

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA CENTRÍFUGA  
DE FLUJO MIXTO**

**NICOLAS ARENAS SANTOS  
JUAN DAVID MIRANDA GUTIÉRREZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2017**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA CENTRÍFUGA  
DE FLUJO MIXTO**

**NICOLAS ARENAS SANTOS  
JUAN DAVID MIRANDA GUTIÉRREZ**

**Trabajo de Grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero  
Mecánico**

**Director  
NÉSTOR RAÚL D'CROZ T.  
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2017**

## **Agradecimientos**

A nuestras familias y amigos que con su apoyo se pudo llevar a cabo este proyecto.

A nuestro director Néstor Raúl D'Croz por sus aportes y correcciones realizadas durante la investigación y el diseño del proyecto.

A el ingeniero Edgar Tequia Rios y al señor Jesús Aguirre por su colaboración, interés, paciencia y dedicación durante la realización de los modelos en madera de la bomba

Al ingeniero Edwin González por sus aportes para la manufactura del impulsor, con la impresión en 3D.

Al ingeniero Johnatan Jair Pulido Delgadillo y al profesor Ricardo Alfonso Jaimes Rolon por sus contribuciones en la elaboración y corrección de los planos

Al señor Iván Filizona por su contribución en el mecanizado y ensamblajes de las piezas.

Al señor Trino, Nelson y Jorge por su ayuda en el montaje del banco.

Y al buen amigo Miguel Gómez Gordillo que con sus comentarios le dieron un toque cómico a nuestra estadía en la universidad

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN .....	18
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	19
2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN .....	20
3. OBJETIVOS.....	21
3.1 OBJETIVO GENERAL .....	21
3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	21
4. MARCO TEÓRICO .....	23
4.1 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS .....	23
4.2 ELEMENTOS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA .....	24
4.2.1 Carcasa.....	26
4.2.2 Impulsor .....	28
4.2.3 Eje .....	30
4.2.4 Anillos de desgaste.....	31
4.2.5 Empaques y sellos.....	31
4.2.6 Rodamientos.....	33
4.3 PRINCIPIOS HIDRAULICOS.....	33
4.3.1 Teoría unidimensional y triángulos de velocidades.....	34
4.3.2 Transferencia de energía en el rotor y carga de Euler.....	39
4.3.3 Efecto del número finito de álabes.....	41
4.3.3.1 Bloqueo de los álabes.....	42

4.3.3.2 Deslizamiento.....	43
4.3.4 Pérdidas y Eficiencias.....	46
4.3.4.1 Pérdidas y eficiencia hidráulicas.....	46
4.3.4.2 Pérdidas y eficiencia volumétricas.....	46
4.3.4.3 Pérdidas y eficiencia mecánicas.....	48
4.3.4.4 Pérdidas y eficiencia total.....	48
4.3.5 Cavitación.....	49
4.3.6 Coeficientes adimensionales.....	51
4.3.6.1 Velocidad específica.....	52
4.3.6.2 Velocidad específica de succión.....	54
4.3.7 Leyes de semejanza.....	55
4.4 FLUJO A TRAVES DE LA VOLUTA.....	57
4.5 FUERZAS HIDRAULICAS.....	59
4.5.1 Carga Axial.....	60
4.5.2 Carga Radial.....	60
5. ESTADO DEL ARTE.....	62
5.1 NIVEL INTERNACIONAL.....	62
5.2 NIVEL NACIONAL.....	63
5.3 NIVEL REGIONAL.....	63
6. DISEÑO CONCEPTUAL.....	64
6.1 IDENTIFICACIÓN DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO Y REQUERIMIENTOS.....	64
6.2 DETERMINACIÓN DE ELEMENTOS A DISEÑAR O SELECCIONAR.....	65
6.3 DETERMINACION DE PRUEBAS A REALIZAR.....	66

6.3.1 Procedimiento para la realización de las pruebas.....	67
6.3.2 Banco de pruebas.....	68
6.3.3 Curva de carga contra caudal.....	69
6.3.4 Curva de potencia contra caudal.....	69
6.3.5 Curva de eficiencia total del sistema motor y bomba.....	69
6.3.6 Ensayo del NPSHR.....	70
6.4 DISEÑO IMPULSOR.....	71
6.4.1 Construcción mecánica.....	71
6.4.2 Dimensiones principales.....	72
6.5 DISEÑO CARCASA.....	75
6.5.1 Construcción mecánica.....	75
6.5.2 Metodología de diseño.....	77
6.6 SELECCIÓN DE TIPO DE SELLADO.....	77
6.7 SELECCIÓN DE MATERIAL Y PROCESOS DE MANUFACTURA.....	78
7. DISEÑO DETALLADO.....	79
7.1 DISEÑO DEL IMPULSOR.....	79
7.2 DISEÑO DE LA CARCASA.....	91
7.3 DISEÑO DEL EJE.....	95
7.3.1 Fuerzas sobre el eje.....	96
7.3.2 Deflexión en el eje.....	99
7.3.3 Resistencia a la fatiga.....	100
7.3.4 Velocidad crítica.....	102
7.4 SELECCIÓN DE LOS SELLOS MECANICOS.....	102
7.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.....	103

7.6 SELECCION DE LA FUENTE MOTRIZ.....	105
8. CONSTRUCCIÓN.....	106
8.1 FABRICACION DE MODELOS.....	106
8.2 FUNDICIÓN DE LA CARCASA Y EL IMPULSOR.....	107
8.3 IMPRESION 3D DEL IMPULSOR.....	108
8.4 MECANIZADO Y RECTIFICADO DE PIEZAS.....	109
8.5 ENSAMBLE DEL EQUIPO.....	110
9. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	111
10. ANALISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO.....	113
11. RECOMENDACIONES.....	117
12. CONCLUSIONES.....	118
BIBLIOGRAFIA.....	119
ANEXOS.....	121

## LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1. Clasificación de las bombas .....	24
Figura 2. Modelo CAD del impulsor de diferentes tipos de bombas rotodinámicas: axial (izq.), mixta (cent.) y radial (der.).....	24
Figura 3. Corte transversal de una bomba horizontal con descarga lateral .....	25
Figura 4. Tipos de colectores: voluta (izq.), difusor (der.) .....	27
Figura 5. Carcasa tipo voluta con separación: radial (izq.) y axial (der.).....	28
Figura 6. Sección transversal de bomba de succión doble, entre rodamientos .....	29
Figura 7. Tipos de anillos de desgaste .....	31
Figura 8. Sellado por medio de: empaquetaduras (izq.) y sello mecánico (der.) ...	32
Figura 9. Arreglo en voladizo (izq.), entre rodamientos (der.).....	33
Figura 10. Trayectoria del fluido en un impulsor de flujo radial .....	35
Figura 11. Trayectoria del fluido en un impulsor de flujo axial .....	35
Figura 12. Trayectoria del fluido en un impulsor de flujo mixto .....	36
Figura 13. Triángulos de velocidades de un impulsor .....	37
Figura 14. Triángulos de velocidades para número de alabes infinitos .....	37
Figura 15. Volumen de control .....	39
Figura 16. Triángulo de velocidades en la toma de succión .....	42
Figura 17. Efecto del bloqueo en la descarga del impulsor .....	42
Figura 18. Triángulo de velocidades en la descarga.....	44
Figura 19. Fugas en un impulsor con orificios de balance .....	47
Figura 20. Balance de potencia de una bomba.....	49
Figura 21. Tipos de impulsor en función de la velocidad específica .....	53
Figura 22. Representación adimensional de los triángulos de velocidades.....	56
Figura 23. Evolución de la velocidad absoluta en el flujo de la bomba .....	57

Figura 24. Dimensiones principales de una voluta.....	59
Figura 25. Distribución de presiones y fuerzas axiales en un impulsor simple .....	60
Figura 26. Distribución de presión estática en diferentes condiciones de flujo .....	61
Figura 27. Descripción del banco de pruebas.....	68
Figura 28. Representación gráfica de NPSH3 .....	70
Figura 29. Diagrama de Cordier.....	73
Figura 30. Tipos de volutas: simple (izq.), doble (med.), gemela (der.) .....	76
Figura 31. Diagrama estadístico de eficiencia vs velocidad específica.....	80
Figura 32. Parámetros de diseño de la sección meridional de un impulsor semi-axial .....	81
Figura 33. Velocidad específica de succión estandarizada en función del ángulo de la succión.....	82
Figura 34. Triangulo de velocidades entrada del impulsor.....	84
Figura 35. Ancho de la descarga adimensional en función de la velocidad específica.....	86
Figura 36. Triangulo de velocidades salida del impulsor .....	87
Figura 37. Tipos de borde para el perfil de ataque del álabe.....	88
Figura 38. Tipos de terminación para el álabe .....	89
Figura 39. Diseño del álabe a partir de los triángulos de Kaplan.....	90
Figura 40. Desarrollo del álabe en longitud real .....	91
Figura 41. Sección transversal trapezoidal equivalente.....	94
Figura 42. Voluta con descarga radial .....	95
Figura 43. Eje con impulsor en voladizo .....	95
Figura 44. Coeficiente de fuerza radial estática para voluta simple .....	97
Figura 45. Diagrama de cuerpo libre del eje .....	97
Figura 46. Diagramas de fuerzas y momentos en el eje.....	98
Figura 48. Sello SEALCO mono-resorte tipo 6.....	103
Figura 49. Modelo del impulsor y fundición de aluminio (izq.) modelo de la cubierta trasera (der.) .....	106

Figura 50. Juego de modelos para la voluta: cavidad interna(izq.) y externa(der.) .....	107
Figura 51. Piezas fundidas: alojamiento (izq.), impulsor (med.), cubierta trasera (der.) .....	108
Figura 52. Impulsor impreso en ABS .....	108
Figura 53. Rectificado de las piezas .....	109
Figura 54. Eje mecanizado .....	109
Figura 55. Bomba durante el ensamblaje .....	110
Figura 56. Ensamble completo de la bomba.....	110
Figura 57. Curvas de desempeño.....	111

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Elementos de una bomba centrífuga .....	26
Tabla 2. Elementos a diseñar y seleccionar .....	66
Tabla 3. Fluctuación permisible de operación en el punto de operación .....	67
Tabla 4. Selección de tipo de construcción del impulsor .....	72
Tabla 5. Selección de tipo de sellado .....	78
Tabla 6. Principales parámetros del triángulo de velocidades a la descarga.....	88
Tabla 7. Área de sección transversal circular .....	93
Tabla 8. Reacciones de los apoyos en el eje.....	98
Tabla 9. Capacidad de carga requerida.....	104
Tabla 10. Rodamientos seleccionados .....	104
Tabla 11. Costos de construcción del equipo .....	114
Tabla 12. Resumen inversión inicial .....	115
Tabla 13. Flujo de caja de cada alternativa .....	116

## LISTA DE ANEXOS

(Los anexos se encuentran en carpeta de anexos)

ANEXO A. PLANOS .....	122
10ANEXO B. RESULTADOS DE DISEÑO DEL IMPULSOR CON EL SOFTWARE CFTURBO .....	132
ANEXO C. TABLA DE PROPIEDADES DEL ABS.....	137
ANEXO D. TABLA DE RESULTADO PRUEBAS.....	138

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE BOMBA CENTRÍFUGA DE FLUJO MIXTO.\*

**AUTORES:** NICOLÁS ARENAS SANTOS.  
JUAN DAVID MIRANDA GUTIÉRREZ. \*\*

**PALABRAS CLAVE:** DISEÑO, BOMBA CENTRÍFUGA, FLUJO MIXTO.

### DESCRIPCIÓN:

El objetivo del presente proyecto es realizar un aporte académico a la escuela de ingeniería mecánica, a partir de la recopilación de la información necesaria para el diseño de un prototipo de bomba de flujo mixto y su posterior construcción con la finalidad de realizar los ensayos pertinentes a la caracterización de una bomba centrífuga.

Dentro del proyecto se realizaron una serie de etapas, iniciando por la búsqueda detallada de libros y artículos que ofrecieran la información necesaria para el diseño de bombas de flujo mixto, siendo estas el caso intermedio entre una bomba radial y axial. La segunda etapa se caracterizó por la realización del diseño detallado del impulsor, voluta y eje, que finalmente culminaron en los planos de las piezas previamente mencionadas. En la tercera etapa se fabricaron o se seleccionaron los elementos pertenecientes a una bomba centrífuga.

Finalmente se realiza el armado de la bomba y del banco para la realización de las pruebas de funcionamiento para caracterizar el comportamiento de la carga hidráulica realizada por la bomba, su potencia consumida, la eficiencia de la transformación de energía eléctrica a hidráulica al fluido y los requerimientos en la succión de la bomba a diferentes puntos en su curva de operación.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas. Escuela de ingeniería Mecánica. Director: Ing. Mecánico Néstor Raúl D’Croz T.

## ABSTRACT

**TITLE:** DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE PROTOTYPE OF A MIXED-FLOW PUMP.\*

**AUTHORS:** NICOLÁS ARENAS SANTOS.  
JUAN DAVID MIRANDA GUTIÉRREZ. \*\*

**KEY WORDS:** DESIGN, WATER PUMP, MIXED-FLOW.

### DESCRIPTION:

The objective of this project is to make an academic contribution to the mechanical engineering school, by the gathering of the related information necessary to design a prototype of a mixed-flow pump and later its construction with the objective of doing the relevant tests to the characterization of a water pump.

This project was carried out in several stages, starting with a detailed search of engineering books and articles that could offer the needed information for the design of a mixed-flow pump, being these pumps the middle case between a centrifugal-flow pump and an axial-flow pump. The second stage is characterized by the making of the detailed design of the impeller, the volute and the shaft, this stage ended with the making of the respective drawings. In the third stage the components of the water pumps were fabricated or obtained from local vendors.

Finally, the pump and the testing bank are built to proceed with the operation test to characterize the pump's behavior of the hydraulic load made by the pump, its power consumption, the transformation efficiency of the electric energy into hydraulic energy to the fluid and the requirements at the pump's suction at different points on its operating curve.

---

\* Bachelor Thesis

\*\* Physical-Mechanical Science Faculty. Department of Mechanical Engineering. Director: Mechanical Engineer Néstor Raúl D'Cross T.

## INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo de grado, se busca aportar a la Escuela de Ingeniería Mecánica en el campo de las turbomáquinas al realizar el diseño y construcción de un prototipo de bomba de flujo mixto, ya que se ha observado que la información disponible es reducida y enfocada principalmente en el diseño de bombas radiales.

Teniendo presente la finalidad del proyecto, se va a presentar en él de manera condensada la teoría que fue requerida para el dimensionamiento de los elementos principales de una bomba, por lo que en este documento se encuentra la información requerida para contextualizarse en la teoría de las turbomáquinas, centrado en el caso de las bombas centrífugas de flujo mixto.

Como parte de este trabajo de grado que por su naturaleza de responder una ausencia de información mas no de responder de un sistema real, es necesario el presentar el estado actual de los avances en el campo por lo que se realiza un breve estudio del estado del arte a nivel regional, nacional e internacional.

posteriormente se presenta el procedimiento utilizado para generar el diseño, tanto conceptual como detallado a partir de los triángulos de velocidades y de recomendaciones y datos estadísticos que han sido recopilados por diferentes autores, el diseño detallado entonces culmina en la generación de los planos. Finalmente, este documento presenta brevemente el proceso de fabricación o selección los elementos de la bomba y del banco de pruebas, además se presentan los resultados de las pruebas de operación y rendimiento. Este proyecto debe ser considerado como el primer acercamiento a un verdadero diseño ingenieril de una bomba de flujo mixto realizado por la escuela de ingeniería mecánica de la UIS.

## 1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

A nivel industrial es muy común el transporte de fluidos a partir del uso de bombas centrífugas para el trasiego y usos agrícolas, pero debido a las características de este tipo de bombas, es importante la selección del tipo, tamaño y características de operación adecuado para su uso correcto en cada caso.

Uno de los tipos de bombas de gran rango de operación son las de tipo mixto, pero por sus costos elevados y dificultad para encontrar variedad de configuraciones de este tipo de bombas a nivel comercial, se puede presentar que se utilicen varias bombas de flujo radial, que son más comunes y económicas, a las cuales lo más probable es que sea necesario hacerlas trabajar en un punto de operación de baja eficiencia.

También se observa que, a nivel académico, la escuela de ingeniería mecánica de la UIS no presenta investigaciones sobre el diseño ni construcción de estos elementos, hecho que se refleja en la reducida industria manufacturera de estos productos.

## 2. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

En la actualidad las bombas hidráulicas son unas de las maquinas más utilizadas y extendidas en el mundo, en el caso particular de Colombia las bombas centrífugas juegan un papel importante debido a la abundancia de fuentes hídricas, así como a su gran potencial agrícola y en menor medida en lo industrial.

