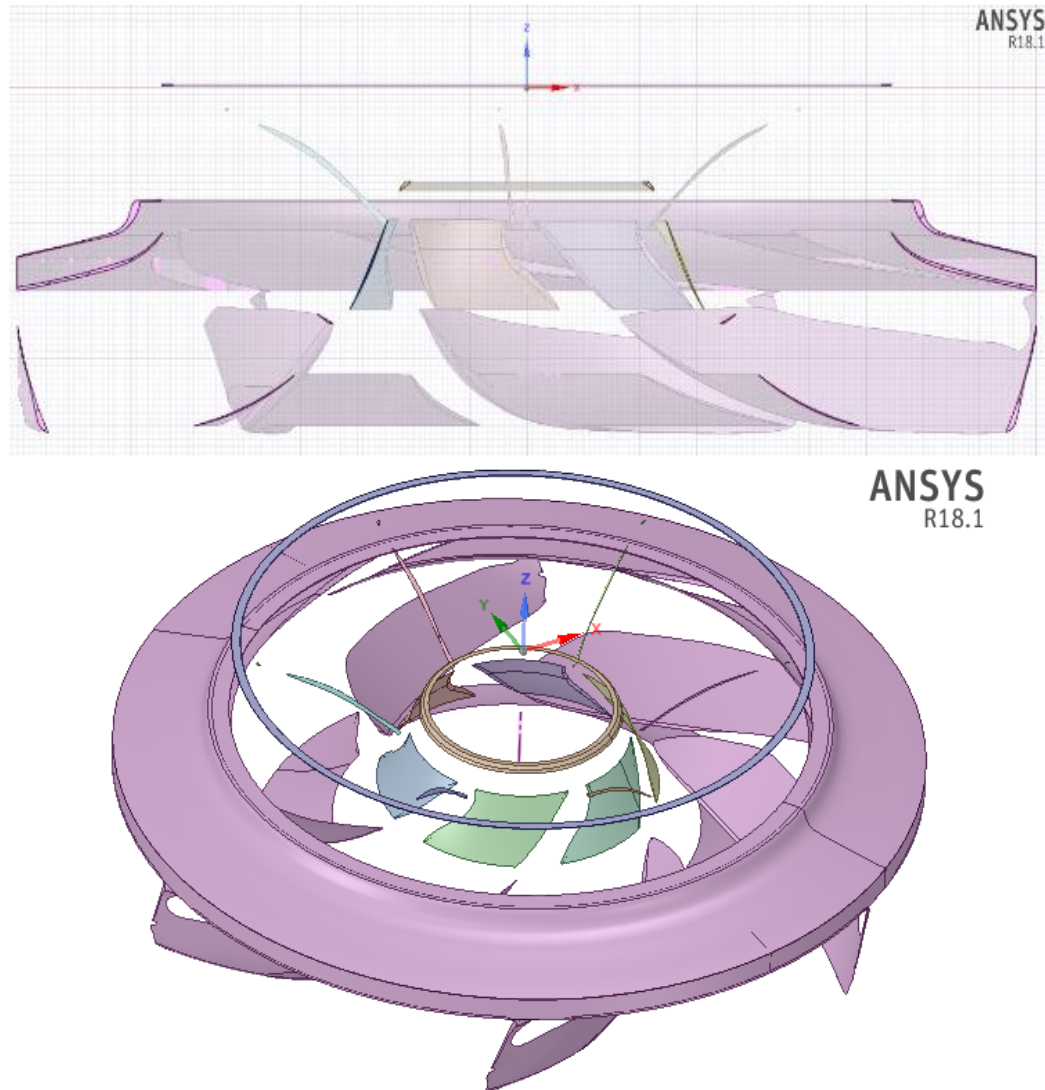


El corte longitudinal permitió observar en detalle el perfil hidráulico de ambas geometrías, de esta vista se puede observar que, la alineación generada es correcta, validada por las 3 vistas del traslape; el perfil hidráulico de ambas geometrías es simétrico, además la curvatura del álabe resaltada en la elipse azul concuerda en ambas geometrías, resultando que se presentan diferencias en el espesor del álabe para ambos modelos.

De la vista superior se puede determinar que el diámetro externo concuerda en las dos geometrías al observar que no se presenta una diferencia en colores que indica una diferencia entre geometrías. Además, se observa que los álabes tienen un comportamiento diferente; para determinar un análisis detallado de este comportamiento, después de analizar las 3 vistas y concluir que, en el momento de diseñar el álabe en BladeGen (Figura 2- 18) la función característica para la torsión del álabe no es lineal y tiene una función matemática diferente. Esta diferencia puede ser apreciada claramente en la sección transversal donde se evidencia la diferencia en el ángulo de los álabes cuando se unen a la tapa inferior. Adicionalmente, del análisis de la figura isométrica se puede determinar, que el ángulo de amplitud del álabe, el cual está comprendido entre el inicio y el final del mismo, es consistente con el modelo de referencia, debido a su poco desfase, el cual se resalta en elipses verdes.

Con el objetivo de obtener una estimación global del desfase existente entre la geometría del impulsor obtenidas por esta metodología respecto a la de referencia, se determinó el volumen de material que no era común en ambos impulsores, mediante operaciones de intersección entre modelos CAD. En la Figura 3- 9 se muestran dos vistas del volumen resultante de la resta de los dos modelos obtenidos. La figura de la izquierda describe una sección longitudinal y derecha muestra la vista isométrica del volumen restante entre ambos modelos. De la sección longitudinal se puede observar el espesor de volumen resultante y que la mayor parte está ubicada en la tapa superior, lugar donde no tiene contacto con el agua en el interior de la bomba centrífuga, es decir, que la mayor parte del espesor del volumen resultado no interfiere en el perfil hidráulico. La vista isométrica da una idea de donde está la mayor parte del volumen distribuido en el espacio, de lo anterior, se concluye que el perfil hidráulico del impulsor tiene muy poca concentración de volumen y la mayor parte está ubicado en las tapas externas.

Figura 3- 9: Volumen resultante.



Posteriormente de resaltar los detalles en forma cualitativa, representamos las diferencias de estas dos geometrías de forma cuantitativa, implementando una operación Booleana de sustracción, la cual consiste en una resta entre geometrías, finalmente se analiza el volumen resultado.

La Tabla 3- 1, presenta los valores de los volúmenes de ambos impulsores, la cual permite observar la distribución de cada uno de los resultados a través de un par de columnas, las cuales, hacen alusión a los errores que se obtienen de la resta del volumen resultado, el error absoluto es la resta de ambas metodologías y el error relativo determina la relevancia de ese error con respecto al dato a medir, que en este caso es la metodología de escaneo 3D, debido a su confiabilidad.

Tabla 3- 1: Resultado de los errores absolutos y relativos.

Volúmenes de las metodologías de ingeniería inversa [mm³]

	Escaneo 3D (Modelo de referencia)	Medición por coordenadas (Modelo de medida)	Error absoluto (M. ref. – M. med.)	Error relativo $\left(\frac{Error\ Abs.}{M.ref.}\right) \times 100\%$
Tapa superior	252.713,748	239.695,7058	13.180,300	3,20%
álabes	127.070,193	120.447,092	6.623,101	1,61%
Tapa inferior	31.767,548	30.111,773	1.655,775	0,40%
total	411.713,748	390.254,571	21.459,177	5,21 %

De lo anterior se resalta el valor del error relativo equivalente a 5,21 %. El error está asociado principalmente a la diferencia de volumen que se presenta en la tapa superior (3,2%) entre ambos modelos y a la distancia entre puntos de medición de la metodología por coordenadas (cada 10 mm), lo cual disminuyendo esta distancia se puede tener una representación con mayor aproximación al modelo físico del impulsor. Por otra parte, la resolución del HandySCAN 700 es de 0,050 mm, con tasa de medida de 205.000 nodos/s, dando como resultado mayor resolución en los datos adquiridos por la metodología de escaneo 3D. Otra causal de error es que el mapeado puede tener perturbaciones debido a la rotación del instrumento de medición a causa del acabado de las superficies del impulsor.

Con todo lo anterior damos como validado el método de medición por coordenadas, cabe resaltar que hay pequeñas diferencias entre ellos, que se pueden corregir teniendo mejor precisión en el mapeado de datos, por ejemplo, disminuyendo la distancia entre los puntos de medición (resolución), para generar ecuaciones con más fidelidad que las utilizadas y teniendo presentes el criterio de rotación del álabe.

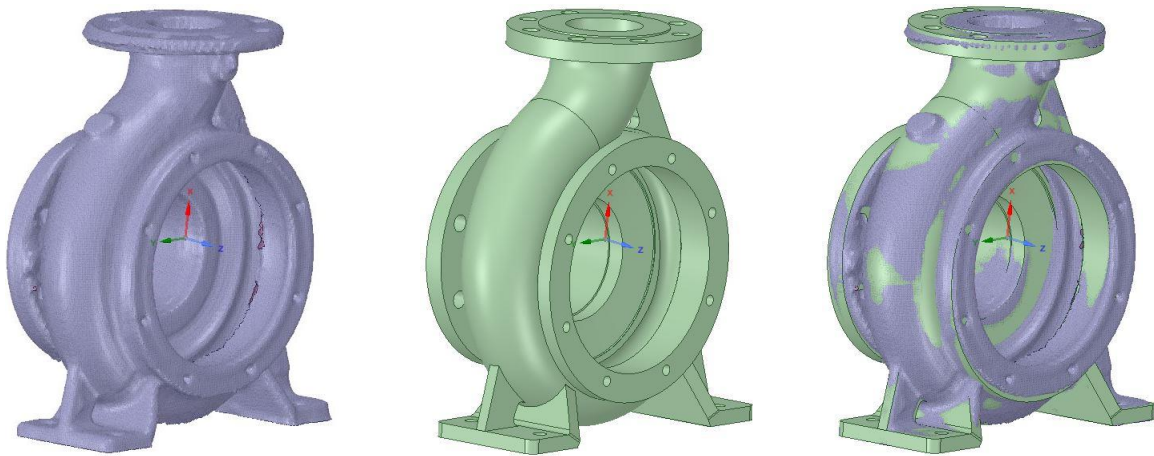
3.2.4 Validación del método 2 (Escaneo 3D)

Para garantizar la validez de los modelos CAD, generados por la metodología de escaneo 3D, se realizó una verificación en la voluta y el impulsor, donde se realizó una comparación entre la malla proporcionada por el escáner 3D y el modelo tridimensional que se diseña con base a dicha malla.

Es de aclarar por qué este método de ingeniería inversa puede realizar las geometrías CAD del impulsor y la voluta, y es debido a que los sensores ópticos tienen mayor accesibilidad que las herramientas de medición a las partes internas de la voluta, que caracterizan su perfil hidráulico.

La Figura 3- 10 se presentan 3 imágenes las cuales corresponden a la malla obtenida por el proceso de escaneo 3D, la geometría CAD de la voluta y finalmente se muestra la superposición de la malla y el modelo CAD. La malla determina los datos de medición y la geometría CAD los datos de referencia del siguiente estudio.

Figura 3- 10: Superposición de la geometría CAD y malla de la voluta.

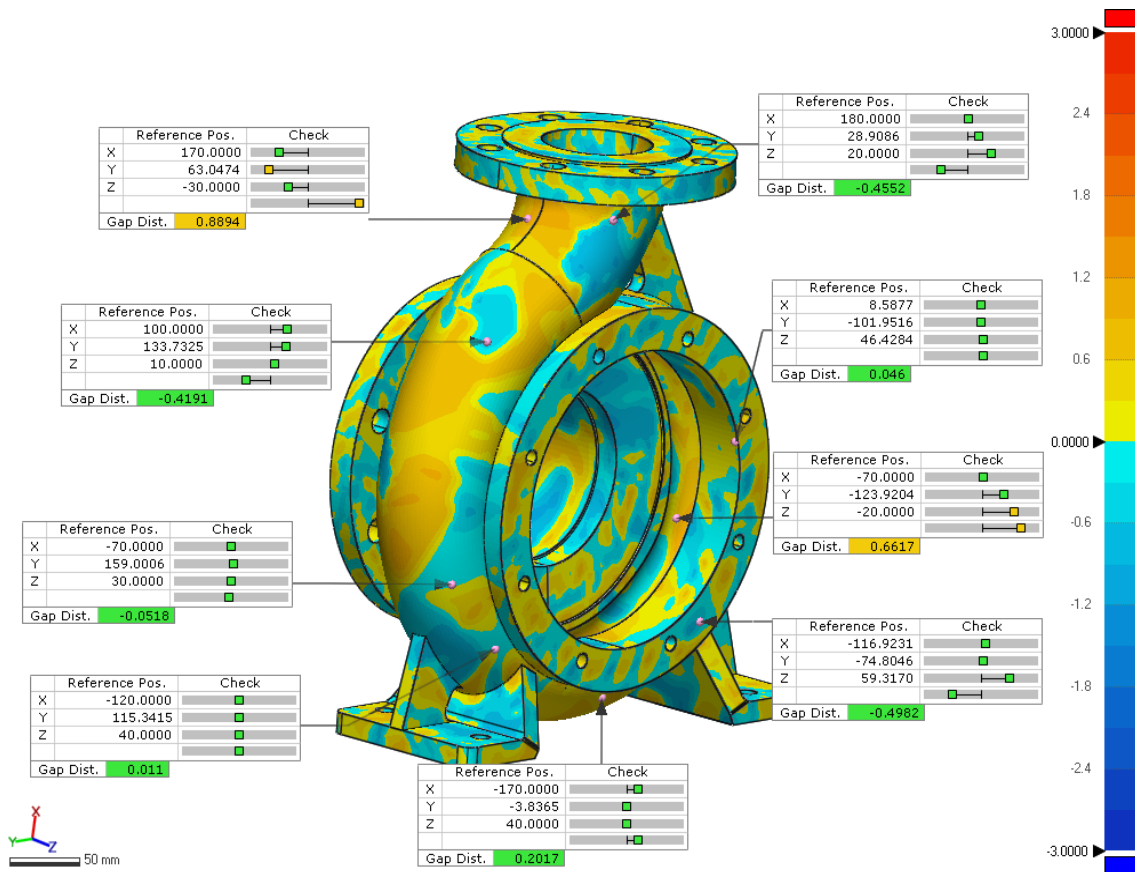


En la tercera figura se puede determinar visualmente una diferencia cualitativa entre el sólido obtenido por escaneo 3D y la malla, lo cual no es suficiente para establecer la validez de la técnica. Teniendo en cuenta este símil, se pudo obtener resultados con variables cuantitativas mediante el modulo Control X del programa comercial Geomagic X (Versión de prueba) y para la verificación de los modelos tridimensionales.

Teniendo en cuenta lo anterior se compararon los datos de referencia (Geometría de la voluta) y los datos de medición (malla) dando como resultado la Figura 3- 11. En esta figura se puede observar un análisis de espesor, lo cual consiste en determinar qué tan alejada esta la geometría de referencia respecto a la malla, adicionalmente se muestra un contorno de desviación en la figura caracterizada por la leyenda de colores en 9 posiciones establecidas mediante coordenadas (x, y, z) alrededor de la espiral, establecidos como datos de referencia (*reference pos*). Para cuantificar el error, se calcula la varianza, la cual determina la distancia entre los datos de referencia y el volumen, y es medida de forma vectorial (componentes X, Y, Z) con un análisis de cajas (*Check*). Finalmente se determina la distancia de desfase (*Gap Dist*) la cual permite cuantificar la distancia del valor absoluto de sus coordenadas respecto a la tolerancia establecida de $\pm 0,5\text{mm}$, para los cuales se establece un color verde cuando el valor se encuentra al interior del rango y amarillo cuando no satisface el criterio.

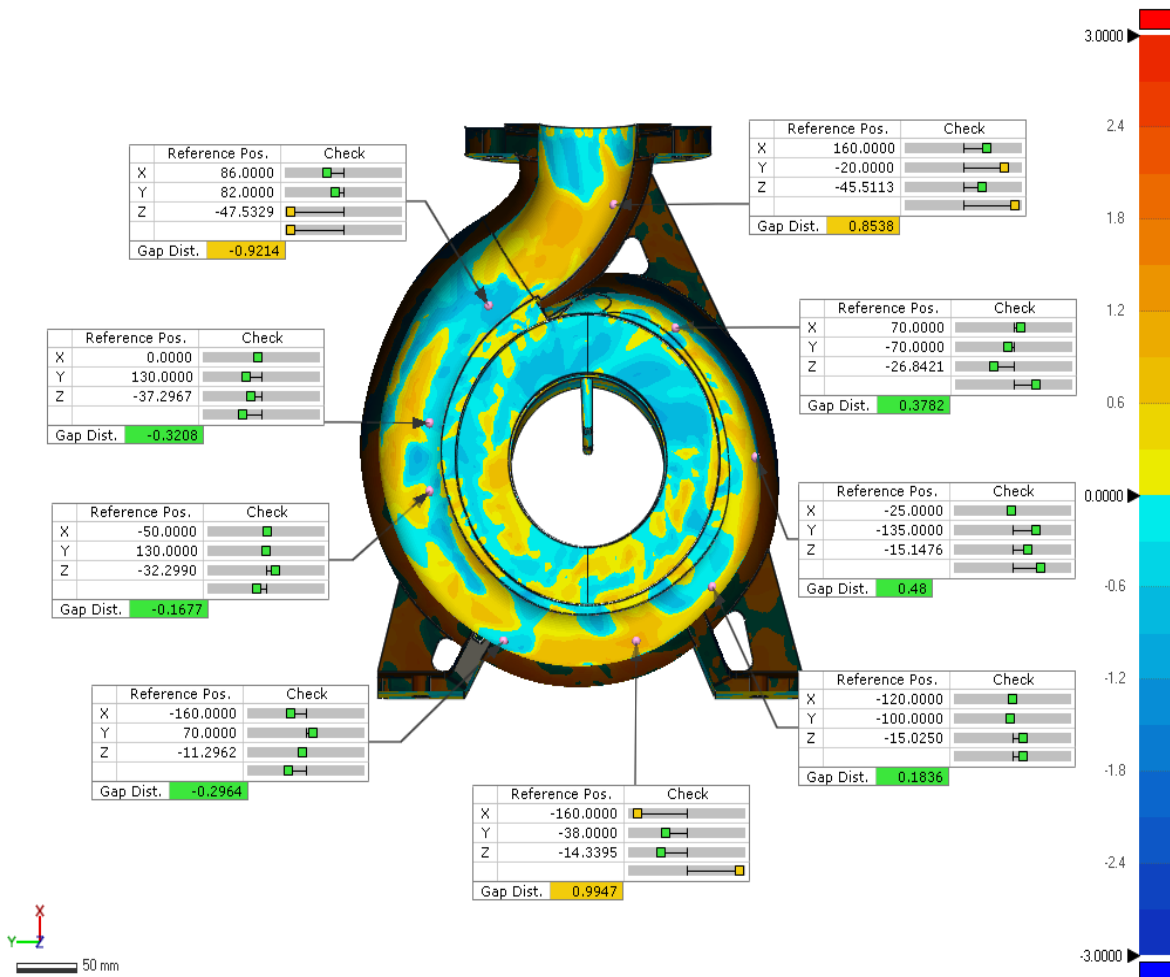
Como resultado se obtuvo el mayor desfase por fuera (amarillo) de 0,88 mm y por dentro (azul) -0,49 mm, los cuales satisfacen el rango de la tolerancia establecido $\pm 0,5\text{mm}$, pero con este análisis cuantitativo y cualitativo no se puede concluir que la zona de interés como la trayectoria y la superficie interna (perfil hidráulico) están correctos.

Figura 3- 11: Verificación del volumen de la voluta.



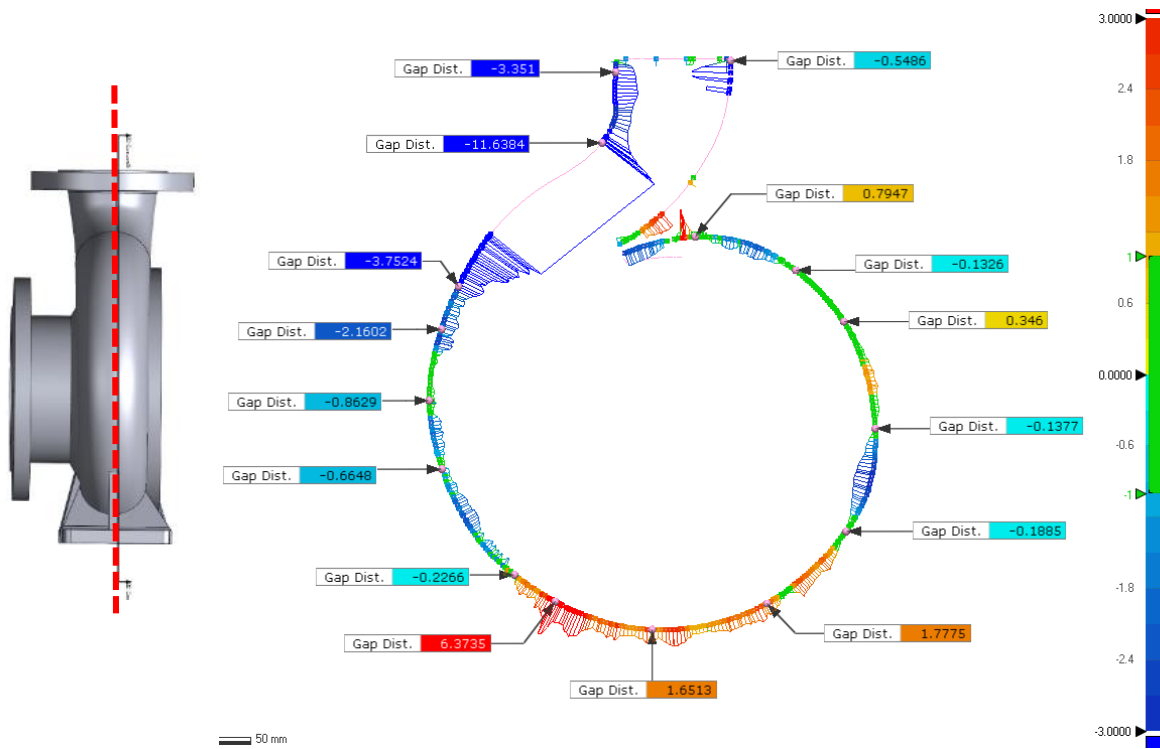
Con el fin de concluir sobre la sección interna de la voluta se realizó un corte longitudinal a los resultados anteriormente descritos y se destacó la zona de interés, como son las superficies internas que conforman el perfil hidráulico de la voluta, como se puede observar en la Figura 3- 12. Además, se obtuvo un mapeado de múltiples valores, los críticos se encontraron 0,92 mm por encima y -0,99 mm por debajo, estando aún dentro de la tolerancia permitida para la generación de esta geometría debido a la resolución del escáner 3D Sense® ($\pm 1\text{mm}$) disponible en el laboratorio.

Figura 3- 12: Verificación de corte longitudinal voluta.



Hay que mencionar, que otra zona de interés en el análisis cuantitativo y cualitativo es la trayectoria, parte fundamental para el modelado de la geometría, para llegar a esto, se utilizó un análisis 2D con base a un plano de simetría de la voluta. Como se resultó se obtuvo que la mayoría de los puntos mapeados de esta trayectoria están dentro de la tolerancia de ± 1 mm tal como se muestra en la Figura 3- 13, resaltando que existen zonas de la trayectoria que están por fuera del rango permisible, presentando valores de máximo de 6,37 mm y mínimo de -11,63 mm.

Figura 3- 13: Análisis estadístico a corte longitudinal de la voluta.

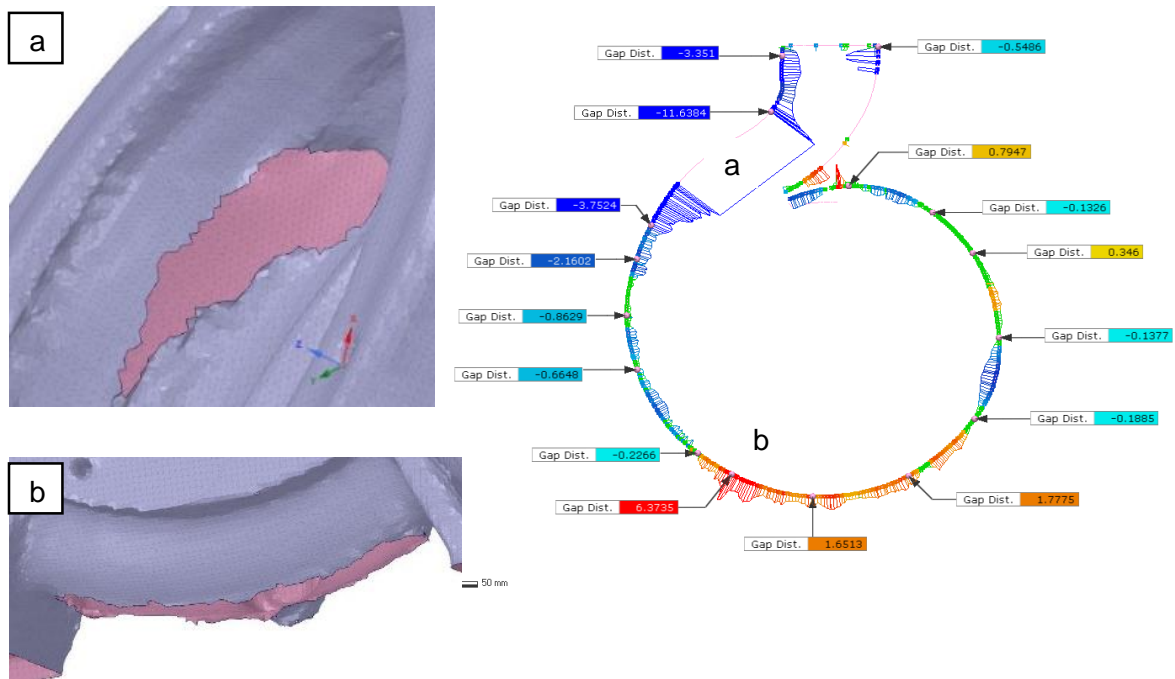


realizando un análisis detallado de estas zonas, se detectó que están fuera del rango permitido debido a errores en el proceso de digitalizado, lo cual se evidencia con agujeros en la malla, distorsionando los resultados tal como se observa en la Figura 3- 14 en el detalle a), el cual hace referencia a la parte superior izquierda de la trayectoria, esta hace énfasis a un agujero que se encuentra en la malla, y el software de análisis toma datos erróneos, lo mismo sucede con el detalle b), ubicado en la parte inferior de la trayectoria con el mismo diagnóstico, dado que hace falta datos en la malla, por ende los resultados no están dentro de la tolerancia.