Las bombas centrífugas de flujo mixto son un tipo de bomba rotodinámica altamente eficiente cuando se trabaja con caudales considerables y alturas no tan grandes, situación que las hace ideales en aplicaciones como el riego, drenaje, trasiego de fluidos en aplicaciones agrícolas e industriales, entre otras. Además, su estructura robusta y rotor inatascable permite que estas transporten fluidos sucios y con partículas. A pesar de esto este tipo de bombas no son muy comunes en el mercado, ni se han realizado muchas investigaciones en dicho tema en el país.

Esta ausencia de información también se presenta en la Universidad Industrial de Santander donde se observa que los cursos, laboratorios y bases de datos bibliográficos, se tiene conocimiento en el diseño y construcción de bombas radiales, pero que presenta una reducida cantidad de información con respecto a este tipo de bombas de flujo mixto.

Por tal motivo el desarrollo de trabajos de grado como el presente puede contribuir a aumentar el conocimiento en este tema para ser utilizado por la universidad como una fuente de información que sea presentada de manera ordenada y completamente orientada al diseño y construcción de este tipo de bombas, además este proyecto va a servir como la base para futuras investigaciones que estén orientadas al desarrollo tecnológico.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1 OBJETIVO GENERAL**

Contribuir con la misión de la escuela de ingeniería Mecánica en el aspecto de la aplicación y construcción del conocimiento en el campo de las turbomáquinas hidráulicas, a través del diseño y construcción de un prototipo a escala de bomba centrífuga de flujo mixto, que cumpla con los requerimientos de las bombas comerciales de este tipo.

#### **3.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Diseñar una bomba de flujo mixto con una altura media de 8 [m] y un caudal medio de 15 [LPS].
- Diseñar o seleccionar: carcasa, cubiertas, cámara de sellos, impulsor y sujetadores y juntas asociadas, eje con sus respectivas tuercas, chavetas, empaques, sellos mecánicos y prensaestopas, cámara de sellado, juntas toricas, rodamientos, alojamiento de rodamientos, y fuente de potencia.
- Fabricar los elementos de dicha bomba a partir de elementos nacionales, con el fin de mantener al mínimo los costos de su manufactura, y ensamblarlos de manera funcional.
- Realizar el montaje y las pruebas de funcionamiento necesarias para caracterizar y determinar los rendimientos del prototipo de bomba, obteniendo las curvas características: carga-caudal, potencia, eficiencia y NPSH.

- Desarrollar un análisis económico comparativo de los costos de producción de la bomba con respecto a los costos de esta en el mercado, con el fin de determinar la viabilidad de su construcción.

## 4. MARCO TEÓRICO

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que trabaja con un fluido incompresible en la que se produce una transformación de energía mecánica en hidráulica. La misión de una bomba es transferir energía a un líquido para permitir su transporte en una instalación.<sup>1</sup>

### 4.1 CLASIFICACION DE LAS BOMBAS

La variedad de bombas existentes en la actualidad es muy grande por lo que lo más conveniente es hacer una adecuada clasificación. Una de las clasificaciones más completas es la desarrollada por el Hydraulic Institute (Figura 1). A grandes rasgos podemos distinguir dos grupos principales de bombas: rotodinámicas (turbobombas) y de desplazamiento positivo. Las bombas rotodinámicas forman parte de las turbomáquinas y son dispositivos que suministran energía a un fluido por medio de álabes giratorios.

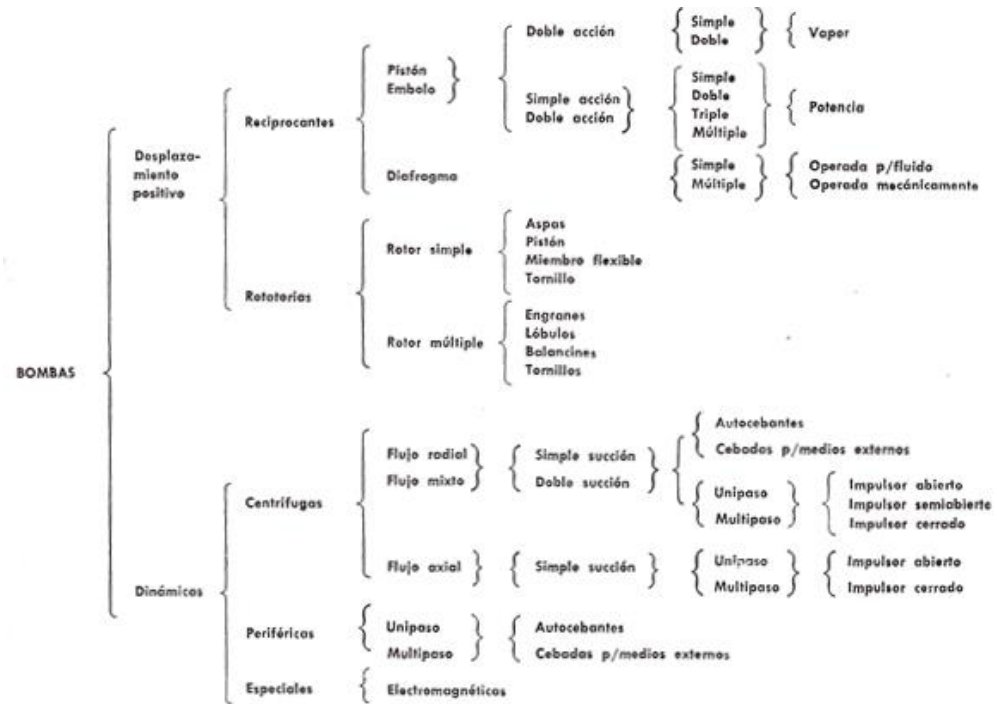
Las bombas rotodinámicas a su vez se pueden clasificar dependiendo de la dirección del flujo en el impulsor en: radiales, axiales y mixtas (Figura 2). Las bombas de flujo radial se caracterizan por desarrollar altas cargas y bajos caudales, las bombas de flujo mixto presentan cargas y caudales intermedios, el flujo presente en estas es una combinación del flujo radial y axial, las bombas de flujo axial desarrollan cargas bajas y altos caudales. La altura que se consigue con una bomba de flujo mixto de un solo rodete puede ser de hasta 25 metros, mientras que con una axial se suele trabajar con alturas de máximo 10 metros.<sup>2</sup>

---

<sup>1</sup> DE LAS HERAS, Salvador. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2011. p. 121

<sup>2</sup> *Ibíd.*, p. 132.

Figura 1. Clasificación de las bombas



Fuente: VIEJO. Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones

Figura 2. Modelo CAD del impulsor de diferentes tipos de bombas rotodinámicas: axial (izq.), mixta (cent.) y radial (der.)

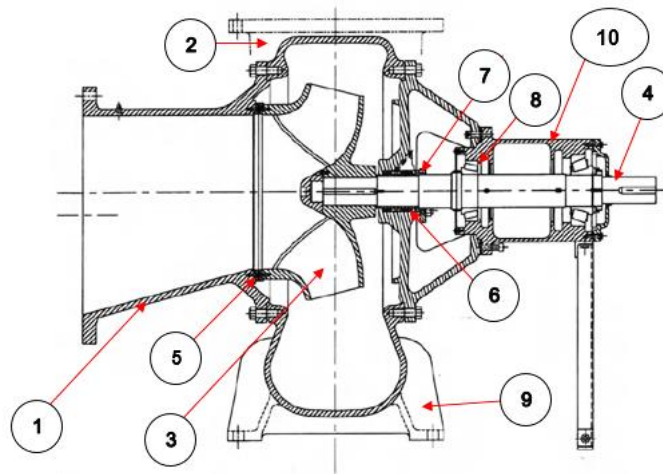


#### 4.2 ELEMENTOS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Una bomba centrífuga presenta una serie de elementos que en conjunto trabajan con la finalidad de transformar la energía mecánica que produce una fuente

motora en forma de torque en una energía cinética y de presión transmitida al líquido que fluye en su interior, para este proceso es fundamental la presencia de un eje y sus respectivas chavetas, impulsor y carcasa, sin embargo se requieren de más piezas que aunque no intervienen directamente con la función principal, son de igual manera requeridas para que la maquina realice trabajo, también tienen funciones vitales como permitir que la eficiencia del proceso sea alta y las fugas, pérdidas por fricción y desgaste se encuentren en un mínimo, entre otras piezas se encuentran: rodamientos, alojamiento de rodamientos, empaquetaduras, sellos, anillos de desgaste, base, cubiertas, tornillería, etc. En la Figura 3 se presenta el corte transversal de una bomba centrífuga donde se señalan los elementos con mayor relevancia.

**Figura 3. Corte transversal de una bomba horizontal con descarga lateral**



Fuente: Karassik. *Centrifugal Pumps*

**Tabla 1. Elementos de una bomba centrífuga**

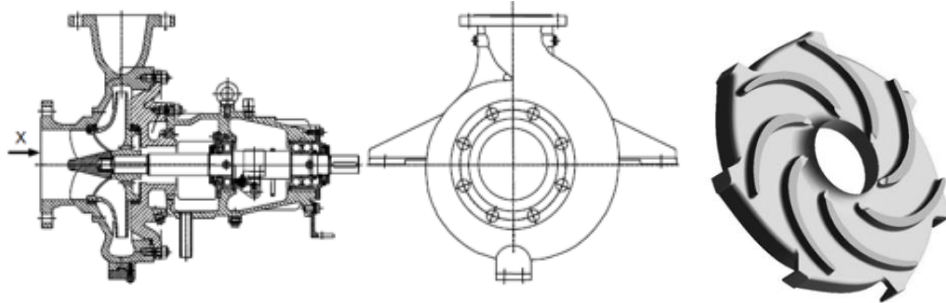
Numero	Nombre
1	Cubierta de succión
2	Carcasa
3	Impulsor
4	Eje
5	Anillos de desgaste
6	Empaquetadura/sello mecánico
7	Anillo de retención
8	Rodamientos
9	Base
10	Alojamiento de rodamientos

**4.2.1 Carcasa.** El término “carcasa” es generalmente usado para describir el componente que “contiene” la bomba. En la práctica, la carcasa de una bomba las siguientes funciones:

- Mantener la presión.
- Incorporar el colector al sistema, sea que éste es parte integral de la carcasa o una pieza separada.
- Soportar la bomba o proveer una conexión estructural a la base o soporte de la bomba.
- Mantener el alineamiento de la bomba e impulsor debido a la acción de la presión generada y las cargas por las tuberías.

Tradicionalmente las carcasas de bombas han sido clasificadas por el tipo de colector utilizado, el propósito del colector es el de recolectar y difundir el líquido descargado por el impulsor a gran velocidad. Este proceso es necesario para reducir la velocidad del líquido a un rango útil y para convertir la energía cinética en presión. Hay dos formas básicas de colector que se usan: tipo voluta o difusor (Figura 4).

**Figura 4. Tipos de colectores: voluta (izq.), difusor (der.)**

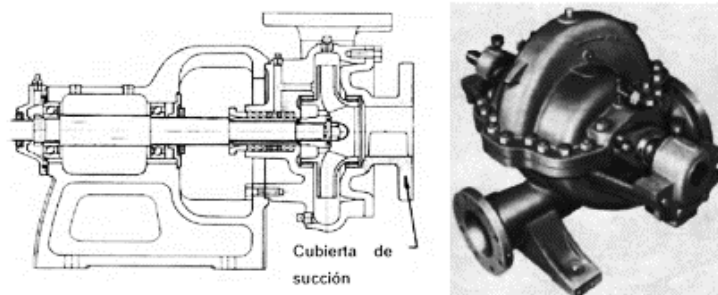


FUENTE: Gülich. *Centrifugal Pumps*

La carcasa tipo voluta recibe su nombre de la forma en espiral de la carcasa, donde su sección transversal presenta un crecimiento continuo desde su punto inicial hasta que se desarrolla completamente alrededor del impulsor que va recolectando el fluido y convirtiendo su energía cinética en potencial. La pared que divide la sección inicial del difusor en la carcasa es conocida como lengua. En el caso del difusor, las venas de difusión en una carcasa concéntrica tienen la misma función que la voluta en lo referente de la conversión de energía.

Las carcasas también pueden ser diferenciadas por el tipo de separación que presenten, sea que tengan una separación radial o axial. Esta separación hace referencia a que la carcasa está compuesta por dos partes que presentan sus uniones de manera perpendicular o paralela al eje, esto es necesario para facilitar la intervención de los elementos internos de la bomba.

**Figura 5. Carcasa tipo voluta con separación: radial (izq.) y axial (der.)**



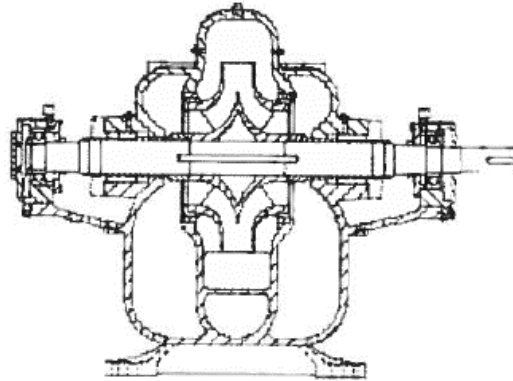
FUENTE: Karassik, *Centrifugal Pumps*

**4.2.2 Impulsor.** La función de un impulsor es la de convertir el torque aplicado por el eje de la bomba a energía cinética y de presión en el fluido bombeado. Esto se logra por la acción de los álabes sobre el fluido. Debido a su función única, el impulsor puede ser considerado como el componente fundamental de las bombas centrífugas. Los impulsores son clasificados según la siguiente manera:

- **Montaje al eje**

Dependiendo de la ubicación de los rodamientos se puede presentar un montaje en voladizo (Figura 3), lo que hace que el eje no interfiera en la entrada del flujo al impulsor, o entre rodamientos, lo que significa que el eje pasa de extremo a extremo y se encuentra sostenido por el juego de rodamientos, uno a cada extremo (Figura 6), esto obliga a que el ojo del impulsor sea de mayor tamaño para mantener el área de la succión sea equivalente al caso de en voladizo.

**Figura 6. Sección transversal de bomba de succión doble, entre rodamientos**



FUENTE: ANSI HI 1,3-2013, Rotodynamic *Centrifugal Pumps*

- **Forma de los álabes.** Esta clasificación hace referencia a la dirección del flujo que va a pasar a través de los álabes del impulsor, a rasgos generales se presenta bombas de flujo radial, mixto y axial (Figura 2).
- **Tipo de encerramiento de los álabes.** Hace referencia a las condiciones de encerramiento para los canales de agua generados por los álabes, se presentan 3 posibles condiciones de encerramiento, abierto, semi-abierto o cerrado.

El impulsor abierto esencialmente consiste solo en los álabes conectados al cubo, las fugas deben ser limitadas por el uso de claros pequeños entre el álabe y las cubiertas, este tipo de diseño tiene 2 limitaciones mecánicas, primero, los álabes no son tan rígidos, por lo que pueden doblarse, segundo la carcasa o cubiertas deben ser reajustables o reemplazables para restaurar las condiciones de los claros para el funcionamiento. Entre sus ventajas se encuentra que, con un diseño apropiado, los impulsores abiertos pueden trabajar con líquidos que contengan material particulado sin sufrir bloqueos en sus canales.

Los impulsores semi-abiertos, presentan por un lado una cubierta que encierra parte de los canales, usualmente es la cubierta trasera, gracias a esto, estos impulsores soportan mejor los esfuerzos de flexión en los álabes, con una mínima reducción en la capacidad de trabajo con material particulado.

Los impulsores cerrados se encuentran encerrados por un juego de cubiertas, una en la parte trasera y otra en la delantera, este arreglo reduce las fugas a través de los finales de los álabes, para el caso de bombas de mediano o gran tamaño, este es recomendado por encima de los otros tipos debido a que es menos sensible al efecto de los claros.

**4.2.3 Eje.** La función principal del eje en una bomba centrífuga es la de transmitir el torque al impulsor. Al mismo tiempo el eje y sus soportes deben mantener la alineación del impulsor con el fin de ofrecer los claros de funcionamiento.

Esto lleva a los siguientes requerimientos: primero, el eje debe ser lo suficientemente resistente para soportar un repentino arranque de la máquina. Este también debe tolerar el trabajo con una potencia mayor que es asociada a la operación anormal durante el arranque, o condiciones de operación no óptimas de caudal o carga. En segunda instancia, el eje debe ser diseñado para una deflexión tolerable debido a los efectos del propio peso del impulsor y a las cargas hidráulicas axiales y radiales que se presenten. Tercero, durante su diseño se debe conseguir que éste no se vea en ningún instante afectado por las condiciones vibratorias de la máquina que lo puedan llevar a un estado de resonancia y menos que este desarrolle efectos vibratorios destructivos.

**4.2.4 Anillos de desgaste.** El anillo de desgaste es el elemento económico y fácil de remover que se utiliza en las zonas en que la presencia del desgaste entre carcasa e impulsor es casi segura (Figura 7), por lo que se decide utilizar un elemento de sacrificio que sean desechables, estos se pueden ubicar en la carcasa, impulsor o en los dos.