Como se describió en la metodología, para disminuir el error en estas partes donde no hay datos de medición (malla) se determinó que el espesor sea constante y seguir con el barrido de superficies.

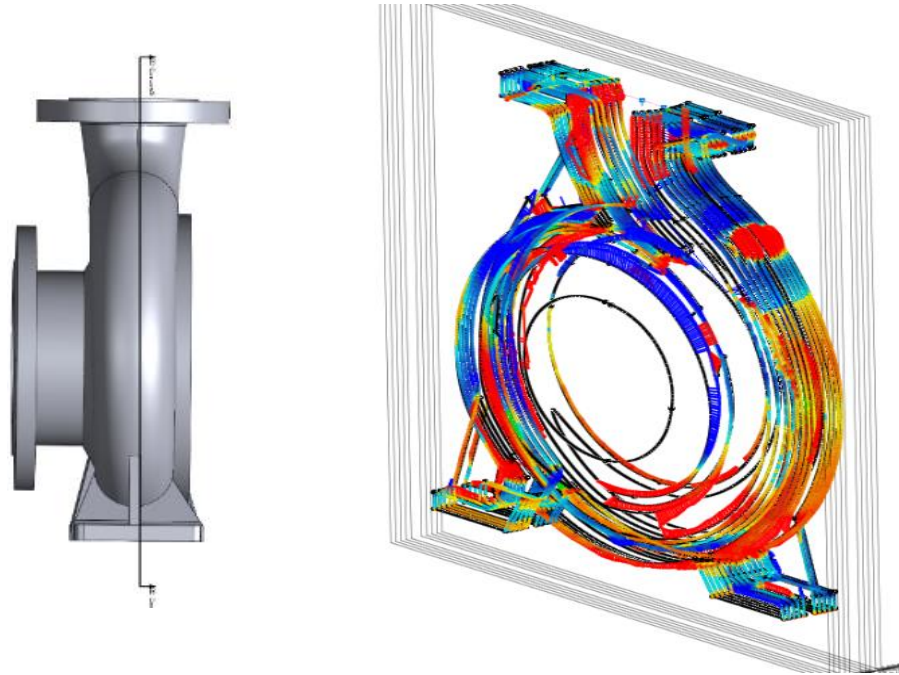
En este caso la variable promedio nos dice que los valores están dentro del rango de tolerancia.

Figura 3- 14: Verificación de la trayectoria de la voluta.



Con el fin de dar una medida global del error implícito en la trayectoria, se realizan diez (10) trayectorias equidistantes a 5mm paralelas al plano de simetría de la voluta, tal como se muestra en la Figura 3- 15, donde se puede observar que la trayectoria central es representativa para todo el volumen interno de la voluta, esto al observar la similitud de los resultados basado en la leyenda de colores entre los contornos de las trayectorias.

Figura 3- 15: Cortes longitudinales al plano de simetría.



La Tabla 3- 2, presenta los valores de las 10 secciones transversales de la voluta. La cual permite observar la distribución de cada una de las secciones a través de 10 columnas, las cuales, hacen alusión a las variables de análisis, con el objetivo de detallar el comportamiento de la trayectoria en una vista tridimensional y realizar un análisis promedio de las anteriores variables para su validación en la columna 11. De esta tabla se puede determinar que el valor mínimo es de -11,636 mm y máximo de 11,335 mm debido a los detalles a y b del anterior análisis, el promedio de todos los valores obtenidos es de (0,107). Este resultado indica que la geometría se encuentra por debajo del parámetro máximo.

Los porcentajes de herramienta internos (In Tool) y externos (Out Tool), dieron una perspectiva de la ubicación del volumen creado con base a la superficie de la malla, se puede determinar que el 88% del volumen de la voluta esta por fuera de la malla, respetando siempre el rango permisible de ± 1 mm establecido como criterio de validez conforme a las condiciones del equipo utilizado.

Los criterios de validación de los resultados cuantitativos de la comparación entre modelos corresponden a la media cuadrática (RMS) y la desviación estándar (Std. Dev.), los cuales tienen un valor muy similar 2,932 y 2,903 respectivamente, debido a su proceso de cálculo, el cual tiene funciones cuadráticas, conlleva a que su valor sea de mayor fluctuación. El valor de la media cuadrática y la desviación son superiores al parámetro de validación de ± 1 mm establecido como criterio validación, esto no es bueno, pero no es crítico debido a

que representa el 3,92%, del diámetro de descarga de 3 pulgadas lo cual se puede ver reflejado a errores por oxidación en tuberías, desgaste, entre otros

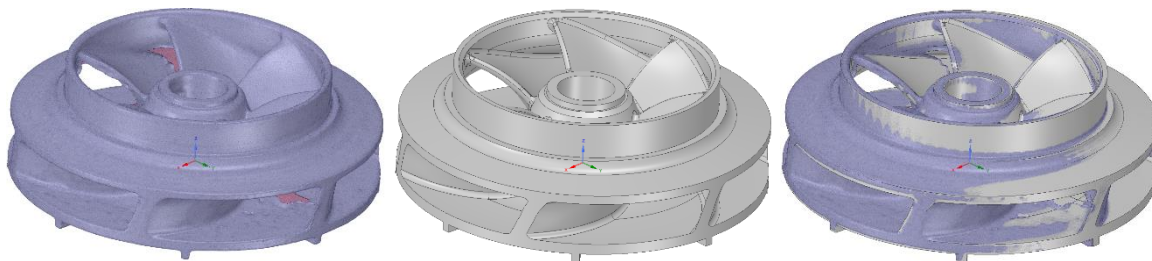
Debido al tamaño y proceso de manufactura para la construcción de esta voluta y la metodología de ingeniería inversa para obtenerla, se concluye que esta geometría es apta para continuar con el análisis fluido dinámico.

Tabla 3- 2: Datos de secciones transversales.

Variables	Secciones transversales										Promedio
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Min. (mm)	-11,638	-9,363	-14,693	-13,036	-10,504	-11,820	-9,432	-13,223	-10,730	-11,919	-11,636
Max. (mm)	6,374	12,511	14,986	13,340	10,603	11,828	7,501	13,213	11,113	11,879	11,335
Avg.	-0,659	0,611	-0,370	0,416	0,183	0,481	-0,155	0,025	0,514	0,021	0,107
RMS	2,741	2,970	4,203	3,153	2,605	2,668	2,513	3,045	2,812	2,614	2,932
Std. Dev.	2,661	2,907	4,187	3,125	2,599	2,624	2,508	3,045	2,765	2,614	2,903
In Tool.(%)	32,294	10,361	9,428	10,121	12,667	9,978	8,668	7,318	7,905	9,377	11,812
Out Tool.(%)	67,706	89,639	90,572	89,879	87,333	90,022	91,332	92,682	92,095	90,624	88,188

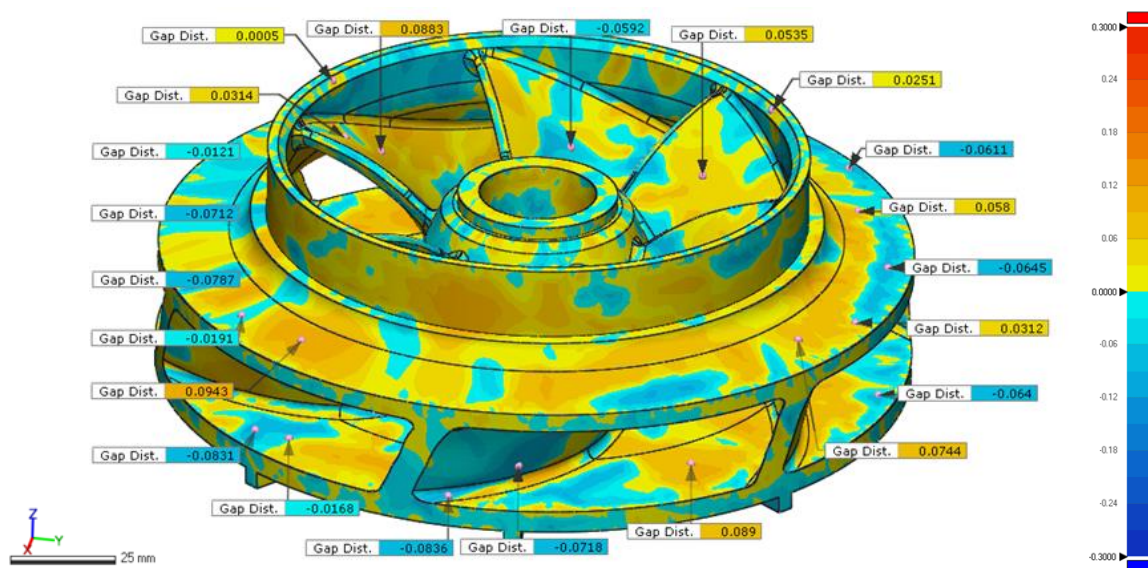
Se continuó con la verificación del impulsor, realizando la misma metodología de validación que la voluta, como se puede observar en la Figura 3- 16, donde se presentan 3 imágenes las cuales corresponden a la malla (en color azul), la geometría CAD del impulsor (en color gris) y finalmente la superposición de la malla y el modelo CAD. En la tercera figura se puede determinar cualitativamente una diferencia entre el sólido y la malla, lo cual muestra un potencial de la técnica siempre y cuando la validación cuantitativa corrobore esta hipótesis.

Figura 3- 16: Superposición de la geometría CAD y malla del impulsor.



Teniendo en cuenta lo anterior, se pudo obtener resultados con variables cuantitativas, para la verificación del impulsor, teniendo en cuenta lo anterior se comparó los datos de referencia y los datos de medición dando como resultado la Figura 3- 17. En esta imagen se puede observar un análisis de espesor, caracterizada por una leyenda de colores y un mapeado de 22 posiciones alrededor de la geometría. Este análisis consiste en determinar qué tan alejada está el CAD del impulsor con respecto a la malla con un rango de $\pm 0,3$ mm, dando como resultado valores superficiales con diferencia muy por debajo de la tolerancia permitida que es de 0,1 mm definido con el doble de la resolución del equipo utilizado, con un máximo de 0,089 mm y un mínimo de -0,0836 mm. Debido a que este análisis es superficial, es decir solo caracteriza puntos externos, se debe realizar un análisis que incluya las zonas de interés como el perfil hidráulico y los álabes.

Figura 3- 17: Verificación del CAD del impulsor.

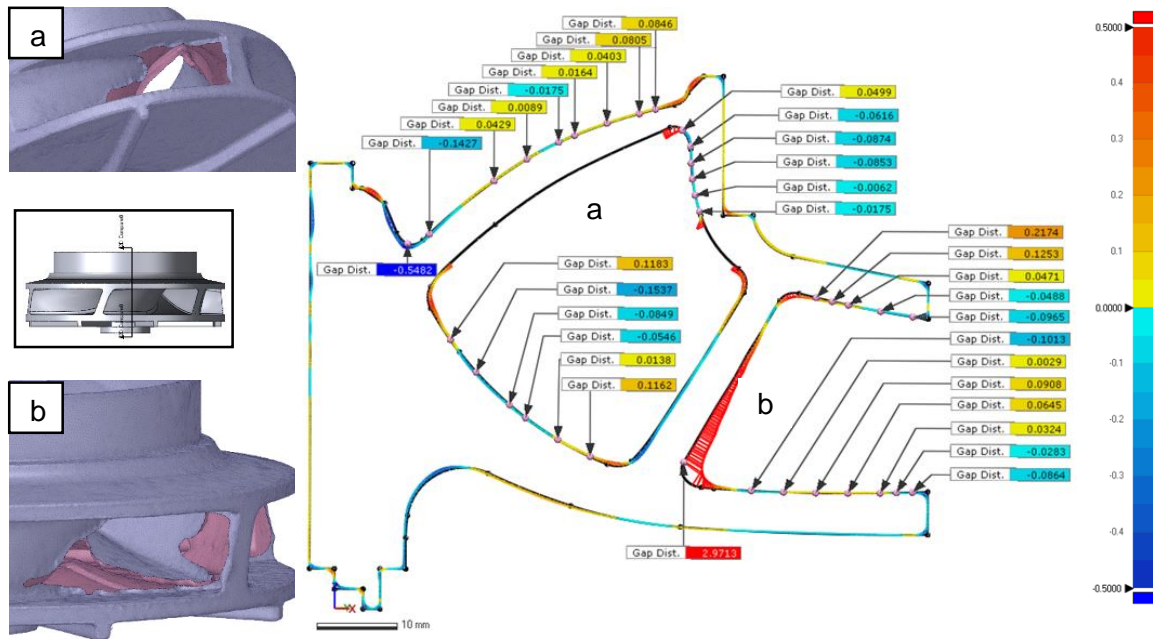


Se realizó un corte longitudinal a los resultados anteriormente descritos y se destacó la zona de interés, como son el perfil hidráulico y álabes. La Figura 3- 18, muestra un análisis 2D con base a un plano de simetría caracterizado por una leyenda de colores y un mapeado de 34 puntos alrededor del perfil 2D, donde 8 pertenecen al álabe y 24 enfocados en el perfil hidráulico, las 2 restantes representan el máximo y mínimo del estudio.

De este mapeado se puede concluir que el álabe tiene todos sus valores dentro el rango de 0.1 mm, dando validez del álabe, en esta sección longitudinal. El perfil hidráulico tiene algunos valores que superan este rango, realizando un análisis detallado de estas zonas, se detectaron agujeros en la malla, debido a la poca accesibilidad del instrumento de

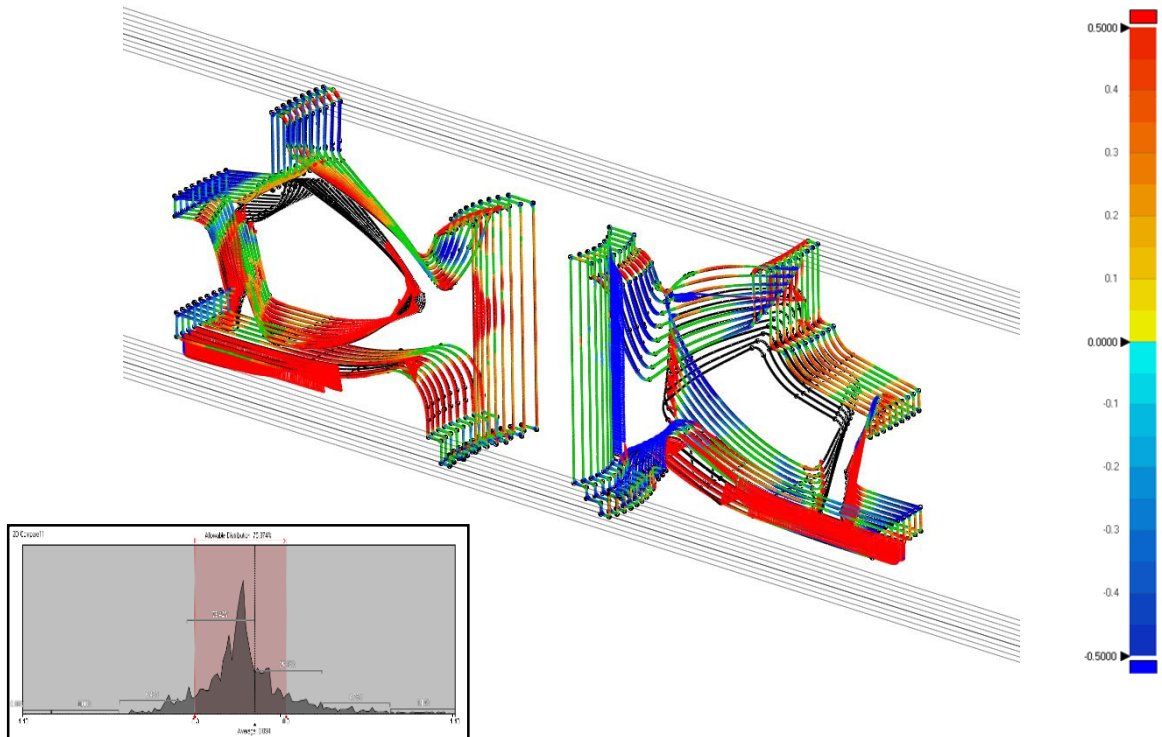
escaneo en las superficies internas del impulsor. Adicionalmente, el software de análisis toma los elementos (crestas de malla) con valores elevados, como se puede observar en la Figura 3- 18 detalle a), el cual hace referencia a la cara interna del primer álabe. Lo mismo sucede con el detalle b), ubicado en la cara interna del segundo álabe, por ende, los resultados máximos y mínimos no tienen valores dentro de la tolerancia permitida.

Figura 3- 18: Verificación del perfil hidráulico del impulsor.



Debido a la necesidad de enfocarnos en el perfil hidráulico y álabe, se realizaron 10 secciones transversales con separación entre ellas de 4 mm, las cuales representan un comportamiento tridimensional de estos detalles de importancia, como se puede observar en la Figura 3- 19. Se puede observar de forma cualitativa lugares que superan el límite máximo (en rojo) y otras que superan el límite mínimo (en azul). Adicionalmente partes de la sección de color negro, donde el estudio no tiene comparación de datos, lo anterior debido a los agujeros en la malla. Además, un histograma que representa la cantidad de datos que están dentro del rango permitido de 0,1 mm, el cual equivale al 85%, con este estudio se realizó un dominio de 40 mm del impulsor.

Figura 3- 19: Secciones longitudinales del impulsor.



La Tabla 3- 3, presenta los valores de las 10 secciones transversales del impulso. De esta tabla es posible observar la distribución de cada uno de las secciones a través de 10 columnas, las cuales, hacen alusión a las variables de análisis, de esta tabla es posible determinar que el valor mínimo es de -2,5610 mm y máximo de 4,2194 mm debido a los detalles a y b del anterior análisis, el promedio de todos los valores obtenidos es de 0,1074. Este resultado es aceptable, y únicamente se encontró una diferencia 0,0074 mm que para nuestro estudio es permisible.

Los porcentajes de herramienta internos (In Tool) y externos (Out Tool), nos dan una información cualitativa de donde se encuentra el volumen creado con base a la superficie de la malla, en promedio se puede determinar que la mayoría del volumen esta por dentro de la malla con un valor del 65%.

El valor de mayor importancia es la media cuadrática (RMS) y la desviación estándar (Std. Dev.) los cuales tienen un valor muy similar, el primero con 0,5650 y el segundo con 0,5168. Debido a las velocidades internas en este elemento, proceso de manufactura para la construcción del impulsor y la metodología de ingeniería inversa para obtenerla, se

determina que el valor de la media cuadrática y la desviación están dentro del parámetro de validación de 0,5 mm, se concluye que esta geometría es apta para continuar con el análisis fluido dinámico.

Tabla 3- 3: Datos de secciones transversales del impulsor.

Variables	Secciones transversales										Promedio
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Min. (mm)	-3,1808	-2,3361	-0,8407	-3,9290	-3,8028	-1,0133	-0,9359	-4,3087	-4,2500	-1,0133	-2,5610
Max. (mm)	3,6699	3,2833	1,5123	5,0649	5,7038	5,5078	1,7000	4,8143	5,4302	5,5078	4,2194
Avg.	-0,0358	-0,1362	0,0618	0,0806	0,1507	0,3758	0,1019	0,0813	0,1615	0,1758	0,1017
RMS	0,8815	0,7139	0,2935	0,5175	0,3292	1,0839	0,3532	0,1775	0,2164	1,0839	0,5650
Std. Dev.	0,8808	0,7008	0,2870	0,4021	0,2504	1,0167	0,3382	0,1141	0,1615	1,0167	0,5168
In Tol.(%)	65,9350	66,8859	78,8876	63,9385	64,2980	61,8486	70,5865	60,8342	63,8131	61,8486	65,887
Out Tol.(%)	34,0650	33,1141	21,1124	36,0615	35,7020	38,1514	29,4135	39,1658	36,1869	38,1514	34,112

3.2.5 Geometría final

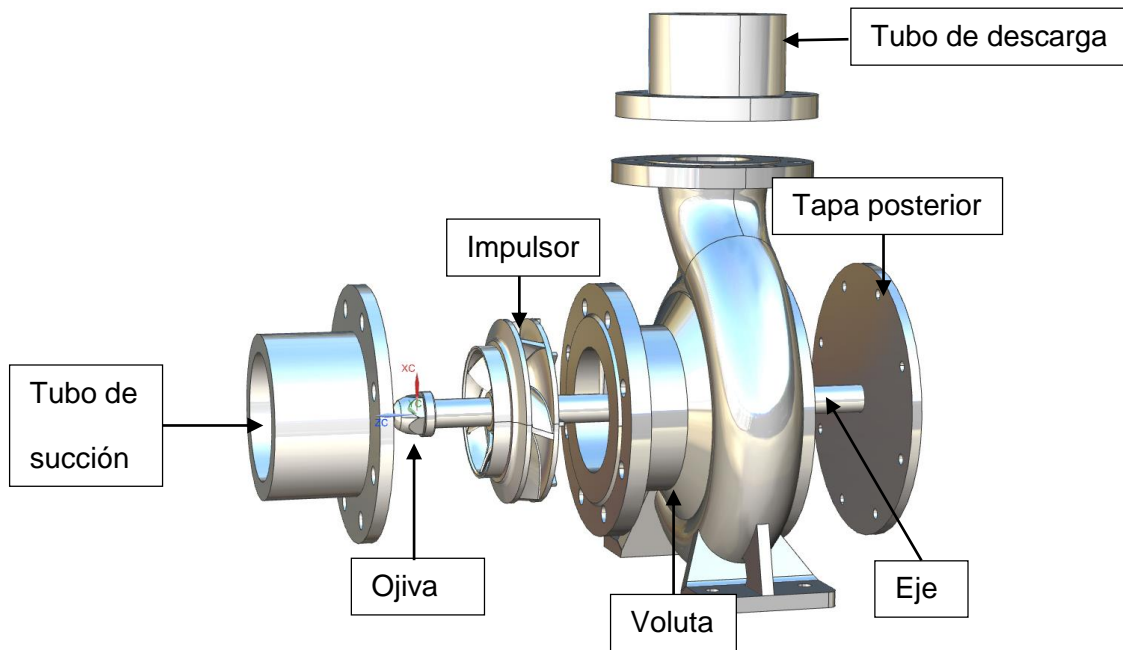
De acuerdo con el análisis realizado previamente el impulsor seleccionado para la evaluación fluido dinámica es el generado por la metodología de escaneo 3D, debido a su gran exactitud y resolución, dado que en la validación del método se halló que el 95% de la geometría se encontraba en el rango de 0,1 mm dentro de la malla.

Los tubos de descarga y succión, como la tapa 2 y ojiva fueron creados con métodos de modelado básico con base a mediciones proporcionadas por elementos de medición convencional (calibrador, micrómetros, galgas de redondeos, flexómetros, entre otros) debido a su gran dimensión.

La Figura 3- 20 muestra la geometría final de la bomba centrífuga, la cual consta de 7 partes, en el sentido del flujo son: el tubo de succión encargado de direccionar el fluido hacia la entrada del impulsor y su ojiva 1, el impulsor se encarga de transformar la energía mecánica entregada por el eje en energía cinética, dicha energía la recibe la voluta que con su cambio constante de sus secciones transversales la transforma en energía

hidráulica y por último el tubo de descarga es el encargado de llevar esa energía de presión a la zona de trasiego.

Figura 3- 20: Ensamble de geometría final de la bomba centrífuga.



3.3 Validación del estudio numérico en modo bomba

Se llevó a cabo el estudio numérico para el fluido interno de la bomba centrífuga, en los siguientes apartados se describirán los resultados de las simulaciones, además de su validación con base a los resultados experimentales.

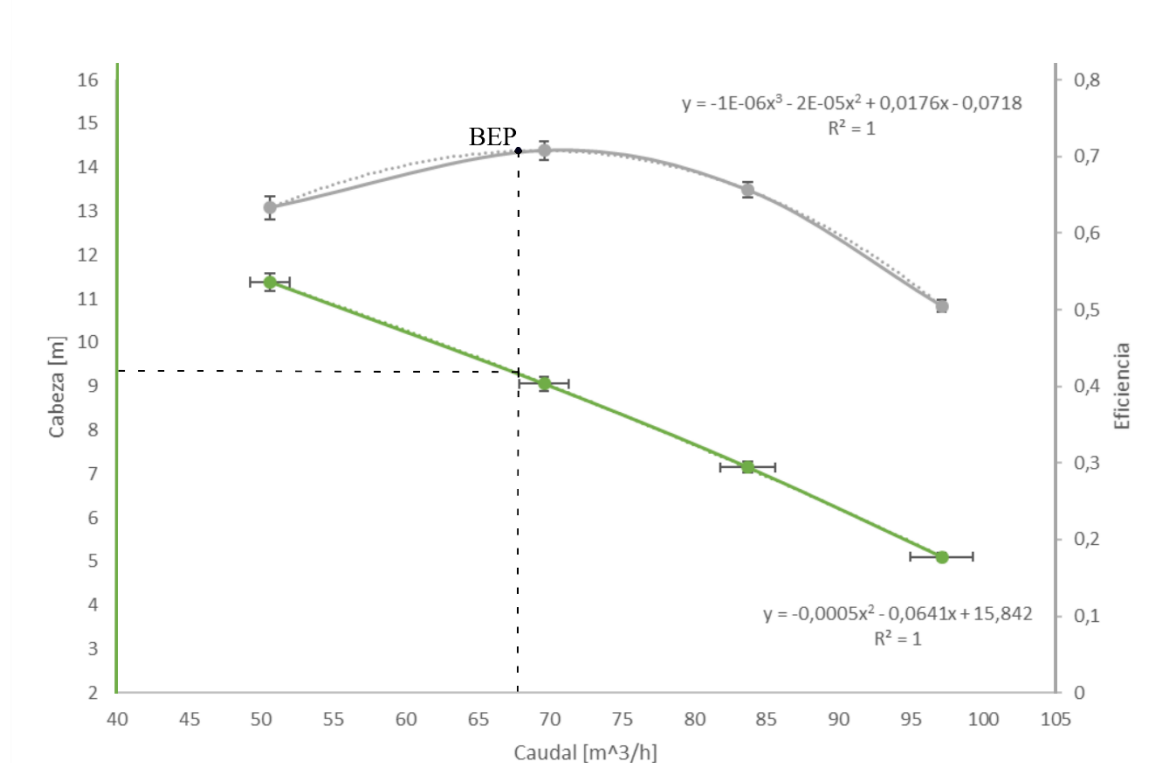
3.3.1 Curva característica de la bomba

La curva característica de la bomba se obtuvo gracias a 4 simulaciones, donde los datos de entrada son presión estática de 60 cm de columna de agua y salida de flujo másico, estos valores se fueron los entregados por el resultado experimental para evaluar los mismos puntos, todo lo anterior con una velocidad de rotación constante de 1745 RPM.