**Figura 7. Tipos de anillos de desgaste**



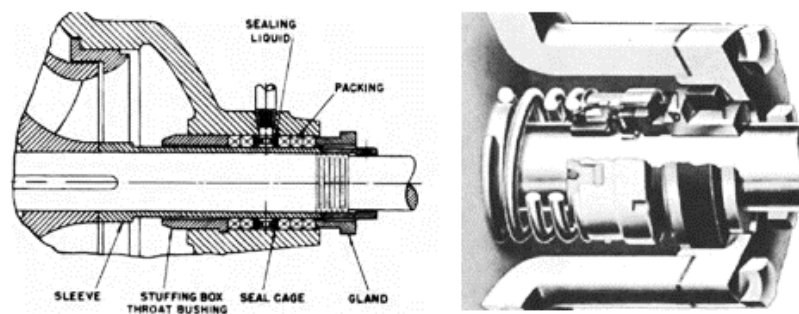
Fuente: Viejo. *Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones*

**4.2.5 Empaques y sellos.** La función de los empaques y sellos es la evitar flujo hacia afuera, del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa el eje de la bomba, y a su vez la de evitar que el flujo de aire hacia el interior de la bomba. El sellado de una bomba es un aspecto crucial del diseño, debido a que inclusive la deterioración mínima de los sellos puede llevar a que la eficiencia de la bomba caiga drásticamente, haciendo que se vuelva inoperable. Para evitar el flujo de la carcasa al exterior se usan 2 tipos de sellados que se ubican en la cámara de sellado: la empaquetadura con su respectiva prensaestopas y los sellos mecánicos.

El sellado por empaquetadura se trata de un material deformable en forma de anillos que se ubica uno después de otro sobre el eje donde posteriormente son

ligeramente presionados por el prensaestopas para evitar que este se salga de su posición durante la operación, normalmente el prensaestopas requiere ser enfriado y lubricado por el mismo fluido que pasa a través de la bomba, por lo que por su naturaleza se debe presentar una ligera fuga a través del elemento de sellado.

**Figura 8. Sellado por medio de: empaquetaduras (izq.) y sello mecánico (der.)**

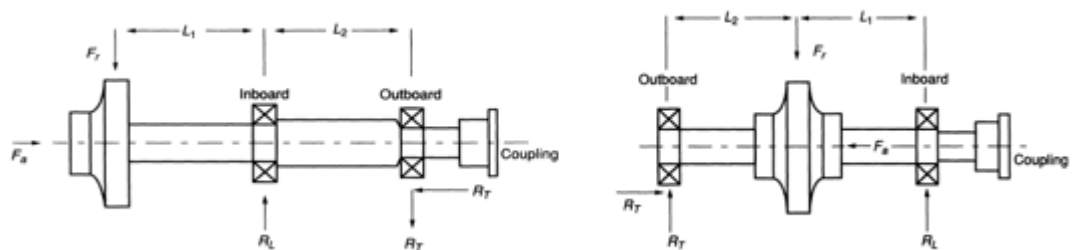


FUENTE: Karassik, *Centrifugal Pumps*

Sin embargo, hay ocasiones en que se desea que no se produzca ninguna fuga, o bien el líquido ataca a los empaques haciendo que su cambio sea frecuente. En estos casos se usa un sello mecánico que consiste en dos superficies perfectamente bien pulidas que se encuentran en contacto una con otra. Una de ellas es estacionaria y se encuentra unida a la carcasa, mientras que la otra gira con el eje (Figura 8). Los materiales de ambas superficies en forma de anillos son diferentes (generalmente una es de carbón o teflón y la otra de acero inoxidable).

**4.2.6 Rodamientos.** Las bombas requieren que el rodamiento les permita a los elementos móviles que giren fácilmente mientras se mantenga la correcta alineación entre el impulsor y los elementos estacionarios de la bomba durante la acción hidráulica de fuerzas radiales y axiales. La mayoría de bombas vienen equipadas con un arreglo de 2 rodamientos, en donde un rodamiento principalmente contrarresta los efectos radiales, el cual es llamado “rodamiento de línea”, mientras que el otro rodamiento que soporta las cargas axiales, es conocido como “rodamiento de empuje”.

**Figura 9. Arreglo en voladizo (izq.), entre rodamientos (der.)**



FUENTE: Karassik, *Centrifugal Pumps*

### 4.3 PRINCIPIOS HIDRAULICOS

El impulsor puede ser considerado como el corazón de cualquier turbomáquina. En el caso de las bombas este elemento es el encargado de suministrar la energía al fluido, por este motivo el flujo a través de este elemento, así como su geometría afectan parámetros como la carga, el caudal y las condiciones de cavitación, haciendo por tanto su análisis de gran importancia en el diseño de una bomba rotodinámica.

**4.3.1 Teoría unidimensional y triángulos de velocidades.** Aunque el flujo que pasa por una bomba es muy complejo, inestable y tridimensional teniendo lugar importantes efectos viscosos y patrones de separación<sup>3</sup>, la teoría básica de la operación de una bomba rotodinámica se puede elaborar considerando el flujo unidimensional medio del fluido a medida que pasa entre las secciones de entrada y de salida del impulsor cuando gira el aspa. La teoría del flujo unidimensional es esencial para entender los procesos básicos del flujo y para el diseño inicial del impulsor.<sup>4</sup> Esta teoría también es conocida como teoría de número de álabes infinitos. La cual se basa en tres hipótesis que permiten simplificar considerablemente el análisis del flujo:

- La velocidad en cualquier sección transversal al flujo es uniforme.
- Se admite que hay simetría polar en el rotor.
- Se acepta que los álabes guían perfectamente el fluido y definen la dirección de la línea de corriente en cada sección.<sup>5</sup>

Al considerar el flujo en el impulsor se deben tomar dos marcos de referencia uno absoluto que se considera respecto a la carcasa y uno relativo con respecto al impulsor. El uso de un sistema de coordenadas cilíndricas permite simplificar el estudio de la cinemática del flujo.

En el impulsor la trayectoria absoluta del fluido está dada por la suma vectorial de la trayectoria relativa, la cual sigue el mismo recorrido del álabe, y la trayectoria periférica producto de la rotación del álabe. Dependiendo del tipo de impulsor la trayectoria de una partícula de fluido al interior de este es diferente, en una bomba centrífuga o radial pura el flujo ocurre sobre una superficie en forma de disco (Figura 10), en una bomba de tipo axial en cambio el flujo ocurre en superficies

---

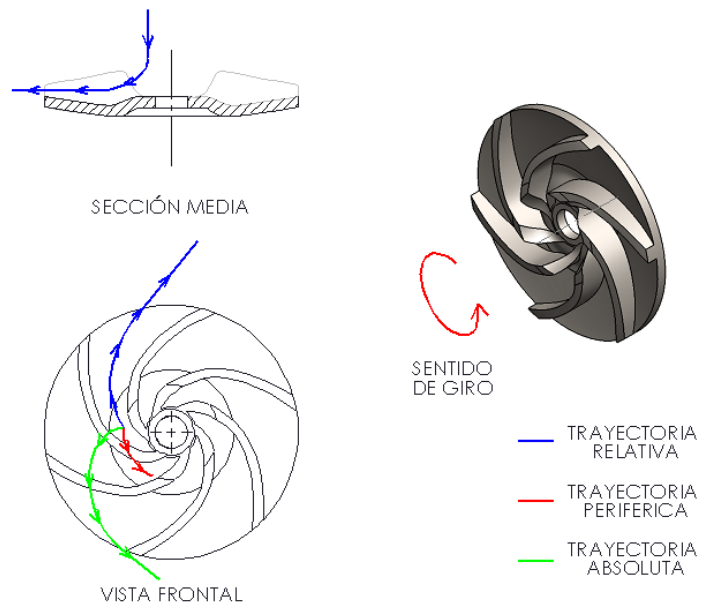
<sup>3</sup> POTTER, Merle; WIGGERT, David y RAMADAN, Bassem. *Mecánica de fluidos*. 4 ed. México: Cengage Learning, 2014. p. 602.

<sup>4</sup> GÜLICH, Johan Friedrich. *Centrifugal Pumps*. 2 ed.: Springer, 2010. p. 69.

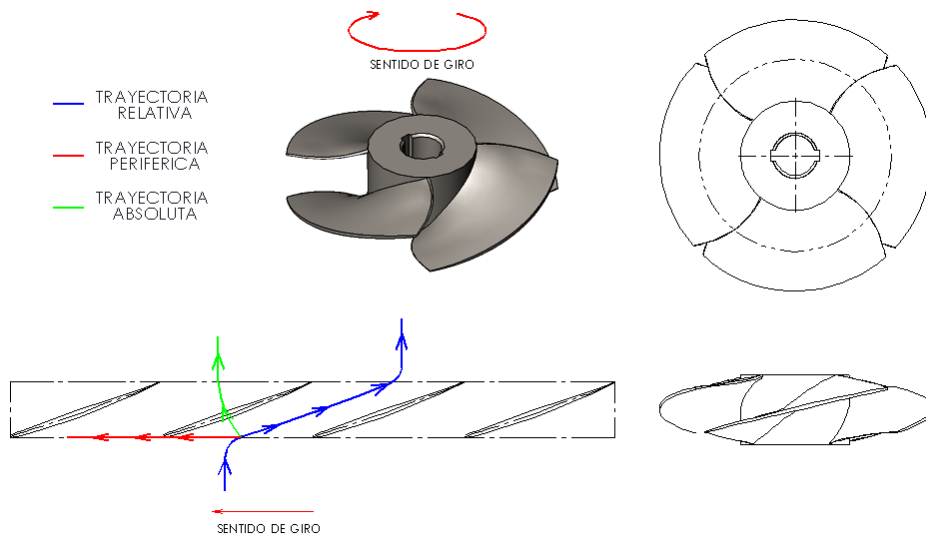
<sup>5</sup> DE LAS HERAS, Salvador. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2011. p. 209-210.

con forma de cilindros concéntricos (Figura 11), mientras que en el caso de una bomba de flujo mixto esta se aproxima a una hélice cónica (Figura 12).

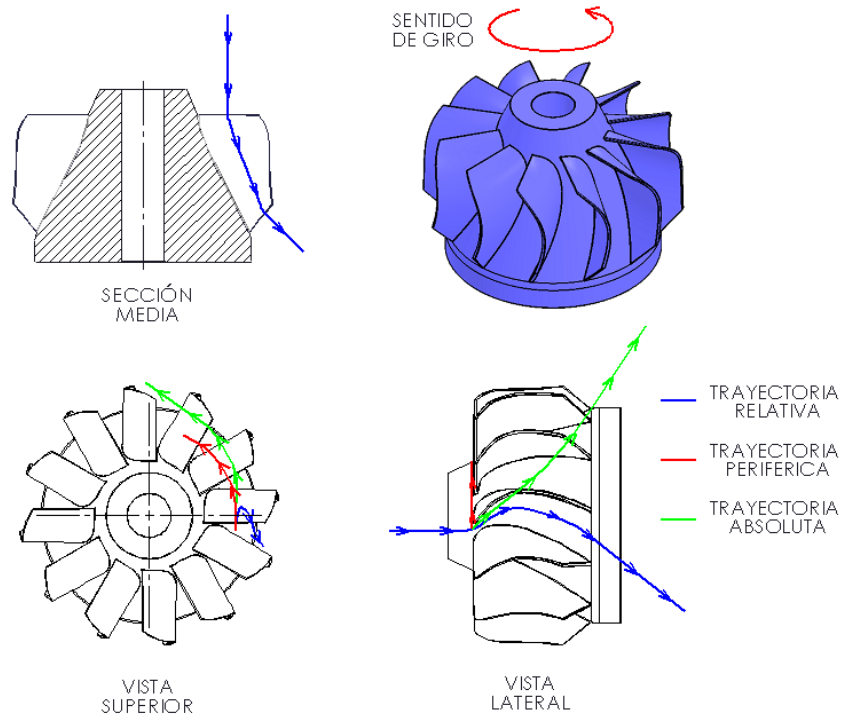
**Figura 10. Trayectoria del fluido en un impulsor de flujo radial**



**Figura 11. Trayectoria del fluido en un impulsor de flujo axial**



**Figura 12. Trayectoria del fluido en un impulsor de flujo mixto**



Para facilitar el análisis se utiliza un diagrama vectorial conocido como triángulo de velocidades. Estos se pueden trazar en cualquier punto del recorrido del fluido por el impulsor, pero lo más útil es hacerlo a la entrada y salida de este<sup>6</sup> (Figura 13).

En este triángulo se representa los vectores de velocidad del impulsor desde cada uno de los marcos de referencia (Figura 14). Los tres vectores que conforman el triángulo son:

- $u$ : Velocidad periférica del impulsor.
- $w$ : Velocidad relativa del flujo.
- $c$ : Velocidad absoluta del flujo.

<sup>6</sup> VIEJO ZUBICARAY, Manuel. y FERNÁNDEZ, Javier *Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones*. 3 ed. Mexico: Limusa, 2004. p. 55.

Figura 13. Triángulos de velocidades de un impulsor

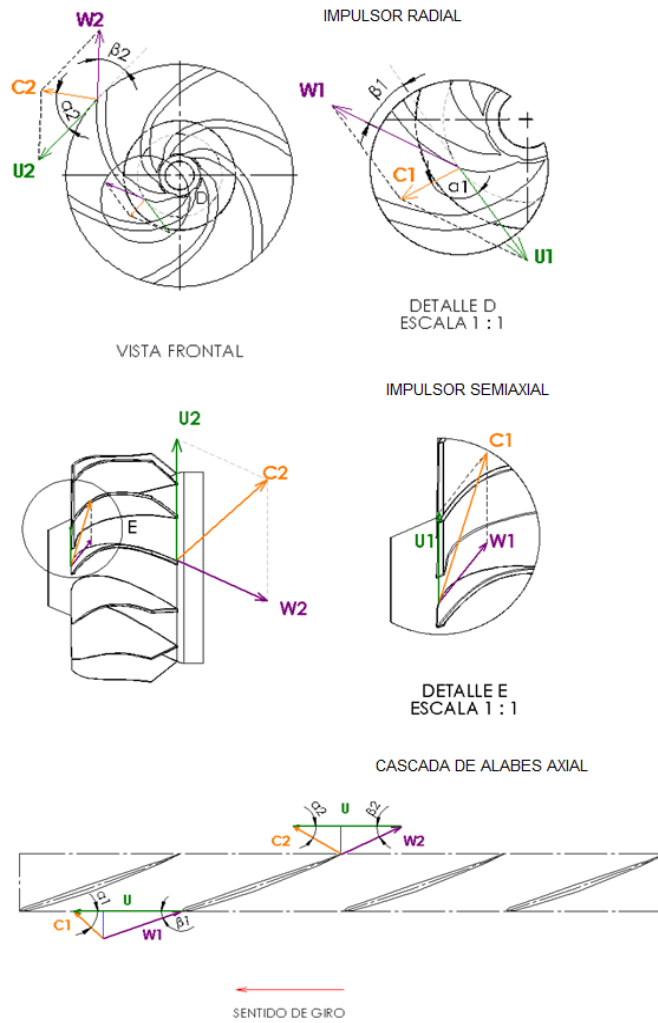
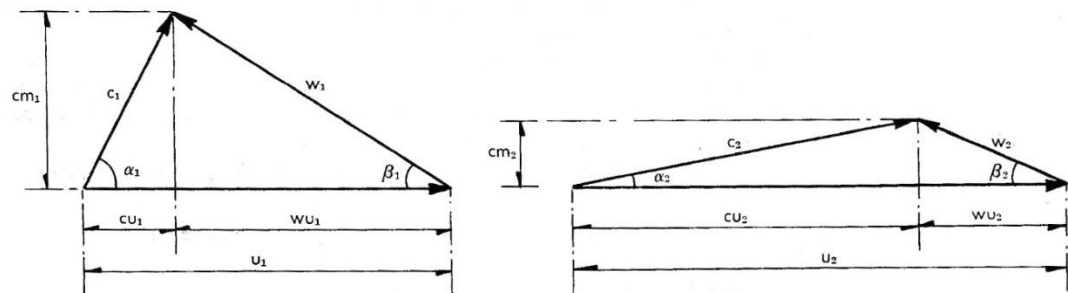


Figura 14. Triángulos de velocidades para número de alabes infinitos



Fuente: Viejo. *Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones*

La velocidad relativa del flujo es tangente en todo momento al álabe ya que la trayectoria relativa del fluido es la misma del álabe. La velocidad circunferencial depende de la velocidad del impulsor y su diámetro:

$$u = \pi * D * \frac{n}{60}$$

La velocidad absoluta se obtiene de la suma vectorial de la velocidad relativa y la velocidad circunferencial:

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

El ángulo  $\beta$  formado entre el vector de la velocidad relativa y el de la velocidad periférica es de gran importancia en el diseño de bombas rotodinámicas ya que es el ángulo del álabe y puede afectar considerablemente el comportamiento del fluido.