La Figura 3- 21 representa la gráfica de caracterización de la bomba, descrita por 3 variables, las cuales son: cabeza, flujo másico y eficiencia. El comportamiento hidráulico de cabeza vs caudal es representativo a la teoría, la cual indica que a medida que se quiere

aumentar el flujo másico de salida se disminuye la capacidad de altura de la bomba, además de tener un comportamiento similar a la curva característica experimental, esta comparación numérico experimental se analizara en un capítulo posterior. Además, se puede diferir el punto máximo de eficiencia (BEP) situado a un caudal de 70,217 [m³/h] y una cabeza de 11,96 [m], esta curva característica se puede determinar los parámetros de entrada para las siguientes simulaciones, adicionalmente de proporcionar una curva la cual debe ser comparada con una experimental, para validar el método numérico.

Figura 3- 21: Curva característica de la bomba numérica H vs Q.

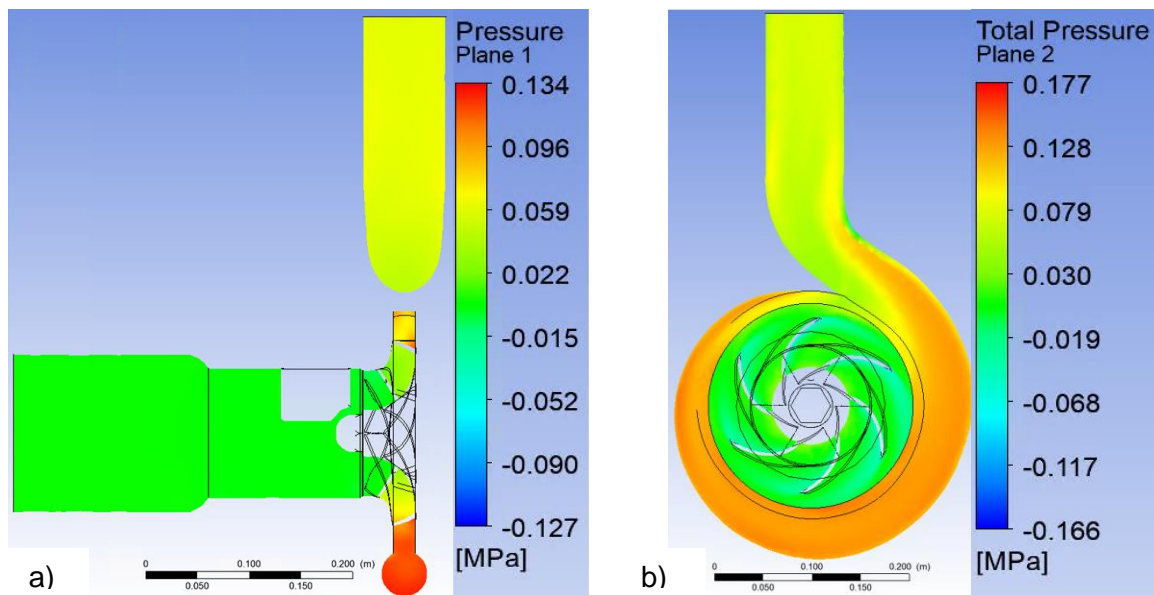


3.3.2 Resultado del método numérico

Los resultados numéricos del modo bomba inician de forma cualitativa representado en contornos de presión y velocidad, para poder observar los campos de interés en estas máquinas hidráulicas

La Figura 3- 22, representa los campos de presión en dos planos diferentes, determinados de forma cualitativa por una franja de colores, los cuales el valor mínimo esta denominado de color azul y el máximo de color rojo, y de forma cuantitativa los valores de las presiones en MPa. La Figura 3- 22a muestra un corte del plano XZ, esta tiene presiones negativas, es decir que debido al proceso de velocidad centrípeta generada por el impulsor se produce un efecto de succión con presiones alrededor de -0,127 MPa, este corte permite observar un campo de presión que recorre la máquina desde el tubo de succión donde tiene una presión alrededor de 0,022 MPa, luego pasa por el impulsor, hasta llegar a la voluta, en esta parte es donde ocurre la transformación de la velocidad entregada por el impulsor por presión, alcanzando un máximo global de 0,134 MPa, en la Figura 3- 22b, se puede destacar el campo de presiones en la voluta hasta llegar a la salida, esto gracias a la geometría de caracol, estos resultados son satisfactorios debido a que estas máquinas hidráulicas deben generar un delta de presiones para poder subir el flujo a una cabeza determinada.

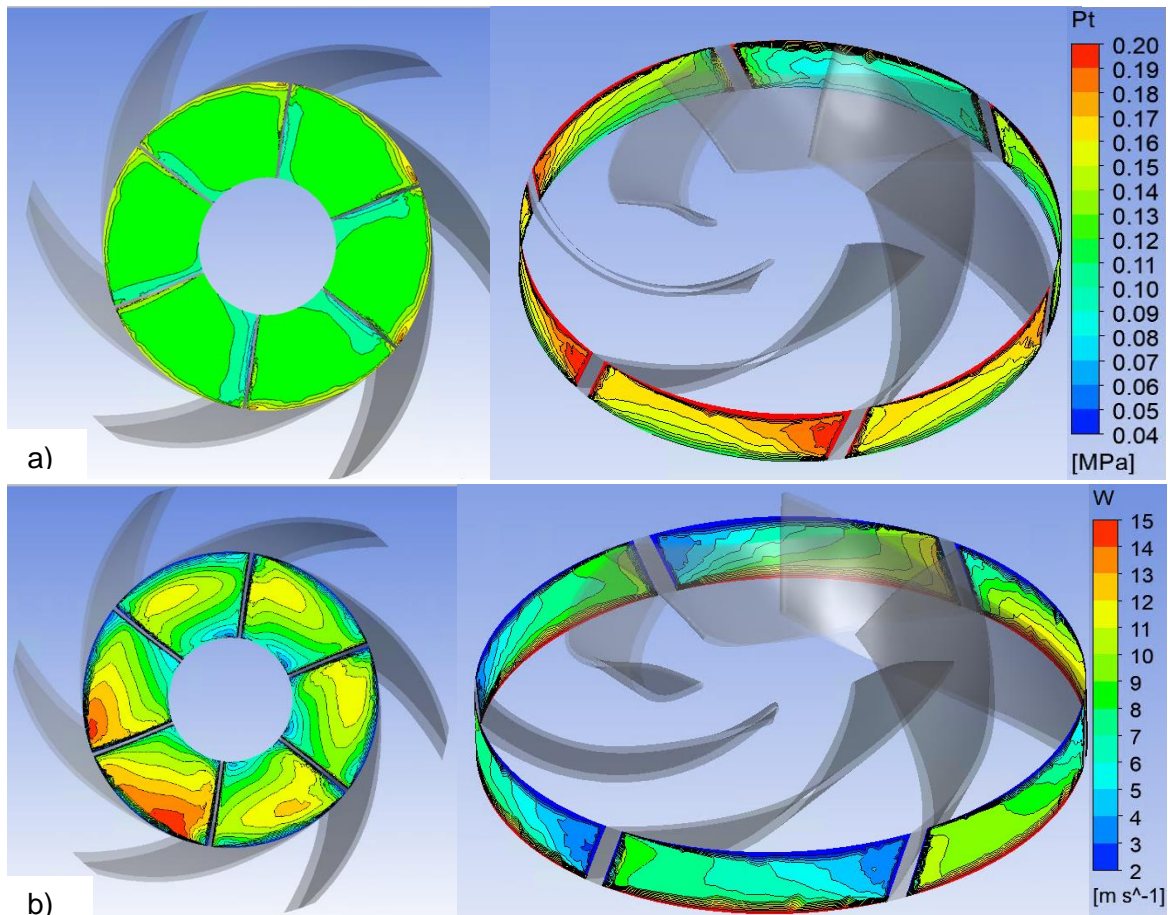
Figura 3- 22: contornos de presión, a) corte de plano XZ, b) corte de plano XY.



Otro elemento de suma importancia es el impulsor, con los resultados anteriores, no se puede llegar al detalle de lo que sucede en el interior, en consecuencia, se realiza un análisis en dicho elemento.

La Figura 3- 23 representa los campos de presión y velocidad en la entrada y salida del impulsor, en la Figura 3- 23a, se puede observar el campo de presión en la entrada y salida, los resultados en la entrada son satisfactorios, debido a que la presión es casi constante, solo es perturbada a medida que se acerca a las paredes de los álabes del impulsor, en cambio se genera un delta de presiones muy alto en la salida del impulsor. En la Figura 3- 23b, ilustra los contornos de velocidad en la entrada y salida del impulsor, debido al obstáculo que se encuentra en la entrada de la voluta, la reducción en la tubería de entrada, además de rotación del fluido al ingresar, genera turbulencia representado en los resultados con deltas de velocidades, que validan estos contornos.

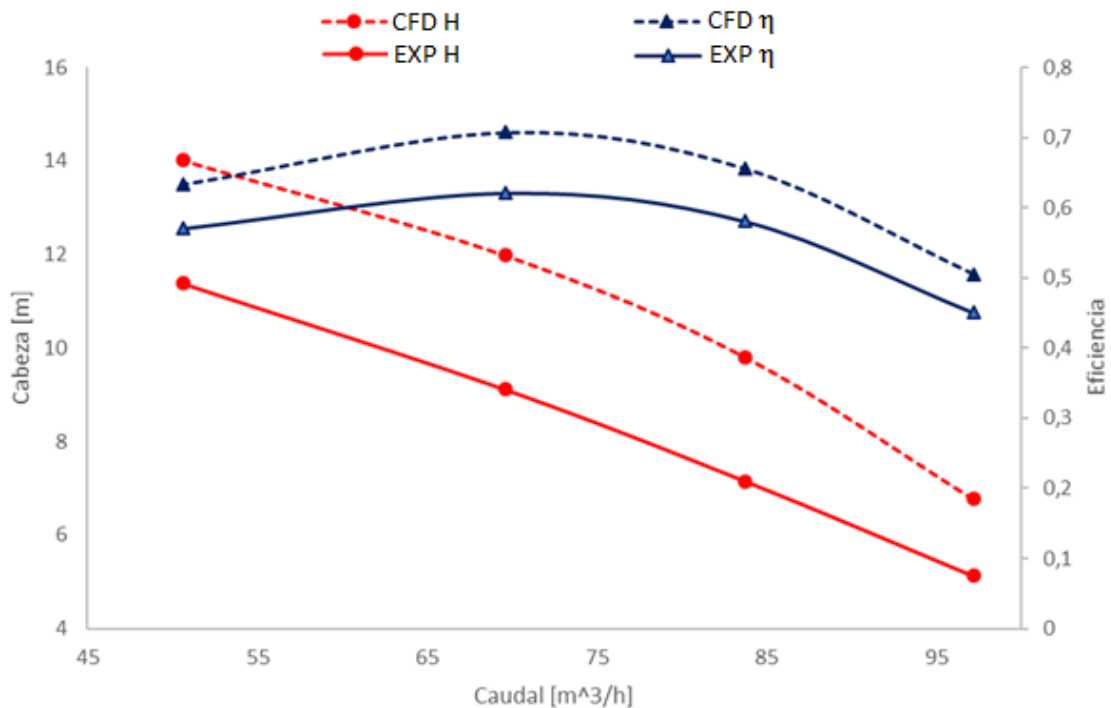
Figura 3- 23: contornos, a) presión, b) velocidad.



3.3.3 Comparación entre modelo numérico y experimental

Teniendo los resultados del banco experimental y del método numérico, se realizó una comparación entre los resultados, dando como resultado la Figura 3- 24, la cual representa en el eje de las abscisas el caudal en [m³/h] de los puntos 4 obtenidos en el banco experimental y los ejes de las ordenadas lo comporten dos variables las cuales son cabeza [m] y eficiencia [%], la primera comparación numérico experimental está dada por cabeza caudal, los resultados experimentales en el BEP son una eficiencia de 62,29 %, las condiciones hidráulicas para llegar a esta eficiencia son 9,53 [m] y 67,25 [m³/h], mientras que los numéricos arrojan una eficiencia máxima de del 71,92 % y las condiciones hidráulicas para llegar al BEP numérico son 11,96 [m] y 70,22 [m³/h], de esta comparación de puntos máximos de eficiencia tienen un error máximo del 25% referente a la cabeza y 15% respecto a la eficiencia, mientras que el caudal solo esta con un 4% de error.

Figura 3- 24: comparación numérico experimental.



Aunque los valores de la comparación del BEP de ambas curvas características es alto, se analizan adicionalmente los 4 puntos de las curvas, dos tablas relacionando la eficiencia y la cabeza. la Tabla 3- 4, representa la comparación numérico experimental de la eficiencia de los 4 puntos, donde el error máximo es de 8,692 % y el error mínimo de 5,411

%, mientras que la Tabla 3- 5, caracteriza errores mayores, con un máximo de 37,1 % y un mínimo de 23 %.

Tabla 3- 4: eficiencia numérico experimental en modo bomba.

Q/Q _{BEP}	0,753	1,035	1,245	1,445
Exp (%)	57,044	62,083	58,070	45,089
CFD (%)	63,318	70,775	65,619	50,499
Error (%)	6,275	8,692	7,549	5,411

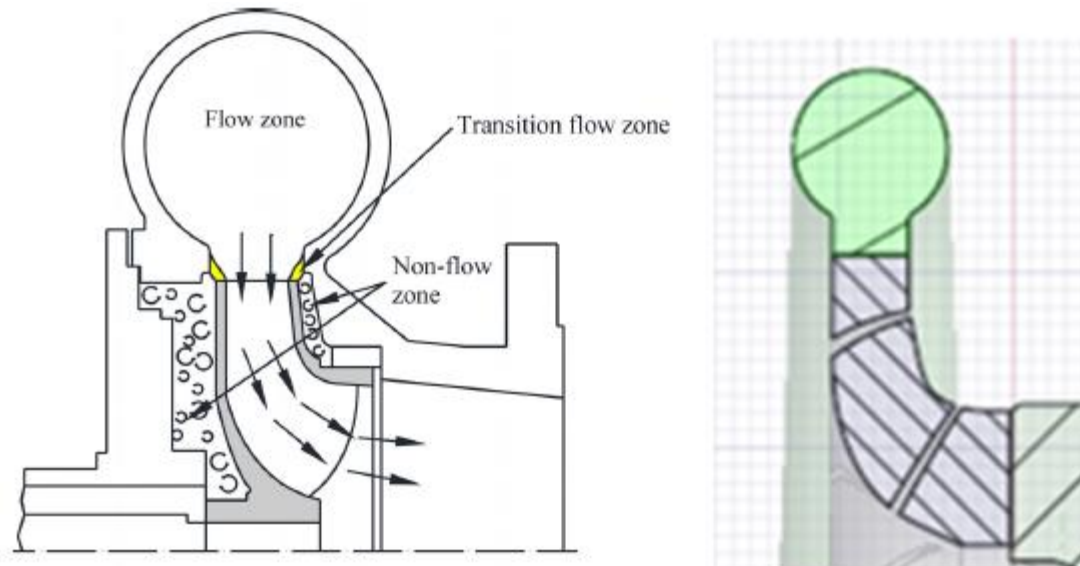
Tabla 3- 5: cabeza numérico experimental en modo bomba.

Q/Q _{BEP}	0,753	1,035	1,245	1,445
Exp (m)	11,381	9,111	7,152	5,124
CFD (m)	14,016	11,980	9,806	6,767
Error (%)	23,146	31,496	37,100	32,083

3.3.4 Validación del modelo CFD

Aunque los valores de la comparación del BEP de ambas curvas características es alto, se analizan las posibles causas de estos valores, para esto se detallan las curvas de rendimiento y cabeza, estas curvas numéricas se encuentran por encima de las experimentales, esto quiere decir que aún falta capturar fenómenos físicos que generen perdidas en el modelo numérico, la más importante es la recirculación de fluido que se encuentra en el impulsor, el modelo numérico utilizado en este trabajo utiliza una simplificación geométrica en este punto, como se describe en la sección 2.3.1, A. Doshi, *et al* [92] realiza un estudio de estas zonas dando como resultado que los valores numéricos pueden obtener un error hasta del 15 % aproximadamente, y que la eficiencia puede variar en un rango del 1,3% a 3,6%, lo anterior se puede observar en La Figura 3-25, la cual representa la imagen del estudio de A. Doshi *et al*, cuando hace referencia al fluido de recirculación y la simplificación dada en este trabajo en el fluido que pasa internamente en el impulsor a la voluta.

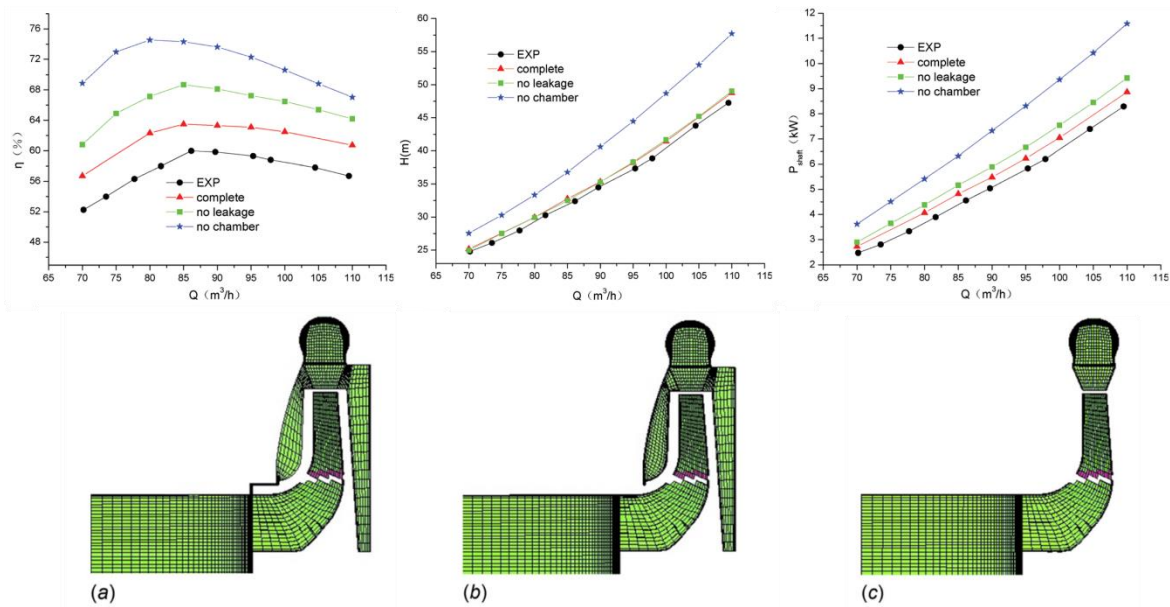
Figura 3- 25: flujo de recirculación.



Otra investigación que plantea los errores relacionados con la simplificación de la geometría es el de Y. Sun-Sheng *et al* [74] ilustrada en la Figura 3- 26.

De esta imagen se puede observar curvas características de PAT con las variables de caudal vs eficiencia, cabeza y potencia de eje, donde se encuentran los datos obtenidos experimentalmente y el resultado de 3 simulaciones, el primero método numérico no presenta simplificación geométrica (a) y su comportamiento hidráulico se aproxima a los datos experimentales de las curvas de caudal vs cabeza y potencia de eje, le sigue la simplificación (b) donde en la gráfica de Q vs H no tiene gran relevancia pero en la curva de eficiencia toma protagonismo y por último la simplificación (c), de esta podemos referir que se encuentran las mayores diferencias respecto a los datos experimentales dado a la simplificación en las cámaras laterales, cuyo error relativo de eficiencia puede ser tan algo como 24.72%.

Figura 3- 26: Incidencia de la simplificación geométrica en el error relativo de la validación.



Teniendo presente lo anterior asumimos en nuestro estudio la simplificación (c), asumiendo este error en compensación al recurso computacional obtenido, por lo anteriormente descrito y tener nuestros valores de error relativo dentro del rango del estado del arte se da por validado el modelo numérico, dado que los valores de error pueden ser mitigados por la simplificación geométrica anteriormente descrita y puede llegar a unos valores razonables, en un rango de 5 a 10% de error.

3.4 Efecto del parámetro geométrico

Debido a que esta máquina hidráulica no tiene sistemas de control, diferentes autores investigan cual es el parámetro geométrico que tiene mayor incidencia en la eficiencia de esta turbo máquina utilizada para generar, en el próximo apartado se analizaran estos criterios.

3.4.1 Selección del parámetro geométrico

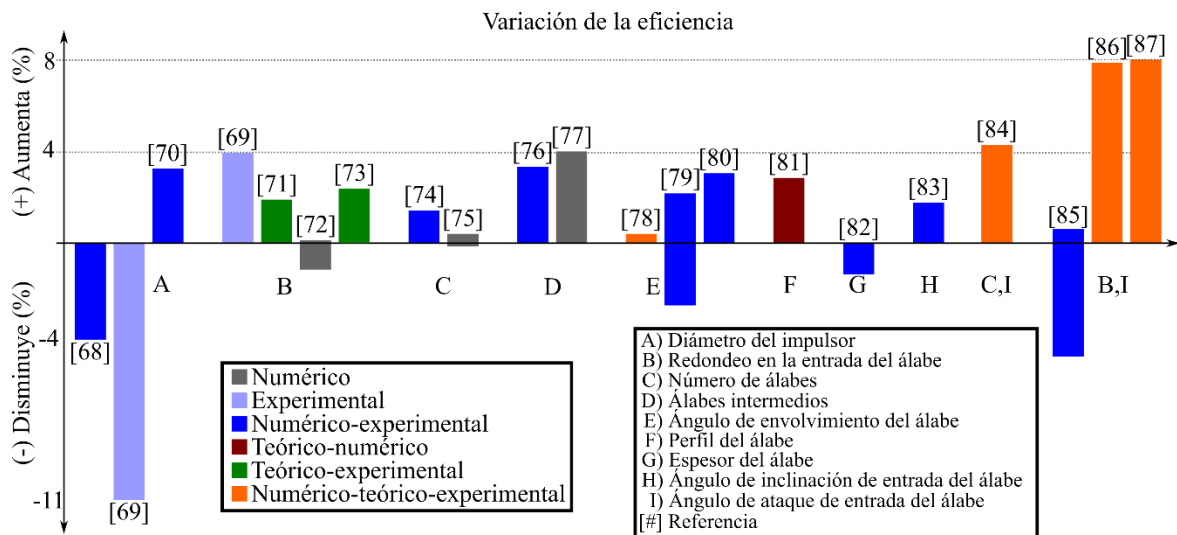
Como resultado del estado del arte se encontraron nueve (9) parámetros geométricos que parten del comportamiento teórico de optimización en modo bomba y los implementan en modo turbina para analizar su incidencia en la eficiencia de la turbo máquina, estas 20 investigaciones son de tipo teórico, numérico y/o experimental, las cuales evaluaron su

incidencia en la eficiencia de las PAT. En la Tabla 1- 1, se describen en detalle los parámetros geométricos y la información relevante de cada estudio.

La Figura 3- 27, describe el cambio de la eficiencia mediante la modificación geométrica del impulsor; en el eje de las abscisas se encuentran 9 parámetros geométricos más la combinación de varios de ellos y el eje de las ordenadas puntualiza la variación de la eficiencia respecto al impulsor original, encontrando resultados que incrementan y decrecen conforme a la implementación de cada uno de estos parámetros.

Algunos de estas investigaciones dieron como resultado una incidencia negativa en la eficiencia, como el recorte del diámetro del impulsor (A), espesor del álabe (G) y en algunos casos del redondeo del álabe (B), número de álabes (C) y ángulo de envolvimiento (E). El parámetro geométrico de mayor incidencia según las investigaciones son los álabes intermedios (D) con un aumento del 4.04% de la eficiencia, pero este estudio solo tiene presente el análisis numérico. Otros estudios teóricos, numérico y experimentales como los desarrollados por son [86], [87] son los que generan mayor incidencia combinando diferentes parámetros para adquirir las condiciones favorables de cada método alcanzando una eficiencia alrededor del 8%. Para la selección del parámetro de mayor incidencia se tuvo presente solo las investigaciones experimentales, con base a lo anterior se seleccionó el redondeo de la entrada del álabe (B) como el parámetro de mayor incidencia, dado que 3 investigaciones experimentales validan su aumento en la eficiencia, además de ser utilizado en combinaciones con el parámetro geométrico del ángulo de ataque de entrada del álabe (I) donde se obtuvo la mayor incidencia en el estado del arte.