La componente de la velocidad absoluta normal al vector de la velocidad circunferencial se le conoce como velocidad meridional y está dada por:

$$c_m = \frac{Q}{\pi * D * b}$$

La forma básica de la máquina, incluyendo el rotor y el resto de componentes que la forman, depende de la orientación de la velocidad meridiana con respecto al eje. Si esta componente es radial, la turbomáquina es radial o centrífuga y, si es axial, se denomina axial o de hélice.<sup>7</sup> Cuando esta velocidad a la salida del impulsor tiene una orientación intermedia entre la dirección radial y axial la máquina es de flujo mixto.

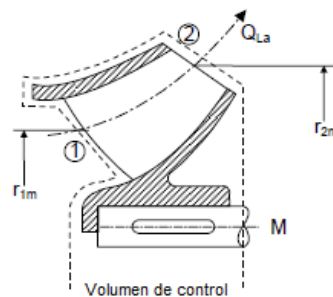
---

<sup>7</sup> DE LAS HERAS, Salvador. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Universitat Politecnica de Catalunya, 2011. p. 133.

**4.3.2 Transferencia de energía en el rotor y carga de Euler.** La carga suministrada al fluido en una bomba rotodinámica se debe a la transferencia de energía que ocurre entre el rotor y el fluido. Esto se logra aumentando la velocidad del fluido dando como resultado un incremento en la energía cinética. Dependiendo del tipo de bomba esta transferencia se puede deber a un principio físico diferente. En el caso de las bombas radiales se debe a la fuerza centrífuga generada por el giro del rotor. En el caso de las bombas axiales la circulación alrededor del perfil alar genera una fuerza de sustentación.

Para obtener la carga teórica de una bomba se debe aplicar el principio de conservación de la cantidad de movimiento a la masa de líquido que circula a través del impulsor. Para esto se define un volumen de control que comprende la región del impulsor. (Figura 15) Es necesario considerar un flujo ideal donde se desprecian los efectos viscosos.

**Figura 15. Volumen de control**



FUENTE: Gülich. *Centrifugal Pumps*

La ecuación de la conservación del momento de la cantidad de movimiento para un volumen de control con flujo estacionario es:

$$\Sigma M = \int_{s.c.} \rho(r \times V)(V \cdot \hat{n})dA$$

Dónde:  $\rho$ = densidad,  $r$ = radio,  $V$ = velocidad,  $M$ = momento resultante.

Aplicada esta ecuación al volumen de control seleccionado y teniendo en cuenta que el único momento externo es el aplicado al eje se convierte en:

$$M = \rho Q(r_{2m}c_2 \cos\alpha_2 - r_{1m}c_1 \cos\alpha_1)$$

$$M = \rho Q(r_{2m}c_{u2} - r_{1m}c_{u1})$$

Para obtener la potencia suministrada al fluido (N) se debe multiplicar el momento por la velocidad angular ( $\omega$ ) dando como resultado:

$$N = \omega M = \rho Q(u_2c_{u2} - u_1c_{u1})$$

Para la situación idealizada en la que no hay pérdidas de carga la potencia mecánica suministrada debe ser igual a la potencia hidráulica del fluido, por tanto:

$$N = \rho g Q H_{T\infty} = \rho Q(u_2c_{u2} - u_1c_{u1})$$

Despejando la carga teórica ( $H_{T\infty}$ ), se obtiene la ecuación de Euler para turbomáquinas:

$$H_{T\infty} = \frac{(u_2c_{u2} - u_1c_{u1})}{g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

Esta ecuación es válida para cualquier tipo de bomba rotodinámica: radial, axial o mixta. El primer término de la derecha es el incremento de energía cinética teórico que experimenta el fluido en el rotor, de modo que la suma de los otros dos términos, aun evaluados en función de dos velocidades, representa el incremento de energía estática teórico.

El incremento de energía estática en una bomba rotodinámica es consecuencia de dos efectos debidos al movimiento con respecto a un sistema de referencia solidario del rotor: por un lado, a la contribución derivada de la fuerza centrífuga, que se ve representado en el segundo término de la ecuación, y a la difusión de la velocidad relativa en el canal formado entre dos álabes y las paredes laterales del rotor. El primero de estos efectos es fundamental en las máquinas centrífugas pues aporta la mayor parte de la energía estática generada en el rotor. El segundo

es fundamental en las máquinas axiales en las que el flujo transcurre básicamente en superficies cilíndricas.<sup>8</sup>

Para obtener la máxima carga el líquido debe penetrar radialmente ( $\alpha_1=90^\circ$ ) en el impulsor, esto se puede deducir de la ecuación de Euler, por lo cual  $c_{u1}=0$ . Con esto la ecuación de Euler se reduce a:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{u2}}{g} = \frac{u_2^2}{g} \left( 1 - \frac{c_{m2}}{u_2 * \tan\beta_2} \right)$$

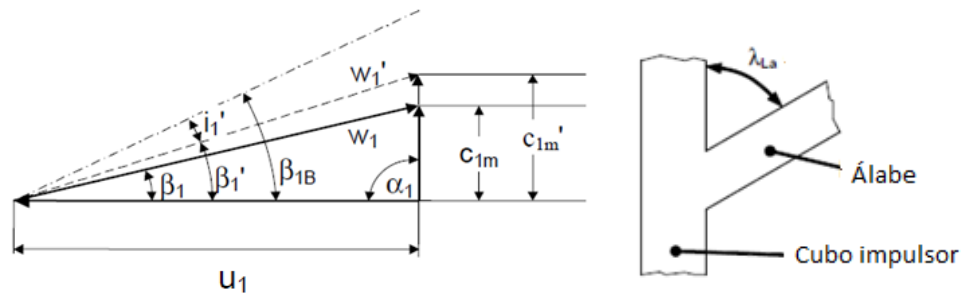
**4.3.3 Efecto del número finito de álabes.** En el análisis para obtener la carga de Euler no se tiene en cuenta el número de álabes. Al poseer un número finito de álabes el comportamiento del impulsor difiere. Estos cambios se ven reflejados principalmente en las velocidades del fluido. Por este motivo es necesario corregir la teoría unidimensional. Estos cambios se deben principalmente a dos fenómenos: el bloqueo de los álabes y el deslizamiento.

---

<sup>8</sup> DE LAS HERAS, Salvador. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2011. p.220.

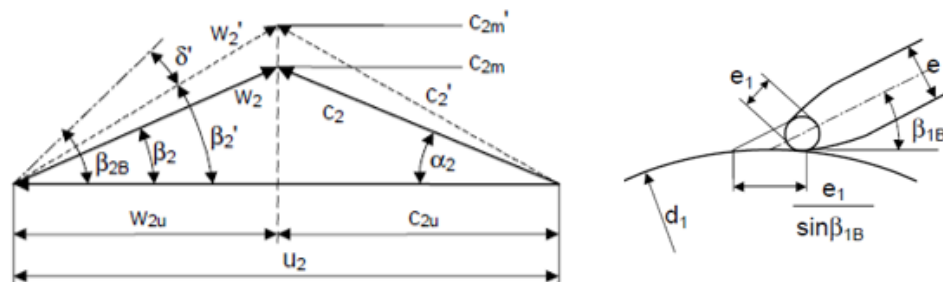
**4.3.3.1 Bloqueo de los álabes.** Cuando el fluido entra o sale del canal formado por los álabes se presenta un efecto de bloqueo debido al espesor de los álabes. La velocidad del flujo en la sección meridional se ve entonces incrementada por un cambio en estos puntos. Debido al espesor de los álabes el área anular a la entrada y salida del impulsor es menor que en el caso ideal siendo esta la causa del aumento de velocidad. Cabe señalar que las componentes circunferenciales de la velocidad absoluta o relativa no se ven afectadas por el bloqueo, ya que estas deben cumplir la conservación del momento angular. Este efecto se presenta tanto en la entrada del impulsor (Figura 16) como en la salida de este (Figura 17).

**Figura 16. Triángulo de velocidades en la toma de succión**



Fuente: Gülich. *Centrifugal Pumps*

**Figura 17. Efecto del bloqueo en la descarga del impulsor**



Fuente: Gülich. *Centrifugal Pumps*

El factor de bloqueo permite conocer la velocidad meridional con el efecto de los álabes y sin este:

$$\tau = \frac{c_m'}{c_m}$$

Este factor no es más que la relación del espacio entre álabes con el bloqueo y sin el:

$$\tau = \frac{\frac{(\pi * D)}{z}}{\frac{(\pi * D)}{z} - \frac{e}{\text{sen}(\beta_B) * \text{sen}(\lambda_{La})}}$$

Esta ecuación se puede simplificar dando como resultado:

$$\tau = \left[ 1 - \frac{z * e}{\pi * D * \text{sen}(\beta_B) * \text{sen}(\lambda_{La})} \right]^{-1}$$

Si los álabes no son perpendiculares a la base una cantidad adicional de fluido es desplazada esta es representada por el ángulo  $\lambda_{La}$ .

**4.3.3.2 Deslizamiento.** En el cálculo de la conservación del momento del flujo, se utilizan velocidades promedio en la superficie de control, por lo que se ignoran condiciones complicadas del flujo en el interior del volumen de control.

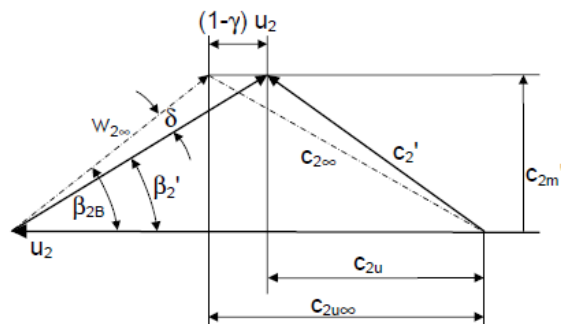
El momento resultante de las fuerzas en el álabe se puede representar como la integración de la distribución de presión y esfuerzos sobre la superficie del álabe, para que este genere una fuerza neta, es necesario que presente una desviación entre el ángulo del flujo y el del álabe, esta desviación de la congruencia entre el flujo y el álabe es representada por lo que se conoce como es “factor de deslizamiento” el cual se ve afectado por la diferencia de velocidades entre la superficie de presión y succión; y la aceleración de Coriolis que es opuesta a la dirección de rotación y causa un flujo secundario que transporta fluido hacia la

superficie de presión, lo que reduce el ángulo de la velocidad relativa a la salida  $\beta_2$ .

Entre los procedimientos clásicos para corregir la teoría unidimensional se encuentran los de Stodola y Pfleiderer.

La corrección de Stodola se basa en la estimación del decremento que experimenta la velocidad  $c_{2u}$ , en el sentido de disminuir el ángulo  $\beta_2$  y la circulación a la salida, como consecuencia del vórtice relativo (Figura 18).

**Figura 18. Triángulo de velocidades en la descarga**



Fuente: Gülich. *Centrifugal Pumps*

El método de Pfleiderer estima la diferencia de presiones causante del par, en función de las velocidades relativas a ambos lados de los álabes, para después calcular la energía teórica.

Con base en los triángulos de velocidad para álabes finitos e infinitos el factor de deslizamiento ( $\gamma$ ) se puede expresar como:

$$\gamma = 1 - \frac{c_{2u\infty} - c_{2u}}{u_2}$$

El factor de deslizamiento debe ser hallado por métodos empíricos ya que su cálculo analítico resultaría demasiado complejo. Una de las formas de estimar este es a través de la ecuación de Wiesner<sup>9</sup> la cual se basa en cálculos desarrollados por Busseman.

La fórmula empírica de Busseman estima el factor de deslizamiento basándose en el número de álabes ( $z$ ) y el ángulo del álabe en la descarga ( $\beta_{2B}$ ):

$$\gamma = \left[ 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}(\beta_{2B})}}{z^{0,7}} \right]$$

Esta sin embargo es aplicable hasta un límite debido a la solidez del álabe:

$$\frac{d_{1m}}{D_2} \leq \varepsilon_{lim} \quad \varepsilon_{lim} = \exp\left(-8,16 * \frac{\text{sen}(\beta_{2B})}{z}\right)$$

Wiesner agrega un factor de corrección ( $k_w$ ) que permite mantener la correlación cuando se ha superado este límite:

$$k_w = 1 - \left[ \frac{d_{1m}^* - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right]^3 \quad d_{1m}^* = \frac{d_{1m}}{D_2} \quad \gamma = \left[ 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}(\beta_{2B})}}{z^{0,7}} \right] k_w$$

Para ampliar esta correlación a una base de datos más amplia, Gülich agrega otro factor de corrección ( $f_1$ ) que depende del tipo de impulsor utilizado. Para el caso de un impulsor de flujo mixto es:

$$f_1 = 1,02 + 1,2 * 10^{-3}(N_s - 50)$$

Con lo que el factor de deslizamiento se puede estimar con:

$$\gamma = f_1 \left[ 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}(\beta_{2B})}}{z^{0,7}} \right] k_w$$

---

<sup>9</sup> WIESNER FJ: A review of slip factors in centrifugal impellers. ASME J Engng for Power 89 (1967) 558-566.

**4.3.4 Pérdidas y Eficiencias.** En una bomba ideal la potencia de entrada es igual a la salida. Sin embargo, en la realidad esto no ocurre debido a una serie de pérdidas que se presentan en toda bomba.

**4.3.4.1 Pérdidas y eficiencia hidráulicas.** Se caracterizan por provocar disminuciones en la carga suministrada por la bomba. Incluye pérdidas en todos los componentes desde la succión hasta la descarga. Se deben principalmente a:

- La fricción en las paredes de los componentes. Esta se encuentra relacionada con la rugosidad del material.
- La disipación de los vórtices producto del flujo turbulento.

La carga real de la bomba es igual a la carga teórica menos las pérdidas en cada uno de los componentes de la bomba:

$$H = H_T - \Delta H_L$$

Para relacionar la carga teórica con la carga real suministrada por la bomba se recurre a la eficiencia manométrica:

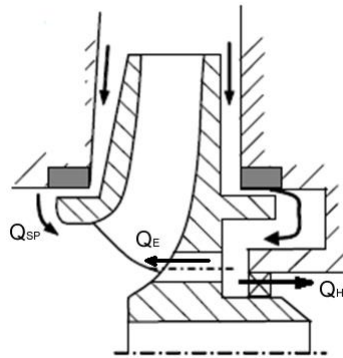
$$\eta_H = \frac{H}{H_T}$$

**4.3.4.2 Pérdidas y eficiencia volumétricas.** El caudal en la descarga de una bomba siempre es menor que en la succión. Esto es debido a una serie de fugas que ocurren en el recorrido del fluido por el interior de la bomba (Figura 19). Entre estas se incluyen:

- Las fugas a través de los sellos anulares en la entrada del impulsor ( $Q_{sp}$ ).

- Las fugas presentes en los dispositivos de balance de esfuerzos axiales ( $Q_E$ ).
- En algunos casos una parte pequeña del fluido es desviado para propósitos auxiliares como: alimentar cojinetes hidrostáticos, enjuagar, sellar o enfriar ( $Q_H$ ).

**Figura 19. Fugas en un impulsor con orificios de balance**



Fuente: Gülich. *Centrifugal Pumps*

Debido a estas fugas el flujo en la entrada de la bomba debe ser:

$$Q_i = Q + Q_{sp} + Q_E + Q_H$$

El cociente del caudal de succión y descarga se conoce como eficiencia volumétrica:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i}$$

**4.3.4.3 Pérdidas y eficiencia mecánicas.** En este grupo se encuentran diversas pérdidas de potencia que ocurren durante el bombeo del fluido. Principalmente podemos encontrar:

- Pérdidas en rodamientos y sellos ( $N_M$ ). Se debe a la fricción existente entre los componentes móviles de la bomba con otros elementos. Este tipo de pérdidas se consideran exteriores ya que ocurren por fuera del flujo de la bomba.
- Pérdidas por fricción en el disco ( $N_{RR}$ ). Se generan en los revestimientos traseros y frontales del impulsor cuyo comportamiento es similar a un disco liso o rugoso girando dentro de un fluido. Similares pérdidas por fricción se producen en los dispositivos auxiliares de balance de esfuerzos axiales ( $N_{er}$ ).
- Pérdidas por recirculación del fluido ( $N_{Rec}$ ). Cuando la bomba trabaja a carga parcial se generan altas pérdidas por un intercambio de momento entre el fluido estancado y las zonas de flujo no separadas. Si un diseño es adecuado en el punto de mayor eficiencia este tipo de pérdidas deben tender a cero.