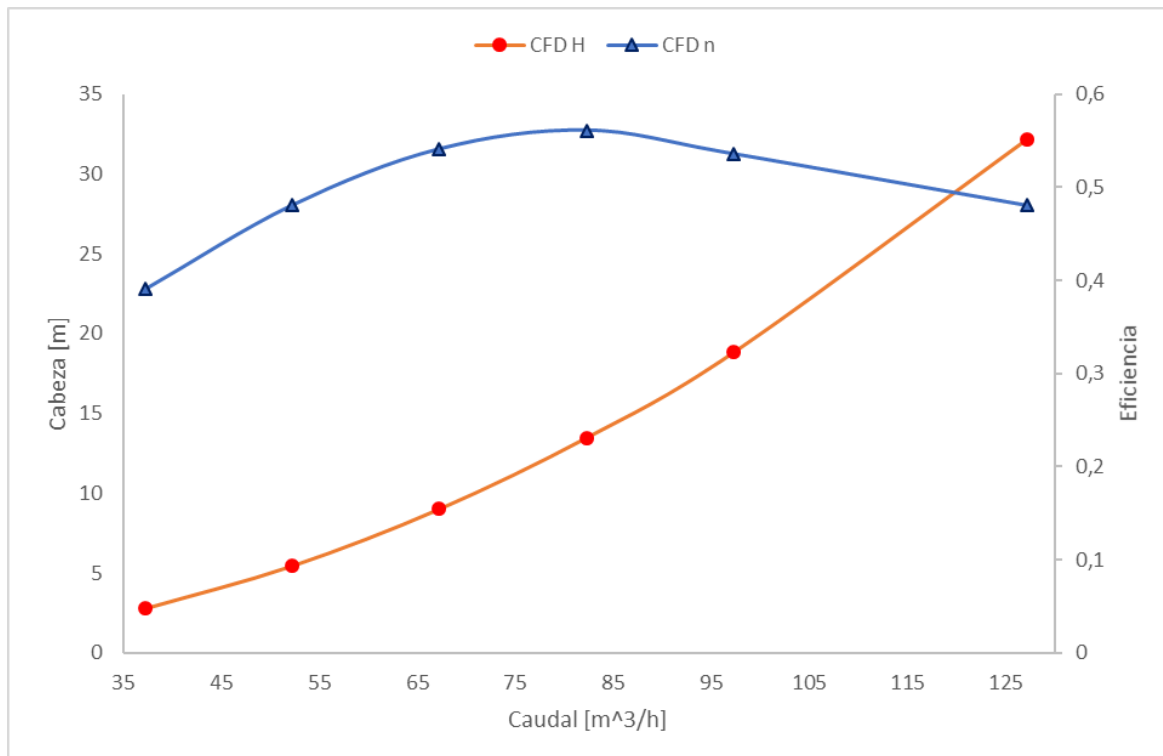
Figura 3- 27: Cambio de la eficiencia ante variaciones de parámetros geométricos.



3.4.2 Curvas características de la PAT

La metodología de simulación género como resultado la curva característica de la PAT, como se puede observar en la Figura 3- 28, el comportamiento numérico es similar a los que se encuentran en el estado del arte [91] de estas turbo máquinas, donde la gráfica representa que a medida que tenga en las condiciones de sitio, sube la cabeza, su caudal va a subir de forma directa, mientras que la eficiencia tiene su comportamiento natural, dando como resultado un BEP y construyendo la curva característica que no proporcionan los fabricantes, con esta curva se caracteriza el potencial de esta bomba centrífuga en diferentes sitios, idealmente las condiciones de operación son 13,47 m con un caudal de 82,65 m³/h, estas condiciones generan una eficiencia del 56,08%

Figura 3- 28: Curva característica de la PAT



3.4.3 Eficiencia de la PAT

Los resultados de eficiencia de la PAT con el parámetro geométrico y sin él, están ilustrados en la Tabla 3- 6, donde se resalta que la PAT con redondeo al final del álabe genera una mejora en la eficiencia, esto debido a disminuir los remolinos que generaban estas aristas al rosar con el fluido, cabe resaltar que la incidencia de este parámetro geométrico sobre BEP fue de 3,412 %.

Tabla 3- 6: Eficiencia de la PAT

Q/Q _{BEP}	0,453	0,635	0,818	1,000	1,182	1,547
PAT (%)	39,089	48,070	54,077	56,083	53,563	48,044
PAT redondeo (%)	41,954	50,946	57,322	59,495	56,916	51,030
Incidencia (%)	2,865	2,876	3,245	3,412	3,353	2,986

4. Conclusiones y recomendaciones

4.1 Conclusiones

En este trabajo de maestría se han utilizado una serie de técnicas para el modelado, experimentación y simulación de una bomba centrífuga operando en modo convencional y en modo turbina.

Mediante el desarrollo de esta propuesta se logra establecer una metodología válida para la obtención de los modelos CAD de la voluta y el impulsor, esto mediante un proceso de ingeniería inversa denominado escaneado 3D. Adicionalmente, se logra establecer una metodología realizada para el modelado del impulsor por medio de la adaptación de máquinas de coordenadas espaciales arrojando resultados satisfactorios dando como error relativo el 1,61% referente a la geometría generada por escáner 3D. con la consecución de este objetivo, se le ofrece a la industria la posibilidad de levantar geometrías complejas mediante equipos disponibles para sus operaciones rutinarias, evitando la adquisición de equipos costosos y de uso no frecuente.

Gracias al diseño y fabricación del banco hidráulico, se logra obtener la curva característica de la bomba comercial utilizada para el desarrollo de este proyecto, resaltando que los datos obtenidos tanto de la parte experimental como en el modelo numérico presentan un error relativo en el punto máximo de eficiencia de las variables cabeza [m], caudal [m³/h] y eficiencia [%] del 25.49%, 4.41% y 15.45 % respectivamente. En consecuencia, a la simplificación del método numérico el cual se asume un error relativo se determina la validez del modelo computacional.

Como resultado de esta investigación, se clasificaron los parámetros geométricos conforme a la incidencia de estos en el punto máximo de eficiencia, encontrando que el redondeo en el borde de ataque de los álabes del impulsor operando en modo turbina

representa el parámetro más importante, generando incrementos en la eficiencia del 3.142%, mediante simulación computacional.

Las herramientas computacionales CFD y los datos experimentales obtenidos permitieron comprender el comportamiento fluido-dinámico a lo largo de la bomba centrífuga iniciando por el tubo de succión, cruzando por el impulsor y terminando en la voluta por medio de los contornos de presión y velocidad. Validado este modelo numérico y extrapolarlo en modo PAT se obtuvo el comportamiento del fluido en diferentes condiciones operativas asociadas al flujo de descarga y cabeza, lo anterior confirma que las herramientas CFD son de gran utilidad para investigadores y fabricantes de bombas dado que permiten analizar el comportamiento del fluido a través de turbo máquinas, ya sea para optimización de geometría y así aumentar eficiencia o verificación de presiones para análisis estructural.

Bibliografía

- [1] J. A. Goldstone, "Demography, Environment, and Security," pp. 84–108, Mar. 2018.
- [2] J. W. Day *et al.*, "The Energy Pillars of Society: Perverse Interactions of Human Resource Use, the Economy, and Environmental Degradation," *Biophys. Econ. Resour. Qual.*, vol. 3, no. 1, p. 2, 2018.
- [3] J. Pinkse and K. Groot, "Sustainable Entrepreneurship and Corporate Political Activity: Overcoming Market Barriers in the Clean Energy Sector," *Entrep. Theory Pract.*, vol. 39, no. 3, pp. 633–654, May 2015.
- [4] B. Obama, "The irreversible momentum of clean energy," *Science (80-.)*, vol. 355, no. 6321, pp. 126–129, 2017.
- [5] I. Dincer and C. Acar, "A review on clean energy solutions for better sustainability," *Int. J. Energy Res.*, vol. 39, no. 5, pp. 585–606, Apr. 2015.
- [6] A. Kumar *et al.*, "A review of multi criteria decision making (MCDM) towards sustainable renewable energy development," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 69, no. October 2016, pp. 596–609, 2017.
- [7] R. Renewable Energy Policy Network for the 21st Century, *Renewables 2018 global status report*. Paris: REN21 Secretariat, 2018.
- [8] H. Ibrahim, A. Ilinca, and J. Perron, "Energy storage systems-Characteristics and comparisons," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 12, no. 5, pp. 1221–1250, 2008.
- [9] M. S. Guney and Y. Tepe, "Classification and assessment of energy storage systems," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 75, no. October 2016, pp. 1187–1197, 2017.
- [10] L. Dinglin, C. Yingjie, Z. Kun, and Z. Ming, "Economic evaluation of wind-powered pumped storage system," *Syst. Eng. Procedia*, vol. 4, no. 2011, pp. 107–115, 2012.
- [11] W. H. Reuter, S. Fuss, J. Szolgayová, and M. Obersteiner, "Investment in wind power and pumped storage in a real options model," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 4, pp. 2242–2248, 2012.
- [12] L. Bayón, J. M. Grau, M. M. Ruiz, and P. M. Suárez, "Mathematical modelling of the combined optimization of a pumped-storage hydro-plant and a wind park,"

- Math. Comput. Model.*, vol. 57, no. 7–8, pp. 2024–2028, 2013.
- [13] G. Caralis, D. Papantonis, and A. Zervos, “The role of pumped storage systems towards the large scale wind integration in the Greek power supply system,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 5, pp. 2558–2565, 2012.
- [14] Z. Glasnovic and J. Margeta, “The features of sustainable Solar Hydroelectric Power Plant,” *Renewable Energy*, vol. 34, no. 7. pp. 1742–1751, 2009.
- [15] M. Shabani and J. Mahmoudimehr, “Techno-economic role of PV tracking technology in a hybrid PV-hydroelectric standalone power system,” *Appl. Energy*, vol. 212, no. September 2017, pp. 84–108, 2018.
- [16] J. Margeta and Z. Glasnovic, “Exploitation of temporary water flow by hybrid PV-hydroelectric plant,” *Renew. Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 2268–2277, 2011.
- [17] T. Ma, H. Yang, L. Lu, and J. Peng, “Pumped storage-based standalone photovoltaic power generation system: Modeling and techno-economic optimization,” *Appl. Energy*, vol. 137, pp. 649–659, 2015.
- [18] J. Jurasz, “Modeling and forecasting energy flow between national power grid and a solar–wind–pumped-hydroelectricity (PV–WT–PSH) energy source,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 136, pp. 382–394, 2017.
- [19] J. Jurasz, J. Mikulik, M. Krzywda, B. Ciapała, and M. Janowski, “Integrating a wind- and solar-powered hybrid to the power system by coupling it with a hydroelectric power station with pumping installation,” *Energy*, vol. 144, pp. 549–563, 2018.
- [20] T. Ma, H. Yang, L. Lu, and J. Peng, “Optimal design of an autonomous solar-wind-pumped storage power supply system,” *Appl. Energy*, vol. 160, pp. 728–736, 2015.
- [21] T. Ma, H. Yang, L. Lu, and J. Peng, “Technical feasibility study on a standalone hybrid solar-wind system with pumped hydro storage for a remote island in Hong Kong,” *Renew. Energy*, vol. 69, pp. 7–15, 2014.
- [22] A. Basak and S. Das, “Microstructure of nickel-base superalloy MAR-M247 additively manufactured through scanning laser epitaxy (SLE),” *J. Alloys Compd.*, vol. 705, pp. 806–816, 2017.
- [23] N. M. Aziz and V. R. Desai, “An Experimental Study of the Effect of Some Design Parameters on Crossflow Turbine Efficiency,” Clemson, South Carolina, 1993.
- [24] W. Bogenrieder, “Pumped storage power plants,” *Renew. Energy*, pp. 165–196, 2006.

- [25] N. Sivakumar, D. Das, N. P. Padhy, A. R. Senthil Kumar, and N. Bisoyi, "Status of pumped hydro-storage schemes and its future in India," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 19, pp. 208–213, 2013.
- [26] D. Buono, E. Frosina, A. Mazzone, U. Cesaro, and A. Senatore, "Study of a Pump as Turbine for a Hydraulic Urban Network Using a Tridimensional CFD Modeling Methodology," *Energy Procedia*, vol. 82, pp. 201–208, Dec. 2015.
- <http://www.hidroplast.net/subrubro/valvulas-reguladoras-de-presion.html>, G. Del Giudice, O. Fecarotta, and H. M. Ramos, "Pump as turbine (PAT) design in water distribution network by system effectiveness," *Water (Switzerland)*, vol. 5, no. 3, pp. 1211–1225, 2013.
- [28] J. Krenn, H. Keck, and M. Sallaberger, "Small and Mid-Size Pump-Turbines with Variable Speed," *Energy Power Eng.*, vol. 05, no. 02, pp. 48–54, 2013.
- [29] F. Díaz-González, A. Sumper, O. Gomis-Bellmunt, and R. Villafánfila-Robles, "A review of energy storage technologies for wind power applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 4, pp. 2154–2171, 2012.
- [30] P. Matt, "National Workshop on Pumped Storage Hydropower Projects," in *Basics of the pump storage Technology: technical solutions, possibilities, function in grid and benefits, financial aspects of PSP National Workshop on Pumped Storage Hydropower Projects*, 2018, no. February, p. 387.
- [31] S. Weitemeyer, D. Kleinhans, T. Vogt, and C. Agert, "Integration of Renewable Energy Sources in future power systems: The role of storage," *Renew. Energy*, vol. 75, pp. 14–20, 2015.
- [32] C. Bussar *et al.*, "Large-scale integration of renewable energies and impact on storage demand in a European renewable power system of 2050-Sensitivity study," *J. Energy Storage*, vol. 6, pp. 1–10, 2016.
- [33] H. Zhao, Q. Wu, S. Hu, H. Xu, and C. N. Rasmussen, "Review of energy storage system for wind power integration support," *Appl. Energy*, vol. 137, pp. 545–553, 2015.
- [34] E. Mollenhauer, A. Christidis, and G. Tsatsaronis, "Increasing the Flexibility of Combined Heat and Power Plants With Heat Pumps and Thermal Energy Storage," *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 140, no. 2, p. 020907, Nov. 2017.
- [35] F. Pugliese, F. De Paola, N. Fontana, M. Giugni, and G. Marini, "Performance of vertical-axis pumps as turbines," *J. Hydraul. Res.*, vol. 56, no. 4, pp. 482–493, Jul.

- 2018.
- [36] S. Abazariyan, R. Rafee, and S. Derakhshan, "Experimental study of viscosity effects on a pump as turbine performance," *Renew. Energy*, vol. 127, pp. 539–547, 2018.
- [37] M. Kramer, K. Terheiden, and S. Wieprecht, "Pumps as turbines for efficient energy recovery in water supply networks," *Renew. Energy*, vol. 122, pp. 17–25, 2018.
- [38] M. J. Brandt *et al.*, "Pumping, Electrical Plant, Control and Instrumentation," in *Twort's Water Supply*, Elsevier, 2017, pp. 777–828.
- [39] H. Nautiyal, Varun, and A. Kumar, "Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 7, pp. 2059–2067, 2010.
- [40] B. Orchard and S. Klos, "Pumps as turbines for water industry," *World Pumps*, vol. 2009, no. 8, pp. 22–23, 2009.
- [41] S. V. Jain and R. N. Patel, "Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2014.
- [42] KSB, *Technical information. Selecting Centrifugal Pumps*. Frankenthal: KSB Aktiengesellschaft, Communications (V5), 2005.
- [43] K. H. Motwani, S. V. Jain, and R. N. Patel, "Cost analysis of pump as turbine for pico hydropower plants - A case Study," in *Procedia Engineering*, 2013, vol. 51, pp. 721–726.
- [44] C. Mataix, *Turbomáquinas hidráulicas : turbinas hidráulicas, bombas, ventiladores*. Universidad Pontificia Comillas, 2009.
- [45] J. Chapallaz, P. Eichenberg, and G. Fisher, "Manual on pumps used as turbines," *MHPG. gate*, vol. 11, no. ISBN 3-528-02069-5. p. 221, 1992.
- [46] C. S. Kaunda, C. Z. Kimambo, and T. K. Nielsen, "A technical discussion on microhydropower technology and its turbines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 35, pp. 445–459, 2014.
- [47] S. Barbarelli, M. Amelio, and G. Florio, "Using a statistical-numerical procedure for the selection of pumps running as turbines to be applied in water pipelines: Study cases," *J. Sustain. Dev. Energy, Water Environ. Syst.*, vol. 6, no. 2, pp. 323–340, 2018.
- [48] Z. Zuo, S. Liu, Y. Sun, and Y. Wu, "Pressure fluctuations in the vaneless space of

- High-head pump-turbines—A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 41, pp. 965–974, 2014.
- [49] E. Egusquiza, C. Valero, X. Huang, E. Jou, A. Guardo, and C. Rodriguez, “Failure investigation of a large pump-turbine runner,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 23, pp. 27–34, 2012.
- [50] E. Egusquiza, C. Valero, A. Presas, X. Huang, A. Guardo, and U. Seidel, “Analysis of the dynamic response of pump-turbine impellers. Influence of the rotor,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 68–69, pp. 330–341, Feb. 2016.
- [51] Z. Zuo, H. Fan, S. Liu, and Y. Wu, “S-shaped characteristics on the performance curves of pump-turbines in turbine mode – A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 60, pp. 836–851, Jul. 2016.
- [52] IEC 60193-6, “Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines,” no. 6, 1999.
- [53] H. Sun, R.-F. Xiao, W. Liu, and F. Wang, “Analysis of S Characteristics and Pressure Pulsations in a Pump-Turbine With Misaligned Guide Vanes.,” *J. Fluids Eng.*, vol. 135, no. 5, pp. 511011–511016, 2013.
- [54] D. M. Liu, J. S. Zheng, G. Z. Wen, Y. Z. Zhao, and Q. H. Shi, “Numerical simulation on the S characteristics and pressure fluctuation of reduced pump-turbine at start-up condition,” in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, vol. 15, p. 062034 (7 pp.).
- [55] G. Olimstad, T. Nielsen, and B. Botresen, “Stability Limits of Reversible-Pump Turbines in Turbine Mode of Operation and Measurements of Unstable Characteristics,” *J. Fluids Eng.*, vol. 134, no. 11, p. 111202, 2012.
- [56] L. Deyou, W. Hongjie, X. Gaoming, G. Ruzhi, W. Xianzhu, and L. Zhansheng, “Unsteady simulation and analysis for hump characteristics of a pump turbine model,” *Renew. Energy*, 2015.
- [57] V. Hasmatuchi, M. Farhat, M. Pierre, and A. Francois, “Experimental investigation of a pump-turbine at off-design operating conditions,” in *International meeting of the workgroup on cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems*, 2009, pp. 339–348.
- [58] S. R. Shah, S. V. Jain, R. N. Patel, and V. J. Lakhera, “CFD for centrifugal pumps: A review of the state-of-the-art,” *Procedia Eng.*, vol. 51, no. NUICONE 2012, pp. 715–720, 2013.
- [59] P. Kumar and R. P. Saini, “Study of cavitation in hydro turbines-A review,” *Renew.*

- Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 1, pp. 374–383, 2010.
- [60] R. Tao, R. Xiao, D. Zhu, and W. Liu, “Predicting the Inception Cavitation of a Reversible Pump- Turbine in Pump Mode,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 656, no. 1, pp. 7–11, 2015.
- [61] R. Tao, R. Xiao, F. Wang, and W. Liu, “Cavitation behavior study in the pump mode of a reversible pump-turbine,” *Renew. Energy*, vol. 125, pp. 655–667, 2018.
- [62] U. Ješe and S. Antheaume, “High head pump-turbine : Pumping mode numerical simulations with a cavitation model for off-design conditions,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 22, no. 1, pp. 1–11, 2014.
- [63] J. Liu, S. Liu, Y. Wu, L. Jiao, L. Wang, and Y. Sun, “Numerical investigation of the hump characteristic of a pump-turbine based on an improved cavitation model,” *Comput. Fluids*, vol. 68, pp. 105–111, 2012.
- [64] D. R. Giosio, A. D. Henderson, J. M. Walker, P. A. Brandner, J. E. Sargison, and P. Gautam, “Design and performance evaluation of a pump-as-turbine micro-hydro test facility with incorporated inlet flow control,” *Renew. Energy*, 2015.
- [65] J. I. Sarasúa, J. I. Pérez-Díaz, J. R. Wilhelmi, and J. ángel Sánchez-Fernández, “Dynamic response and governor tuning of a long penstock pumped-storage hydropower plant equipped with a pump-turbine and a doubly fed induction generator,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 106, pp. 151–164, 2015.
- [66] N. Raman, I. Hussein, K. Palanisamy, and B. Foo, “An experimental investigation of pump as turbine for micro hydro application,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 16, no. 1, p. 012064, 2013.
- [67] B. Zhu, X. Wang, L. Tan, D. Zhou, Y. Zhao, and S. Cao, “Optimization design of a reversible pump–turbine runner with high efficiency and stability,” *Renew. Energy*, vol. 81, pp. 366–376, Sep. 2015.
- [68] S. S. Yang, F. Y. Kong, W. M. Jiang, and X. Y. Qu, “Effects of impeller trimming influencing pump as turbine,” *Comput. Fluids*, vol. 67, pp. 72–78, 2012.
- [69] S. V. Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani, and R. N. Patel, “Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 89, pp. 808–824, 2015.
- [70] T. Wang, F. Kong, S. Yang, K. Chen, and Q. Gou, “Determination of special impeller diameter for pump as turbine and its effects on turbine performance,”

- Trans. Chinese Soc. Agric. Eng.*, vol. 32, no. 15, pp. 60–67, 2016.
- [71] P. Singh and F. Nestmann, “Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 1, pp. 121–134, 2011.
- [72] M. A. Ismail, A. K. Othman, and H. Zen, “CFD Modelling of a Pump as Turbine (PAT) with Rounded Leading Edge Impellers for Micro Hydro Systems,” *MATEC Web Conf.*, vol. 87, 2017.
- [73] A. Doshi, S. Channiwala, and P. Singh, “Inlet impeller rounding in pumps as turbines: An experimental study to investigate the relative effects of blade and shroud rounding,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 82, pp. 333–348, 2017.
- [74] Y. Sun-Sheng, K. Fan-Yu, Q. Xiao-Yu, and J. Wan-Ming, “Influence of Blade Number on the Performance and Pressure Pulsations in a Pump Used as a Turbine,” *J. Fluids Eng.*, vol. 134, no. 1, p. 124503, 2012.
- [75] M. A. Ismail, A. K. Othman, H. Zen, and M. S. Misran, “CFD Modelling of pump as turbine with various number of blade for microhydro system,” *J. Appl. Sci. Process Eng.*, vol. 3, no. 1, pp. 17–23, 2016.
- [76] Y. Sun-Sheng, K. Fan-Yu, F. Jian-Hui, and X. Ling, “Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as turbine,” *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2012, 2012.
- [77] J. H. Yang and S. C. Miao, “Numerical Simulation and Orthogonal Design Method Research Effect of Splitter Blade’s Main Geometry Factors on the Performance of Pump as Turbine,” *Appl. Mech. Mater.*, vol. 456, pp. 100–105, 2013.
- [78] S.-S. Yang, F.-Y. Kong, H. Chen, and X.-H. Su, “Effects of Blade Wrap Angle Influencing a Pump as Turbine,” *J. Fluids Eng.*, vol. 134, no. 6, p. 061102, 2012.
- [79] Y. Bai, F. Kong, S. Yang, K. Chen, and T. Dai, “Effect of blade wrap angle in hydraulic turbine with forward-curved blades,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 29, pp. 18709–18717, 2017.
- [80] J. Du, H. Yang, and Z. Shen, “Study on the impact of blades wrap angle on the performance of pumps as turbines used in water supply system of high-rise buildings,” *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 13, no. 1, pp. 102–108, 2018.
- [81] S. C. Miao, J. H. Yang, G. T. Shi, and T. T. Wang, “Blade profile optimization of pump as turbine,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 7, no. 9, pp. 1–9, 2015.
- [82] S. S. Yang, C. Wang, K. Chen, and X. Yuan, “Research on blade thickness

- influencing pump as turbine,” *Adv. Mech. Eng.*, vol. 2014, pp. 1–8, 2014.
- [83] C. Dai, L. Dong, B. Xia, and F. Y. Kong, “Noise reduction in centrifugal pump as turbine: Influence of leaning blade or tongue,” *J. Vibroengineering*, vol. 18, no. 4, pp. 2667–2682, 2016.
- [84] S. S. Yang, H. Zhang, F. Kong, and Y. Liu, “Performance of two types of hydraulic turbine impellers,” *J. Cent. South Univ. (Science Technol.)*, vol. 48, no. 4, pp. 977–983, 2017.
- [85] T. Wang, F. Kong, Y. Liu, and Q. Wei, “Numerical simulation and validation of effects of blade inlet angle on performance of pump-as-turbine,” *Trans. Chinese Soc. Agric. Eng.*, vol. 33, no. 15, pp. 98–104, 2017.
- [86] T. Wang, F. Kong, B. Xia, Y. Bai, and C. Wang, “The method for determining blade inlet angle of special impeller using in turbine mode of centrifugal pump as turbine,” *Renew. Energy*, vol. 109, pp. 518–528, 2017.
- [87] T. Wang, C. Wang, F. Kong, Q. Gou, and S. Yang, “Theoretical, experimental, and numerical study of special impeller used in turbine mode of centrifugal pump as turbine,” *Energy*, vol. 130, pp. 473–485, 2017.
- [88] Y. A. Çengel, J. M. Cimbala, and V. Campos Olgún, *Mecánica de fluidos : fundamentos y aplicaciones*. McGraw Hill, 2006.
- [89] T. D. Canonsburg, “ANSYS Meshing User ’s Guide,” *Knowl. Creat. Diffus. Util.*, vol. 15317, no. November, pp. 724–746, 2011.
- [90] C. Ansys, “ANSYS CFX-solver theory guide,” *ANSYS CFX Release*, vol. 15317, no. April, pp. 724–746, 2009.
- [91] S. S. Yang, S. Derakhshan, and F. Y. Kong, “Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance,” *Renew. Energy*, 2012.
- [92] A. Doshi, S. Channiwala, and P. Singh, “Influence of Nonflow Zone (Back Cavity) Geometry on the Performance of Pumps as Turbines,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 140, no. 12, 2018.