La potencia suministrada al eje está dada por:

$$N = \rho g Q_i H_T + N_M + N_{RR} + N_{er} + N_{Rec}$$

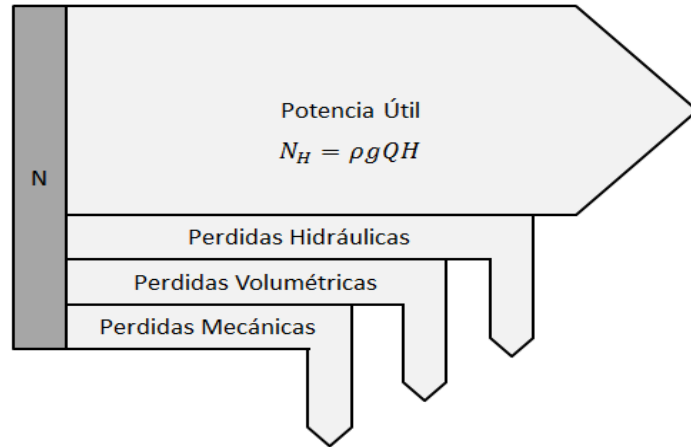
La eficiencia mecánica es el cociente de la potencia realmente absorbida por el impulsor y convertida en carga, y la potencia aplicada al eje de la bomba.

$$\eta_m = \frac{N_T}{N} = \frac{\rho g Q_i H_T}{N}$$

**4.3.4.4 Pérdidas y eficiencia total.** Las pérdidas totales en una bomba son igual a la suma de cada una de las pérdidas presentes en el sistema (Figura 20). La eficiencia total de la bomba se puede obtener a través del producto de sus eficiencias, esta eficiencia nos relaciona la potencia impartida por la bomba al fluido con la potencia suministrada por la fuente motriz.

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m = \frac{\rho g Q H}{N}$$

**Figura 20. Balance de potencia de una bomba**



**4.3.5 Cavitación.** La cavitación es un fenómeno que se presenta en ciertos lugares dentro de las turbomáquinas. Sucede cuando la presión del líquido en un punto dado es menor que la presión de vapor del líquido. Cuando ocurre esto, se forman burbujas de vapor, conforme estas burbujas son transportadas a regiones de mayor presión, colapsan con gran rapidez generando presiones localizadas extremadamente altas. Este fenómeno puede provocar una reducción de la eficiencia, así como daño estructural a la bomba.

Sobre el lado de aspiración de una bomba es común que haya bajas presiones, con la posibilidad de que dentro de la bomba ocurra cavitación. Para caracterizar el potencial de cavitación se usa la diferencia entre la carga total sobre el lado de aspiración, cerca de la entrada del impulsor de la bomba, y la carga de presión de vapor del líquido. La posición de referencia para la carga de altura pasa por la línea central de la entrada del impulsor de la bomba. Esta diferencia se denomina como **altura neta de succión positiva (NPSH)**.

$$NPSH = \frac{P_s}{\rho g} + \frac{V_s^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g}$$

Existen dos valores de interés del NPSH. El primero es la NPSH requerida ( $NPSH_R$ ), es decir el que es necesario mantener, o exceder, de modo que no ocurra cavitación. Debido a que en el ojo del impulsor se desarrollan presiones inferiores a las del tubo de aspiración, es necesario determinar experimentalmente, para una bomba dada la  $NPSH_R$ . El segundo valor de interés es la NPSH *disponible* ( $NPSH_D$ ), que representa la carga que realmente ocurre para el sistema de flujo particular. Este valor se puede determinar experimentalmente, o calcular si se conocen los parámetros del sistema. Es necesario que la NPSH disponible sea mayor que la requerida con el objeto de que no se produzca cavitación.

$$NPSH_D > NPSH_R$$

La presión local estática mínima en la entrada del impulsor determina la aparición y extensión de la cavitación. Sin embargo, esta presión no puede ser medida por métodos simples por lo que a nivel industrial los procesos de cavitación son frecuentemente cuantificados con el valor de la NPSH.<sup>10</sup>

Durante las pruebas de funcionamiento para determinar la  $NPSH_D$  se utiliza el criterio del  $NPSH_3$  el cual consiste en determinar la NPSH cuando se ha producido una disminución del 3% de la carga de la bomba. Este criterio se utiliza principalmente debido a su simplicidad, pero también al hecho de que este tipo de ensayos se encuentran normalizados.

---

<sup>10</sup> GÜLICH, Johan Friedrich. *Centrifugal Pumps*. 2 ed.: Springer, 2010. p. 45.

**4.3.6 Coeficientes adimensionales.** En el trabajo con turbomaquinaria el análisis dimensional es una herramienta de gran utilidad ya que permite aprovechar resultados experimentales obtenidos en modelos a escala. En el funcionamiento de una bomba intervienen las siguientes variables: la carga hidrostática neta multiplicada por la gravedad ( $gH$ ), la potencia ( $N$ ), el caudal ( $Q$ ), el diámetro del impulsor ( $D$ ), la rugosidad de la superficie del álabe ( $\varepsilon$ ), la velocidad de rotación del impulsor ( $\omega$ ), la densidad del fluido ( $\rho$ ) y su viscosidad ( $\mu$ ). La relación entre estas variables se puede describir:

$$f(gH, N, Q, D, \varepsilon, \omega, \rho, \mu) = 0$$

De la combinación de estas variables se pueden obtener los siguientes parámetros adimensionales:

- ✓ Coeficiente de carga  $\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2}$
- ✓ Coeficiente de potencia:  $\zeta = \frac{N}{\rho \omega^3 D^5}$
- ✓ Coeficiente de flujo:  $\varphi = \frac{Q}{\omega D^3}$

Los otros dos parámetros que se obtienen son el número de Reynolds y la rugosidad relativa. Sin embargo, cuando el flujo de la bomba es altamente turbulento, como sucede en la mayoría de los casos, este parámetro puede ser despreciado. La rugosidad relativa también se puede ignorar en las bombas ya que el factor geométrico dominante suele ser la forma altamente irregular de la cámara de la bomba.

Los coeficientes adimensionales anteriormente mencionados también pueden ser expresados en función de las velocidades en el impulsor. En ese caso se podrían expresar como:

- ✓ Coeficiente de carga en función de velocidades:  $\psi_v = \frac{2gH}{u_2^2}$
- ✓ Coeficiente de flujo en función de velocidades:  $\varphi_v = \frac{c_{m2}}{u_2}$

Estos coeficientes se relacionan con los anteriores con:

$$\psi = \frac{1}{8} \psi_v \qquad \varphi = \frac{\pi b_2}{2 D_2} \varphi_v$$

Después de aplicar las aproximaciones sobre el número de Reynolds y la rugosidad relativa las interrelaciones entre estos parámetros se pueden resumir:

$$\psi \cong f(\varphi) \qquad \zeta \cong f(\varphi) \qquad \sigma \cong f(\varphi)$$

La eficiencia total de la bomba también puede ser expresada como una función de parámetros adimensionales.

$$\eta = \frac{\rho Q g H}{N} = \frac{\rho(\omega D^3 \varphi)(\omega^2 D^2 \psi)}{\rho \omega^3 D^5 \zeta} = \frac{\varphi \psi}{\zeta}$$

Por lo cual:  $\eta \cong f(\varphi)$

**4.3.6.1 Velocidad específica.** Este es otro parámetro adimensional útil. Se obtiene al eliminar el diámetro mediante una combinación adecuada de  $\psi$  y  $\varphi$ .

$$\omega_s = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

Sin embargo, esta no es la forma más utilizada de este parámetro. La definición más utilizada en ingeniería para la velocidad específica es la velocidad en revoluciones por minuto (RPM) para la cual un impulsor geoméricamente similar al impulsor en cuestión, desarrollaría una carga unitaria a un caudal unitario.

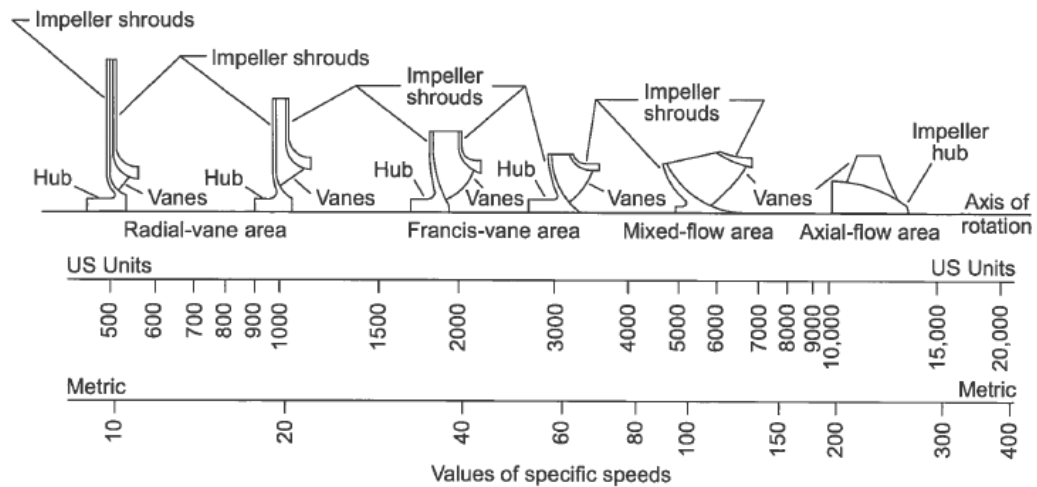
Sistema métrico: 
$$N_s = \frac{n_{[RPM]} Q_{[m^3/s]}^{1/2}}{H_{[m]}^{3/4}}$$

Sistema inglés: 
$$N_s = \frac{n_{[RPM]} Q_{[GPM]}^{1/2}}{H_{[pies]}^{3/4}}$$

De acuerdo a la velocidad específica de la bomba en su punto de máxima eficiencia es posible determinar el tipo de impulsor más eficiente en determinada

condición. Las bombas de tipo radial suelen tener velocidades específicas menores a 90, las de flujo mixto entre 90 y 200, y las axiales mayores a 200, todas estas en unidades métricas (Figura 21).<sup>11</sup> Sin embargo estos límites son aproximaciones ya que no existe un valor exacto en el que se deba cambiar de un tipo de impulsor a otro, quedando esto a criterio del diseñador.

**Figura 21. Tipos de impulsor en función de la velocidad específica**



Fuente: ANSI/HI 1.1-1.2-2008

Otro parámetro que para el diseñador es de uso ventajoso es el diámetro específico o coeficiente de tamaño, el cual se halla con un método similar a la velocidad específica<sup>12</sup>:

$$D_s = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\phi^{\frac{1}{2}}} = \frac{D(gH)^{\frac{1}{4}}}{Q^{\frac{1}{2}}}$$

<sup>11</sup> ANSI/HI 1.1-1.2-2008. Rotodynamic Centrifugal pumps for Nomenclature and Definition. 2008. p.9.

<sup>12</sup> DE LAS HERAS, Salvador. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Universitat Politecnica de Catalunya, 2011. p.142.

**4.3.6.2 Velocidad específica de succión.** Mediante un análisis similar al utilizado para obtener la velocidad específica, se puede obtener la velocidad específica de succión. Es útil para determinar las condiciones de aspiración necesarias del sistema. Se obtiene sustituyendo el término de la carga por la  $NPSH_R$  ya que ambos poseen las mismas unidades.

Sistema métrico: 
$$N_{SS} = \frac{n_{[RPM]} Q_{[m^3/s]}^{1/2}}{NPSH_R[m]^{3/4}}$$

Las bombas son diseñadas por lo general con velocidades específicas de succión entre 120 y 250 en unidades métricas, o entre 6000 y 13000 en unidades inglesas, sin embargo algunos diseños especiales pueden tener velocidades de hasta 700 (35000).<sup>13</sup>

Como la caída de presión en el interior de la bomba está directamente relacionada con su geometría, existe otro valor adimensional que relaciona todas las bombas geoméricamente semejantes. Se trata del coeficiente de cavitación o de Thoma, que se evalúa en el punto de máxima eficiencia y se define de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{NPSH_R}{H}$$

---

<sup>13</sup> ANSI/HI 1.1-1.2-2008. Rotodynamic Centrifugal pumps for Nomenclature and Definition. 2008. p.8.

**4.3.7 Leyes de semejanza.** Debido a la complejidad geométrica que se presenta al intentar representar los flujos en el interior de la bomba por medios analíticos para cada caso específico, en la práctica se trata el comportamiento al interior de las bombas como una función de ciertos coeficientes adimensionales y curvas de operación de bombas similares ya caracterizadas experimentalmente.

Para que dos bombas compartan puntos de funcionamiento semejantes entre sí y exista semejanza física completa entre ambas, es necesario que todos los grupos adimensionales  $\pi$  sean iguales en dichos puntos y que exista semejanza geométrica. La igualdad simultánea de todos estos grupos no es posible por razones obvias, de modo que se hace necesario retener sólo aquellos más representativos y admitir, en la práctica, que la semejanza es parcial<sup>14</sup>. Se dice que la semejanza es ‘completa’ cuando hay semejanza geométrica, cinemática y dinámica.

La semejanza geométrica se presenta cuando se observa que entre dos bombas se presenta una relación entre sus dimensiones, si existe una escala entre ellas, esa relación de tamaño se conoce como “factor de escala”  $\lambda$ . Cabe señalar que una bomba es geoméricamente semejante ella misma.

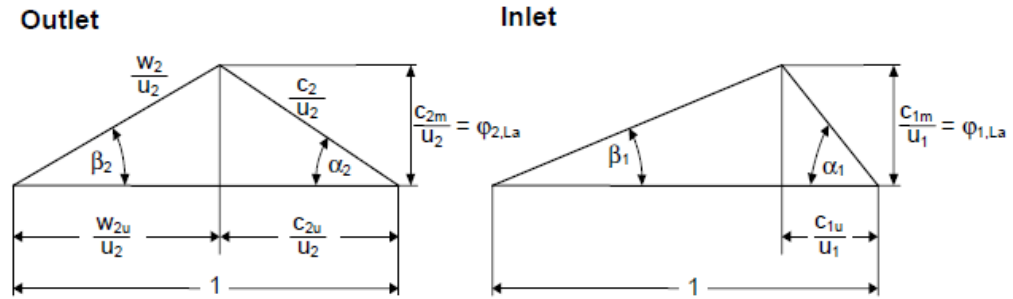
$$\lambda = \frac{D}{D'}$$

La semejanza cinética se presenta cuando hay relación en las velocidades al interior de la bomba, tanto en magnitud como en sentido guardan proporcionalidad entre ambas bombas. Por tanto, los triángulos de velocidades a la entrada y salida del impulsor de ambos impulsores son semejantes el uno al otro (Figura 22).

---

<sup>14</sup> DE LAS HERAS, Salvador. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. Barcelona: Universitat Politècnica de Catalunya, 2011. p. 138.

Figura 22. Representación adimensional de los triángulos de velocidades



Fuente: Gülich. *Centrifugal Pumps*

Finalmente, la semejanza dinámica exige la proporcionalidad entre todas las fuerzas existentes, lo que es más restrictivo que las condiciones anteriores, pues no todas guardan relación con el factor de escala y la relación de velocidades. Es necesario realizar ciertas asunciones sobre el comportamiento del flujo, tales como que la rugosidad relativa no varía entre modelo y prototipo de manera considerable, además que el flujo va a ser completamente turbulento.

Como se observa en la Figura 22, si se supone que el triángulo a la entrada y/o salida son semejantes, esto significa que el coeficiente de flujo entre el modelo y prototipo deben ser iguales y sabiendo que los demás coeficientes se encuentran en función del coeficiente de flujo, se debe cumplir que los coeficientes de carga y potencia a su vez son iguales entre ambas bombas para que exista la semejanza.

Por lo que se pueden concluir las siguientes relaciones entre dos bombas A y B:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3$$

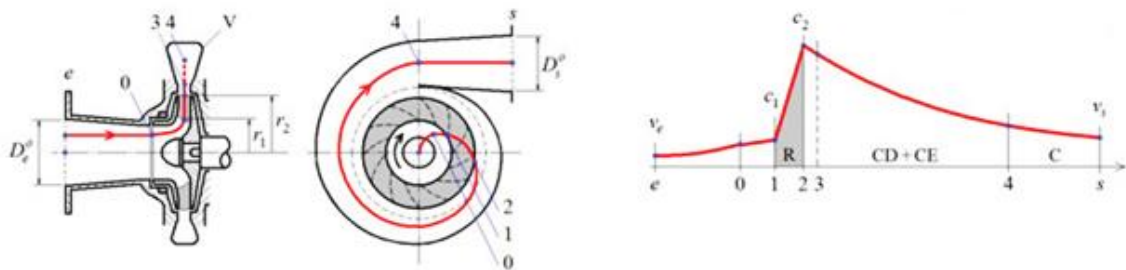
$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5$$

#### 4.4 FLUJO A TRAVES DE LA VOLUTA

A la salida del impulsor el fluido tiene una velocidad  $c_2$  y una energía cinética específica de  $E_{cin} = \frac{1}{2} c_2^2$  que se desea transformar parte de dicha energía cinética en presión, esto se logra al exitosamente desacelerar el fluido a través de elementos difusores. El diseño del colector, por tanto, intenta convertir la mayor cantidad de la energía cinética a presión estática al reducir su velocidad de manera gradual a través de su desarrollo (Figura 23).

**Figura 23. Evolución de la velocidad absoluta en el flujo de la bomba**



Fuente: De las Heras, *Fluidos, Bombas e instalaciones hidráulicas*

Para esto, se pueden utilizar volutas, difusores con o sin venas o cámaras anulares concéntricas, todas se pueden diseñar con principios similares a cumplir.

De acuerdo con la primera ley de Newton o ley de la conservación de la inercia, un cuerpo tiende a mantener su momento siempre que no actúe una fuerza externa sobre ella. Para el caso de una voluta sin venas se presenta entonces que:

$$c_u r = c_{2u} r_2 = cte$$

La componente circunferencial de la velocidad del flujo en cualquier posición de la sección transversal de la envoltura entonces es calculada a partir de la relación:

$$c_u = \frac{c_{2u}r_2}{r}$$

Los elementos difusores deben ser diseñados de tal manera que se cumpla en lo posible la conservación del momento angular, si esta se conserva, la interacción entre el flujo en el colector e impulsor será mínima.

Para el caso de una carcasa tipo voluta: teniendo presente que a través de cualquier sección transversal ubicada en una posición  $\varepsilon$  de la voluta (Figura 24) va a haber un flujo:

$$dQ = c_u * b * dr = \frac{c_{2u}r_2}{r} (b * dr)$$

que fluye a través de un diferencial de área

$$dA = b * dr$$

a un radio  $r$  en la sección transversal A. la tasa de flujo que pasa por la completa sección media se obtiene por medio de la integración:

$$Q(\varepsilon) = c_{2u}r_2 \int \frac{b}{r} dr$$

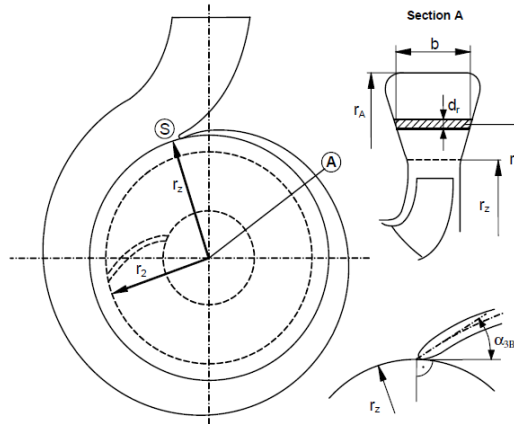
Evaluada desde el inicio de la voluta hasta la sección transversal A. El impulsor descarga el flujo:

$$Q(\varepsilon) = Q_{opt} \frac{\varepsilon}{360^\circ}$$

Con el fin de permitir que el fluido fluya de acuerdo con la conservación del momento la sección transversal A debe ser diseñada de tal manera que se cumpla:

$$\int_{r_z}^{r_A} \frac{b}{r} dr = \frac{Q_{opt}\varepsilon}{360^\circ c_{2u}r_2}$$

**Figura 24. Dimensiones principales de una voluta**



Fuente: Gülich. *Centrifugal Pumps*

#### 4.5 FUERZAS HIDRAULICAS

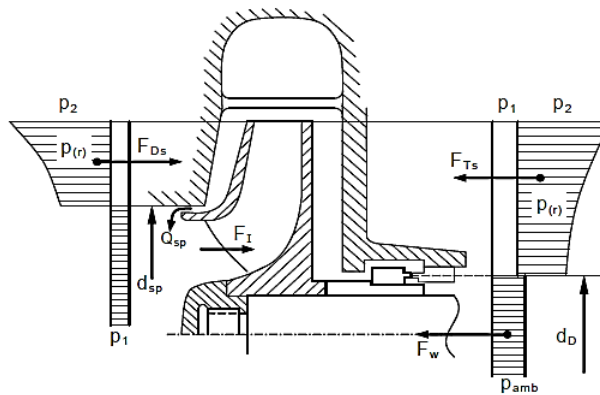
El incremento de presión en el impulsor genera fuerzas hidráulicas y momentos que actúan en el eje. Es de vital importancia aproximar la magnitud de las fuerzas en dirección axial y radial para el diseño del eje y selección de rodamientos. Mientras que las fuerzas radiales son determinadas por la distribución de presiones alrededor de la circunferencia del impulsor, las fuerzas axiales son el producto del flujo a través de las separaciones laterales del impulsor y de la distribución de presiones resultantes en las cubiertas.<sup>15</sup>

---

<sup>15</sup> GÜLICH, Johan Friedrich. *Centrifugal Pumps*. 2 ed.: Springer, 2010. p. 508.

**4.5.1 Carga Axial.** La fuerza axial neta es la resultante entre la distribución de presiones que actúa en las cubiertas, tanto frontal como posterior y la fuerza generada por el momento del flujo en el impulsor (Figura 25). Para el caso de impulsores semi-abiertos que solo presentan una cubierta, se va a presentar una mayor diferencia en la distribución de presiones que si fuera un impulsor cerrado, lo que puede resultar en que los rodamientos soporten mayores cargas.<sup>16</sup>

**Figura 25. Distribución de presiones y fuerzas axiales en un impulsor simple**



Fuente: Gülich. *Centrifugal Pumps*

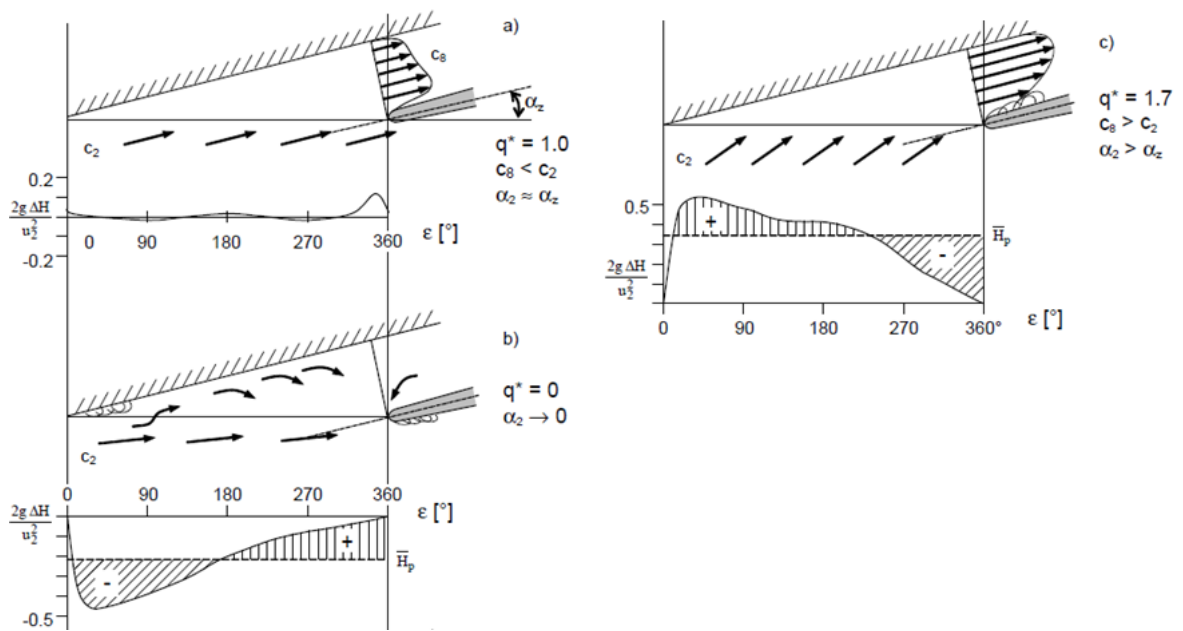
**4.5.2 Carga Radial.** Las cargas radiales son generadas cuando la distribución circunferencial de la presión estática  $p_2$  a la salida del impulsor no es uniforme, los flujos asimétricos que recirculan en el colector también generan fuerzas radiales.

Para volutas simples es normal que se diseñen para que se presente una velocidad media uniforme alrededor de la entrada de la voluta mientras que se trabaje en el punto de operación. Para este caso, las cargas radiales se aproximan a cero.

<sup>16</sup> ANSI/HI 1.3-2013. Rotodynamic Centrifugal pumps for Design and Application. 2013. p.21.

Para la operación en caudales mayores o menores al que se presentan en el punto de máxima eficiencia, la distribución de presiones no es uniforme, resultando en una carga radial en el impulsor, la magnitud y dirección de la carga radial cambia con el caudal utilizado (Figura 26). Impulsores abiertos y semi-abiertos pueden experimentar mayores coeficientes de carga radial que en impulsores cerrados.

**Figura 26. Distribución de presión estática en diferentes condiciones de flujo**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

## 5. ESTADO DEL ARTE

La bomba hidráulica es un invento que tiene ya miles de años de antigüedad esto sin embargo no ha sido impedimento para que los científicos con el apoyo de la industria se sigan interesando en el estudio y desarrollo de estos artefactos. El desarrollo de las bombas de flujo mixto ha estado muy ligado al de las demás bombas rotodinámicas, pero en especial a las bombas radiales ya que comparte muchos de sus componentes y principios de funcionamiento.

### 5.1 NIVEL INTERNACIONAL

En la actualidad las tendencias a nivel internacional en el diseño de bombas de flujo mixto se pueden agrupar en algunos campos:

- ✓ La mejora del desempeño de las bombas. A nivel académico este campo se ha visto fortalecido por el uso de técnicas computacionales como el CFD que permiten simular el flujo real en una bomba.
- ✓ El desarrollo de mejores sistemas de sellado. El uso de las bombas rotodinámicas con fluidos diferentes al agua algunos de ellos tóxicos, inflamables o corrosivos ha motivado a la mejora de los sellos mecánicos, tanto en su capacidad de sellado como en su resistencia a ataques químicos, y al desarrollo de nuevos sistemas de sellado como los sellos magnéticos.
- ✓ Las innovaciones en los materiales de construcción de las bombas. Hoy en día dependiendo de la aplicación se pueden encontrar bombas en materiales poliméricos e incluso en vidrio. El desarrollo de nuevos materiales está fuertemente ligado a la necesidad de mejores propiedades mecánicas y químicas.
- ✓ La estandarización. Esta ha sido una prioridad para la industria lo cual se ha visto reflejado en numerosas normativas desarrolladas por organizaciones de

fabricantes tanto para el diseño como para las pruebas de funcionamiento de los equipos. Algunas de estas organizaciones son el Hydraulic Institute (HI) y el American Petroleum Institute (API).

La mayoría de innovaciones y desarrollos en estos campos son también compartidos con las bombas centrífugas. A nivel industrial es mayor la oferta de bombas centrífugas y axiales que de flujo mixto ya que hay mayor variedad de referencias de estos primeros tipos de bombas.

## **5.2 NIVEL NACIONAL**

En Colombia la mayoría de bombas comercializadas son de origen extranjero. Algunas de las empresas que comercializan bombas de flujo mixto son: Sulzer Pumps que tiene entre sus productos bombas de flujo mixto verticales, IHM la cual es una empresa colombiana que tiene entre sus productos una línea de bombas de flujo mixto horizontales y BAS Ingeniería ubicada en el Valle del Cauca, que está centrada en la fabricación de bombas axiales y mixtas. En el campo académico no se ha abordado a profundidad el tema del diseño de bombas rotodinámicas y en especial de flujo mixto.

## **5.3 NIVEL REGIONAL**

Regionalmente la industria de las bombas está dominada por las mismas empresas que en el resto del país, durante un tiempo la empresa 'Penagos Hermanos' manufacturo bombas, línea que de momento ya no tienen disponible. Desde el punto de vista académico las universidades de la región no han profundizado en el campo del diseño de bombas rotodinámicas.

## 6. DISEÑO CONCEPTUAL

### 6.1 IDENTIFICACIÓN DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO Y REQUERIMIENTOS

✓ **Punto óptimo de operación.** La bomba debe cumplir que en su punto de máxima eficiencia sea capaz de impulsar un caudal de 0,015 [m<sup>3</sup>/s], a una altura de 8 [m].

✓ **Tipo de motor y velocidad de rotación (n).** El motor debe ser eléctrico, de corriente alterna, de dos polos, por lo que el motor en condiciones de operación trabajará aproximadamente a 3520 [rpm].

✓ **Velocidad específica (Ns) y tipo de impulsor.** Teniendo en cuenta que:

$$n_{[RPM]} = 3520 \quad Q_{[m^3/s]} = 0,015 \quad H_{[m]} = 8$$

La velocidad específica es:  $N_s = \frac{3520 \cdot 0,015^{1/2}}{8^{3/4}} = 90,63$

De acuerdo a la norma ANSI/HI 1.1-1.2-2008, se recomienda utilizar un impulsor de flujo mixto y también se decide utilizar este tipo de impulsor debido a la naturaleza del proyecto.

- **Condiciones de succión: velocidad específica de succión (n<sub>ss</sub>).** La bomba a construir no tiene limitaciones específicas en su condición de succión por lo que se diseñara teniendo en cuenta las recomendaciones que se dan en la norma ANSI/HI 1.1-1.2-2008 la cual indica el rango de valores más común de la velocidad específica de succión en bombas rotodinámicas, de acuerdo a esto debe tener un valor en unidades métricas entre 120 y 250. Se tomará para el diseño una velocidad específica de succión de 240.

- **Fluido de trabajo y condiciones de servicio.** El fluido a transportar por la bomba es agua tratada, es decir que no presente material contaminante ni desechos, se va a considerar que la densidad del agua es aproximadamente  $1000[\text{kg}/\text{m}^3]$ , que va a estar en un rango de temperatura entre  $15\text{-}30^\circ\text{C}$  y demás condiciones estándar.

- ✓ **Normatividad con respecto a las deflexiones.** Según la norma ANSI-HI 1.3-2013 hay ciertos estándares de diseño para la deflexión del eje, entre ellos se encuentran: ASME B73.1, API Standard 610 e ISO 5199. La deflexión del eje será calculada siguiendo las especificaciones encontradas en la norma ISO 5199 ya que esta es la norma internacional. De acuerdo con esta norma, la máxima deflexión en la cámara de sellado dentro del rango de operación permitido por la bomba a velocidades de trabajo es de  $0,05\text{ mm}$ .

## **6.2 DETERMINACIÓN DE ELEMENTOS A DISEÑAR O SELECCIONAR**

La estandarización es un fenómeno que ha simplificado en gran parte el proceso del diseño al permitir seleccionar ciertos componentes con características predeterminadas. Como en todo diseño algunos de los elementos de una bomba de flujo mixto pueden ser seleccionados mientras que otros necesariamente deben ser diseñados. Antes de proceder al diseño se determina cuales elementos serán seleccionados y cuales en su defecto deberán ser diseñados (Tabla 2).

**Tabla 2. Elementos a diseñar y seleccionar**

<b>ELEMENTO</b>	<b>DISEÑO O SELECCIÓN</b>
Impulsor	Diseño
Carcasa	Diseño
Eje	Diseño
Cuñas	Selección
Rodamientos	Selección
Soporte de rodamientos	Diseño
Empaques	Selección
Acople	Selección
Tornillos y tuercas	Selección
Bridas	Selección
<b>SISTEMA DE SELLADO</b>	
Con empaquetaduras:	
Prensa estopa	Diseño
Empaquetaduras	Selección
Con sellos mecánicos:	
Sellos mecánicos	Selección

### **6.3 DETERMINACION DE PRUEBAS A REALIZAR**

Las curvas de operación de la bomba a determinar son: H-Q, N-Q,  $\eta$ -Q y NPSHR-Q, para determinar si se obtuvo un resultado aceptable del rendimiento de la bomba, se va a utilizar la norma vigente para la realización de pruebas estándar en bombas: ISO 9906, que presenta una calificación equivalente a la ANSI/HI 14,6 del 2012.

En esta norma se presenta una calificación por categorías (Tabla 3): grado 1, grado 2 y grado 3, siendo la primera la más exigente, que solo aplica a condiciones de operación rigurosas, debido a que la finalidad de este prototipo no responde a una exigencia en específico, solo se va a revisar si la bomba puede ser comparada con la calificación de grado 3.

**Tabla 3. Fluctuación permisible de operación en el punto de operación**

Measured quantity	Permissible amplitude of fluctuations		
	Grade 1 %	Grade 2 %	Grade 3 %
Rate of flow	±2	±3	±6
Differential head	±3	±4	±10
Outlet head	±2	±3	±6
Inlet head	±2	±3	±6
Input power	±2	±3	±6
Speed of rotation	±0,5	±1	±2
Torque	±2	±3	±6
Temperature	0,3 °C	0,3 °C	0,3 °C

Fuente: INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION 9906

**6.3.1 Procedimiento para la realización de las pruebas.** Como se enunció previamente, se desea realizar las curvas de operación de la bomba y el NPSHR. Siguiendo con las recomendaciones presentadas en la norma<sup>17</sup>, se debe realizar la toma de datos en mínimo cinco puntos de operación diferentes, en condiciones donde no se presente la cavitación.

Dos de los puntos se deben encontrar en el rango de -5% a 0% y 0% a 5% del caudal de operación deseado, los otros tres puntos deben estar distribuidos a lo largo del rango de operación permisible, en lo posible en las regiones de máxima carga y máximo caudal.

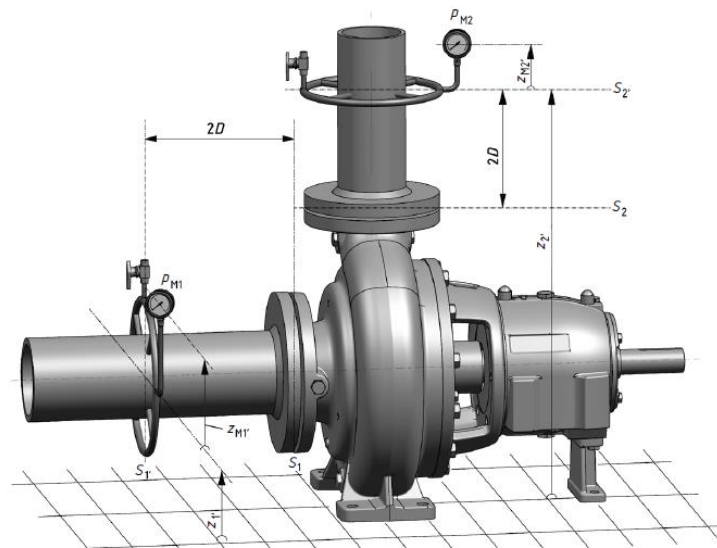
Sin embargo, se desea realizar las curvas de desempeño, que mejor representen a la bomba, por lo que se van a tomar aproximadamente 10-15 puntos de operación diferentes.

<sup>17</sup> INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION 9906, Rotodynamic pumps, Hydraulic performance acceptance test, Grades 1,2 and 3. 2ed. 2012. p.23.

**6.3.2 Banco de pruebas.** La norma recomienda una serie de condiciones para que los datos obtenidos no se vean afectados por los efectos de la tubería en el comportamiento del fluido<sup>18</sup>, se recomienda:

- ✓ Evitar el uso de curvaturas, codos o cambios de sección en aproximadamente 4 diámetros de vecindad del punto donde se está midiendo.
- ✓ No se recomienda instalar válvulas a la succión, sin embargo, para las pruebas de cavitación es necesario, por lo que se debe asegurar que después de la válvula, la longitud sea suficiente para que las condiciones del fluido sean uniformes, por tal se debe tener una línea recta entre la válvula y la bomba de aproximadamente 12 veces el diámetro de la tubería en la succión.
- ✓ Los manómetros se deben ubicar en las posiciones  $S_1'$  y  $S_2'$  de la succión y descarga respectivamente, como se observa en la Figura 27.

**Figura 27. Descripción del banco de pruebas**



Fuente: INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION 9906

<sup>18</sup> INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION 9906, Rotodynamic pumps, Hydraulic performance acceptance test, Grades 1,2 and 3. 2ed. 2012. p.28-37.

**6.3.3 Curva de carga contra caudal.** Se va a realizar la medición de la presión diferencial entre la succión y la descarga de la bomba, que posteriormente se convertirá en su equivalente en carga hidráulica en 5 puntos de la curva de operación, cumpliendo con el procedimiento presentado en la norma ISO 9906 y previamente presentado en el documento. Para que este dato sea de mayor precisión, se va a tener en cuenta las pérdidas por tubería entre las bridas de la bomba y el punto en el cual se lleva a cabo la medición. Finalmente se va a realizar una curva continua y suave que pase por los puntos evaluados.

**6.3.4 Curva de potencia contra caudal.** Durante las pruebas de carga contra caudal, se va a llevar a cabo la toma de datos de la potencia eléctrica que consume el elemento motor, con el uso de una pinza amperimétrica, este método es recomendado por su fácil aplicación, sin embargo, no es posible determinar las pérdidas que se presentan entre el acople hasta el impulsor las cuales presentan un error en los datos a tomar, sin embargo, se va a suponer que las pérdidas debido a los elementos previos al impulsor van a ser equivalentes a la eficiencia del motor. Finalmente se va a realizar una curva continua y suave que pase por los puntos evaluados.

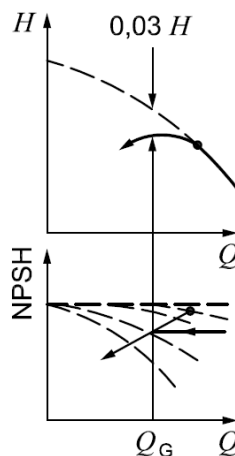
**6.3.5 Curva de eficiencia total del sistema motor y bomba.** Con los datos previamente obtenidos de carga y potencia consumida a un determinado caudal, se va a proceder a calcular la eficiencia del sistema como una relación entre la potencia hidráulica útil con respecto a la potencia eléctrica consumida.

**6.3.6 Ensayo del NPSHR.** El objetivo de esta prueba es verificar que las condiciones de  $NPSH_R$  sean garantizadas durante la operación, este ensayo solo busca presentar la información del comportamiento hidraulico, es decir, variaciones en carga, flujo o potencia, mas no con respecto a otros efectos que pueden ser causados por la cavitacion, como por ejemplo ruido, vibración y erosión.

Según la norma ISO 9906 existen diferentes métodos para el cálculo del NPSH en los que se trabaja variando una característica del flujo, tales como, apertura en la succión, apertura en la descarga, nivel del tanque, presión de vapor, entre otros.

Sin embargo, solo se va a trabajar con la condición en que la variable independiente es la apertura de la válvula en la succión, desde un caudal determinado, con el fin de conseguir una disminución de la carga del 3%, de esta manera determinando el NPSH3 de dicho punto, donde se espera obtener el siguiente comportamiento:

**Figura 28. Representación gráfica de NPSH3**



Fuente: INTERNATIONAL STANDARD ORGANIZATION 9906

## **6.4 DISEÑO IMPULSOR**

### **6.4.1 Construcción mecánica**

- **Numero de etapas**

Debido a que los requerimientos de carga son bajos, se puede usar una sola etapa.

- **Tipo de succión**

Para el caso de una bomba pequeña, donde se espera que las cargas axiales generadas sean soportadas solamente por un rodamiento y los requerimientos de NPSH sean bajos, se recomienda el uso de un impulsor de succión simple.

- **Construcción mecánica**

Se presentan tres posibilidades para la construcción del impulsor, este puede ser abierto, semi-abierto o cerrado. Cada tipo de construcción tiene sus ventajas y desventajas, por lo que se realiza la comparación cualitativa de cada alternativa, donde serán evaluados por los siguientes criterios: su desempeño, facilidad de manufactura, costos y confiabilidad.

El criterio de desempeño hace referencia al efecto que tiene cada alternativa en la eficiencia de la bomba, por tanto, se tiene presente el costo implícito del consumo de energía.

El criterio de facilidad de manufactura hace referencia a las consideraciones a realizar sobre la facilidad de las operaciones de fundición del impulsor y rectificado de las superficies.

El criterio de costo hace referencia a la inversión de manufactura del impulsor y demás piezas que se ven afectadas por el tipo de construcción, como por ejemplo el eje y rodamientos.

El criterio de confiabilidad hace referencia a la seguridad que presente el impulsor a no fallar, se considera como fallo que el impulsor se dañe o atasque.

Cada alternativa se valora de 1 a 5 y cada criterio tiene una ponderación diferente sobre el total.

**Tabla 4. Selección de tipo de construcción del impulsor**

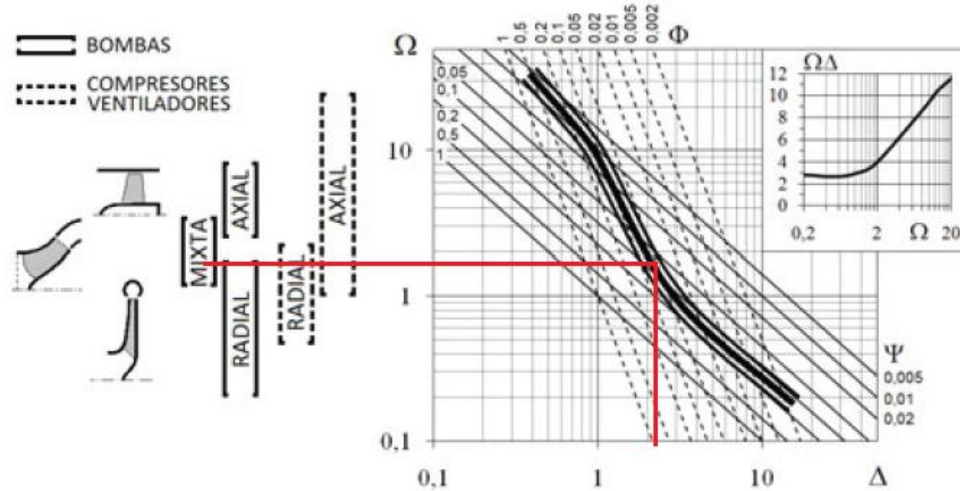
	CRITERIO	PONDERACIÓN	Cerrado		Semi-abierto		abierto	
1	Desempeño	0,2	5	1	3	0,6	2	0,4
2	Fácil manufactura	0,3	2	0,6	4	1,2	5	1,5
3	Costo	0,2	3	0,6	4	0,8	5	1
4	Confiabilidad	0,3	4	1,2	4	1,2	2	0,6
<b>TOTAL</b>		1		<b>3,4</b>		<b>3,9</b>		<b>3,5</b>

Se observa que, según la ponderación, los criterios de mayor importancia son la fácil manufactura y la confiabilidad, y los de menor importancia fueron el desempeño y costo. Esto significa que la mayor prioridad es la de realizar un impulsor de menor complejidad que aun así tenga suficiente rigidez.

**6.4.2 Dimensiones principales.** Las principales dimensiones geométricas de un impulsor son: los diámetros a la succión ( $D_1$ ) y descarga ( $D_2$ ), los ángulos del álabe a la succión ( $\beta_1$ ) y descarga ( $\beta_2$ ), el ancho en la descarga ( $b_2$ ) y el número de álabes ( $z_{LA}$ ). De estos uno de los más importantes es el diámetro de descarga ya que se usa para caracterizar el impulsor de acuerdo a su tamaño y está directamente ligado a la carga desarrollada por el impulsor.

El diagrama de Cordier acumula datos experimentales que nos permiten para una velocidad específica hallar el coeficiente de tamaño óptimo. También permite hacer una aproximación válida de los coeficientes de trabajo.

**Figura 29. Diagrama de Cordier**



Fuente: De las Heras, *Fluidos, Bombas e instalaciones hidráulicas*

La velocidad específica adimensional es:

$$\omega_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = \frac{368,6 * 0,015^{1/2}}{(9,81 * 8)^{3/4}} = 1,71$$

En el diagrama se puede comprobar que lo ideal para esta velocidad específica es un impulsor de flujo mixto. El coeficiente de tamaño ( $D_s$ ) es mayor que 2. Para mayor exactitud se puede utilizar una correlación obtenida de estos datos:

$$D_s \cong \left(\frac{8,26}{\omega_s}\right)^{0,517} = \left(\frac{8,26}{1,71}\right)^{0,517} = 2,26$$

La cual es válida para velocidades específicas mayores a 0,85.<sup>19</sup> Con base a esto podemos determinar que el diámetro específico para un óptimo funcionamiento es 2,26. El diámetro a la salida del impulsor ( $D_2$ ) se puede obtener:

<sup>19</sup> WRIGHT, Terry; GEHART, Philip. *Fluid Machinery, Application, Selection and Design*. 2 ed. New York: CRC Press, 2009. p.75.

$$D_2 = \frac{D_s * Q^{1/2}}{(gH)^{1/4}} = \frac{2,26 * 0,015^{1/2}}{(9,81 * 8)^{1/4}} = 0,093 [m] = 93 [mm]$$

Habiendo determinado la velocidad y el diámetro específicos se pueden conocer los coeficientes de trabajo:

$$D_s = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \quad \omega_s = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}}$$

Al resolver las dos ecuaciones se obtiene que el coeficiente de carga ( $\psi$ ) es 0,06696 y el coeficiente de flujo ( $\varphi$ ) es 0,05066. Teniendo en cuenta los coeficientes hallados anteriormente:

$$\psi_v = 8 * \psi = 0,536$$

El diámetro a la succión no afecta la carga del impulsor sin embargo tiene una influencia muy grande en el fenómeno de la cavitación por tal motivo su elección se hace teniendo como base la velocidad específica de succión deseada.

Si bien teóricamente entre mayor sea el ángulo de descarga ( $\beta_2$ ) se obtendrá una carga mayor esto en la práctica no ocurre debido a efectos adversos debido a ángulos muy grandes por este motivo se suelen utilizar ángulos entre 15° y 35° siendo el rango más común entre 20° y 25°. En cuanto al ángulo de succión ( $\beta_1$ ) este no influye en la carga pero si en la posible cavitación, se suelen usar ángulos entre 15° y 50°. <sup>20</sup>

Respecto al número de álabes de un impulsor no existe forma analítica de determinar su cantidad, sin embargo, hay una serie de recomendaciones con base en las experiencias de los constructores:

✓ Se ha observado que un número mayor a 8 álabes afecta la estabilidad de la curva carga-caudal.

---

<sup>20</sup> VIEJO ZUBICARAY, Manuel. y FERNÁNDEZ, Javier *Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones*. 3 ed. Mexico: Limusa, 2004. p. 59.

✓ La cantidad de álabes debe ser mayor o igual a 5, debido a que con un número menor el espaciado entre álabes a la salida es grande y se presenta mayor desprendimiento del flujo, lo que genera presiones pulsantes innecesarias que incrementan el ruido y las vibraciones.

Para un impulsor semi-axial se recomienda el uso de 5 a 7 álabes.<sup>21</sup> Para el presente diseño se desarrollara un impulsor de 6 álabes. Un valor intermedio buscando un adecuado equilibrio entre ambos fenómenos.

Por último, es necesario estimar el espesor de los álabes, ya que esto tiene un efecto en el factor de bloqueo, en teoría se desea que el espesor sea mínimo para que su efecto en el bloqueo sea bajo, sin embargo, se tiene en mayor estima el criterio de confiabilidad sobre la eficiencia, por lo que se selecciona un espesor mínimo recomendado para el conformado durante la fundición;  $e = 5$  [mm].

## **6.5 DISEÑO CARCASA**

### **6.5.1 Construcción mecánica**

- **Tipo de carcasa**

Se presenta la opción de diseñar la carcasa de tipo voluta o difusor, aunque la carcasa tipo difusor presenta la ventaja de tener aproximadamente sus fuerzas radiales equilibradas, se decide por trabajar con una carcasa tipo voluta debido a que esta no presenta problemas en trabajar en condiciones fuera del punto de diseño.

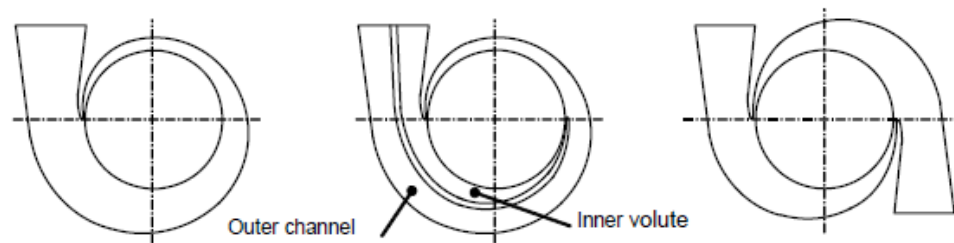
- **Angulo de envoltura**

---

<sup>21</sup> GÜLICH, Johan Friedrich. *Centrifugal Pumps*. 2 ed.: Springer, 2010. p. 342.

Se decide un ángulo de envoltura de  $360^\circ$ , por lo que se va a utilizar una voluta simple, donde se presenta solo un camino y difusor para el flujo. La razón de esta decisión se debe a que las condiciones de operación no requieren el uso de una voluta doble o gemela (Figura 30), además el diseño y construcción de una voluta simple es más sencilla que los otros dos casos.

**Figura 30. Tipos de volutas: simple (izq.), doble (med.), gemela (der.)**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

- **Sección transversal de la voluta.** Se ha observado que la forma de la sección transversal no presenta un mayor efecto en la eficiencia, por lo que se tiene cierta libertad en el diseño, siempre y cuando se cumpla que el área presente un suave y continuo incremento. Se decide por trabajar con una forma trapezoidal simétrica que facilita el diseño (Figura 24).
- **Ubicación de la descarga.** Existen dos ubicaciones recomendadas para la posición del difusor y brida de descarga, una es tangente a la voluta (Figura 30) y la otra es radial al eje de giro (Figura 24), se decide trabajar con una descarga radial, que facilita la ubicación de las tuberías a conectar durante su operación.

- **Separaciones en la voluta.** Se decide optar por el diseño de una voluta que presente una separación radial de su cubierta trasera exclusivamente, debido a que, por su tamaño, que no permite el uso de cubiertas delanteras removibles.

**6.5.2 Metodología de diseño.** El incremento gradual del área se va a realizar considerando una conservación de la velocidad media del flujo en cada sección transversal, donde se dice que el aumento del caudal que ingresa al desarrollo de la voluta hace que se aumente el área para mantener constante la velocidad del flujo.

## **6.6 SELECCIÓN DE TIPO DE SELLADO**

Para disminuir las fugas volumétricas presentes entre el eje y voluta, es necesario el uso de un método de sellado, que permita el giro del eje sin presentar pérdidas mayores debido a la fricción. Los métodos más comunes para el sellado son: empaquetadora con prensaestopas y sellos mecánicos.

Para realizar la selección se considera como criterio de igual ponderación: su efectividad, facilidad de cambio, mantenimiento y tecnología. No se considera el costo como un criterio de selección ya que los sellos mecánicos y empaquetaduras tienen un rango amplio de marcas y precios, debido a las condiciones de este proyecto se elegirá uno de calidad media y precio accesible.

**Tabla 5. Selección de tipo de sellado**

<i>Criterio</i>	<i>Sello mecánico</i>	<i>Empaquetadura</i>
<i>Efectividad</i>	<b>5</b>	5
<i>Facilidad de uso</i>	<b>5</b>	3
<i>Mantenibilidad</i>	<b>4</b>	2
<i>Promedio</i>	<b>4,7</b>	<b>3,3</b>

## **6.7 SELECCIÓN DE MATERIAL Y PROCESOS DE MANUFACTURA**

El proceso de manufactura a realizar para la voluta, cubiertas y alojamiento para los rodamientos será la fundición en arena, donde se realiza un molde de arena a partir de la impresión realizada por un modelo de la pieza en plástico o madera, que deja un negativo en la arena con la forma de la pieza a fabricar, finalmente se vierte el metal líquido que ocupará el espacio vacío tomando la forma de la pieza. El impulsor se fabricará mediante impresión 3D utilizando el polímero ingenieril ABS esto debido a su geometría compleja que dificulta la fabricación del modelo y su fundición.

Se decide fundir las anteriores piezas en aluminio debido a que la bomba responde a un aporte académico para la escuela de ingeniería mecánica, se espera que la bomba opere durante ciertas ocasiones como parte de una demostración académica. Además, respondiendo a la necesidad de ampliar el conocimiento del diseño de bombas centrífugas, se espera que este prototipo sea fácilmente transportable a los salones de clase, por lo que es ventajoso el uso de aluminio ya que este reduce en gran medida el peso total de la bomba.

Posterior a la fundición, se realizará el rectificado de las bridas de la voluta y de los diámetros del hueco del impulsor y cámara de sellado. Finalmente se realizan las perforaciones para la tornillería en las bridas, cubierta trasera y alojamiento de rodamientos.

## 7. DISEÑO DETALLADO

### 7.1 DISEÑO DEL IMPULSOR

Debido a que la transformación de energía no es perfecta, es importante realizar el cálculo para el dimensionamiento del impulsor teniendo en cuenta que van a existir pérdidas, por esto como primera medida en el diseño del impulsor es necesario hacer una estimación previa de estas eficiencias, ya que no se tienen datos previos del rendimiento de impulsores exactamente iguales, hay que recurrir a datos experimentales estadísticos que presenten la eficiencia como función de la velocidad específica en forma de graficas (Figura 31) o en forma de regresiones estadísticas.

- **Eficiencia óptima.** según datos estadísticos<sup>22</sup> se ha observado que la eficiencia total de la bomba es una función de su velocidad específica, donde:

$$\eta_{opt} = 1 - 0,095 * \left(\frac{1}{Q}\right)^{m1} - 0,09 * \ln\left(\frac{N_s}{45}\right)^{2,5}$$
$$m1 = 0,1 * \left(\frac{1}{Q}\right)^{0,15} * \left(\frac{45}{N_s}\right)^{0,06} = 0,1 * \left(\frac{1}{0,015}\right)^{0,15} * \left(\frac{45}{90,63}\right)^{0,06} = 0,18$$
$$\eta_{opt} = 1 - 0,095 * \left(\frac{1}{0,015}\right)^{0,18} - 0,09 * \ln\left(\frac{90,63}{45}\right)^{2,5} = 0,79$$

Por lo que se espera que, en condiciones óptimas, se esté trabajando con una eficiencia de aproximadamente de 79%. Se observa que esta es una eficiencia alta, que solo se consigue en bombas industriales de gran tamaño, sin embargo, se va a seguir utilizando ya que este impulsor es un prototipo a escala.

---

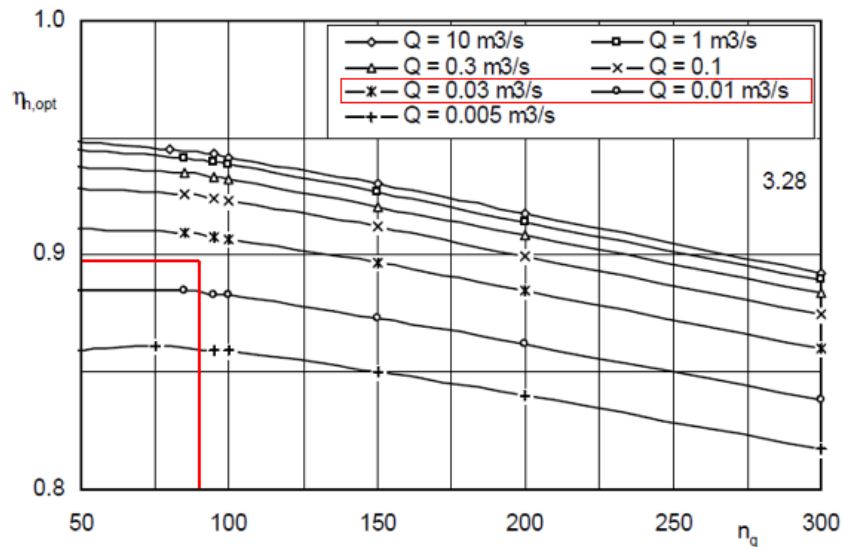
<sup>22</sup> GÜLICH, Johan Friedrich. Centrifugal Pumps. 2 ed.: Springer, 2010. p.115.

- **Eficiencia hidráulica:**

$$m_2 = 0,08 * \left(\frac{1}{Q}\right)^{0,15} * \left(\frac{45}{N_s}\right)^{0,06} = 0,144$$

$$\eta_h = 1 - 0,055 * \left(\frac{1}{Q}\right)^{m_2} - 0,09 * \log\left(\frac{N_s}{45}\right)^{2,5} = 0,895$$

**Figura 31. Diagrama estadístico de eficiencia vs velocidad específica**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

- **Eficiencia volumétrica.**  $Q_i = Q + Q_{sp} + Q_E + Q_H$

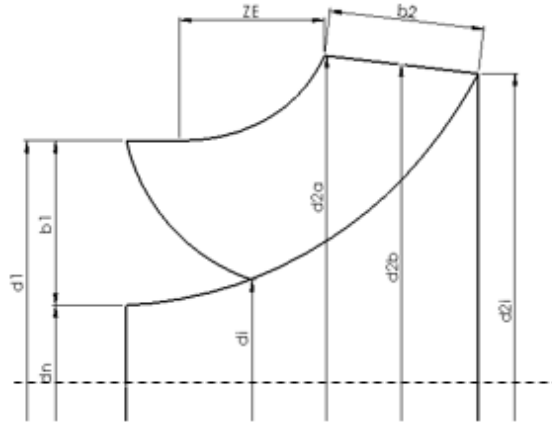
Estimación de las fugas:

- Como el impulsor no posee orificios de balance de esfuerzos axiales:  $Q_E = 0$
- Las fugas externas a través de los sellos mecánicos son nulas:  $Q_H = 0$
- Las fugas internas a la entrada del impulsor, si se utilizan holguras que cumplan las normas API, se pueden estimar con la correlación:

$$Q_{sp} = \frac{0,5}{N_s^{0,6}} * Q = 1,51 * 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s}\right] \quad Q_i = 0,015151 \left[\frac{m^3}{s}\right] \quad \eta_v = \frac{Q}{Q_i} = 0,99$$

- **Eficiencia mecánica.**  $\eta_m = \frac{\eta_{opt}}{\eta_h \eta_v} = \frac{0,79}{0,89 * 0,99} = 0,90$

**Figura 32. Parámetros de diseño de la sección meridional de un impulsor semi-axial**



- **Diámetro del eje y el cubo.** El diámetro del eje en el impulsor se obtiene basándose en tres criterios: los esfuerzos de torsión, la deflexión debida a las fuerzas radiales del impulsor y la velocidad crítica. Como una primera aproximación se calcula el diámetro mínimo para que el eje pueda transmitir el momento. El material del eje es acero AISI/SAE 4140 por lo que su esfuerzo cortante admisible ( $\tau$ ) es 317,5 MPa. La potencia máxima es:

$$N_{max} = \frac{\rho g Q H}{\eta_{opt}} = \frac{1000 * 9,8 * 0,015 * 8}{0,79} = 1490 [W]$$

$$d_{w,min} = 3,65 * \left[ \frac{N_{max}}{n * \tau} \right]^{1/3} = 3,65 * \left[ \frac{1490}{3520 * 2,187 * 10^8} \right]^{1/3} = 0,0045 [m] = 4,0 [mm]$$

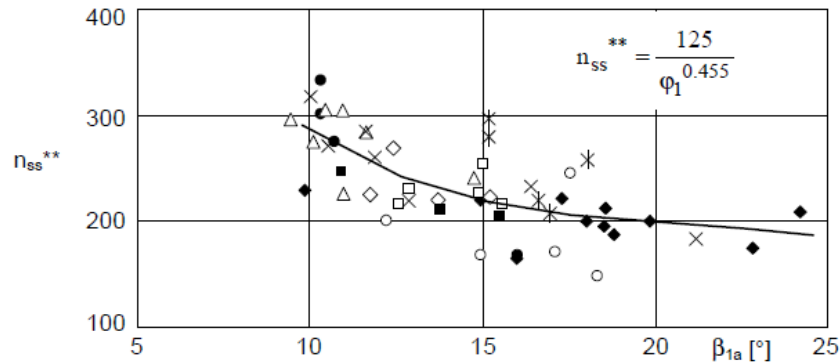
A pesar de poder utilizar un diámetro mínimo de 4,0 [mm] con el fin de obtener mayor seguridad y poder usar medidas comerciales se tomará el diámetro del eje de 1/2" lo que equivale a 12,7 [mm]. El diámetro del cubo está directamente

relacionado con el del eje. Utilizando como criterio para la selección de este el espesor mínimo de la pared de 5 [mm] para una adecuada fundición el diámetro del cubo es:

$$d_n = d_w + 10 = 22,7 [mm]$$

- Diámetro del impulsor a la entrada y ángulo de succión.** Existen varios criterios para seleccionar el diámetro del impulsor a la entrada, uno de los más útiles es con base en la velocidad específica de succión. Este parámetro adimensional está directamente relacionado con el diámetro del impulsor a la entrada ( $D_1$ ) y el ángulo de succión ( $\beta_1$ ). La relación entre estos parámetros se ha obtenido a partir de múltiples datos experimentales y se representa de forma gráfica (Figura 33).

**Figura 33. Velocidad específica de succión estandarizada en función del ángulo de la succión**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

La velocidad específica de succión estandarizada es un parámetro que relaciona la velocidad específica de la bomba ( $N_s$ ), la velocidad específica de succión ( $N_{ss}$ ) y el bloqueo causado por el cubo ( $k_n$ ).

$$N_{ss}^{**} = \frac{N_{ss}}{\sqrt{k_n}} \left[ \frac{27}{N_s} \right]^{0,19} \quad k_n = 1 - \left[ \frac{d_n}{D_1} \right]^2$$

Los datos de la gráfica (Figura 33) se pueden expresar mediante la siguiente correlación empírica:

$$N_{ss}^{**} = \frac{125}{\Phi_1^{0,445}} \quad \tan[\beta_1] = \Phi_1$$

Una vez se tiene el ángulo de succión y asumiendo que no hay pre-rotación ( $\alpha_1=90^\circ$ ) se puede obtener el diámetro a la entrada.

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0,483 * \omega_s^{0,667} * \Psi^{0,5}}{[k_n * \tan(\beta_1)]^{0,333}}$$

Sin embargo, debido a que el bloqueo causado por el cubo depende de este mismo diámetro es necesario realizar un proceso iterativo. Buscando conseguir una velocidad específica de succión de 240 después de varias iteraciones se obtienen los siguientes datos:

$$D_1 = 69 [mm]$$

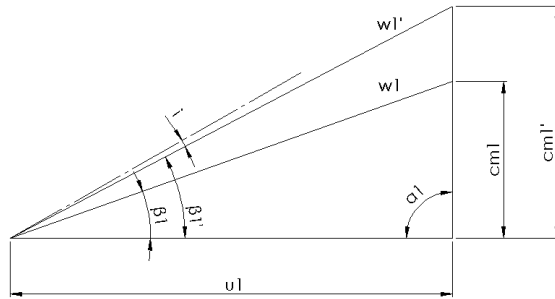
$$\beta_1 = 19,2^\circ$$

Este diámetro es medido en la línea externa del álabe también se debe determinar el diámetro de la línea interior el cual se eligió:

$$d_{1i} = 30 [mm]$$

- **Triángulo de velocidades a la entrada del impulsor.** La construcción de los triángulos de velocidades se puede hacer si son conocidos la base del triángulo,  $u$ ; su altura,  $c_m$ , y uno de sus ángulos, por ejemplo,  $\beta$ . Para el triángulo de velocidades a la entrada (Figura 16) cuando se considera un flujo sin pre-rotación ( $\alpha_1=90^\circ$ ) es suficiente con saber  $u_1$  y  $\beta_1$  para determinar  $c_{m1}$  y el resto de magnitudes.

**Figura 34. Triangulo de velocidades entrada del impulsor**



Partiendo de:

$$\beta_1 = 19,2^\circ \quad u_1 = \frac{\pi}{60} * D_1 * n = \pi * 0,069 * \frac{3520}{60} = 12,77 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Se pueden obtener las velocidades:

$$c_1 = c_{m1} = u_1 * \tan(\beta_1) = 12,77 * \tan(19,2) = 4,45 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2} = \sqrt{12,77^2 + 4,45^2} = 13,52 [m/s]$$

Estos valores deben ser corregidos ya que no tienen en cuenta el efecto del bloqueo de los álabes. El factor de bloqueo se puede obtener:

$$\tau_1 = \left[ 1 - \frac{z_{LA} * e_1}{\pi * D_1 * \tan(\beta_{1B}) * \sin(\lambda_{La})} \right]^{-1}$$

Si los álabes no son perpendiculares a la base una cantidad adicional de fluido es desplazada esta es representada por el factor ( $\lambda_{La}$ ) que, debido a un proceso iterativo de prueba y error, se va a tomar como  $50^\circ$ .

La velocidad meridional después de esta corrección es:

$$c_{m1}' = \tau_1 * c_{m1}$$

Con esto el nuevo ángulo en la succión sería:

$$\beta_1' = \tan^{-1} \left( \frac{c_{m1}'}{u_1} \right)$$

Para obtener el ángulo del álabe es necesario agregar una incidencia debido al desprendimiento, lo que ocasiona una diferencia entre el ángulo del álabe y el del flujo. Por recomendación se tomará una incidencia ( $i_1$ ) de  $2^\circ$ .

$$\beta_{1B} = \beta'_1 + i_1$$

El factor de bloqueo no se puede obtener sin tener el ángulo del álabe. Por esto se itera hasta obtener un resultado que converja:

$$c'_1 = c_{m1}' = 6,59 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$\beta'_1 = 27,4^\circ \quad \beta_{1B} = 27,4^\circ + 2^\circ = 29,4^\circ$$

$$w_1' = \sqrt{u_1^2 + c_1'^2} = \sqrt{12,77^2 + 6,59^2} = 14,37 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

- **Diámetro medio, interno y aritmético a la salida.** Debido a la orientación de la descarga de un impulsor mixto esta no tiene un diámetro constante por lo que se usan varios diámetros dependiendo del punto en que se mida para caracterizar el impulsor (Figura 32).

✓ Diámetro exterior:  $d_{2a} = D_2$

✓ Diámetro medio:

$$\frac{d_{2m}}{d_{2a}} = \exp\left(-0,04 * \left(\frac{N_s}{30} - 1\right)\right) = \exp\left(-0,04 * \left(\frac{90,63}{30} - 1\right)\right) = \frac{d_{2m} [mm]}{93[mm]}$$

$$d_{2m} = 86 [mm]$$

✓ Diámetro interno:

$$\frac{d_{2i}}{d_{2a}} = \sqrt{2 * \left(\frac{d_{2m}}{d_{2i}}\right)^2 - 1} = \sqrt{2 * \left(\frac{86}{d_{2i}}\right)^2 - 1} = \frac{d_{2i}}{93} ; d_{2i} = 88 [mm]$$

✓ Diámetro aritmético:  $d_{2b} = \frac{1}{2}[d_{2a} + d_{2i}] = 90[mm]$

- **Ancho de la descarga.** El ancho en la descarga se puede obtener a partir de datos empíricos como los mostrados en la gráfica (Figura 35). La grafica se puede expresar también como una correlación:

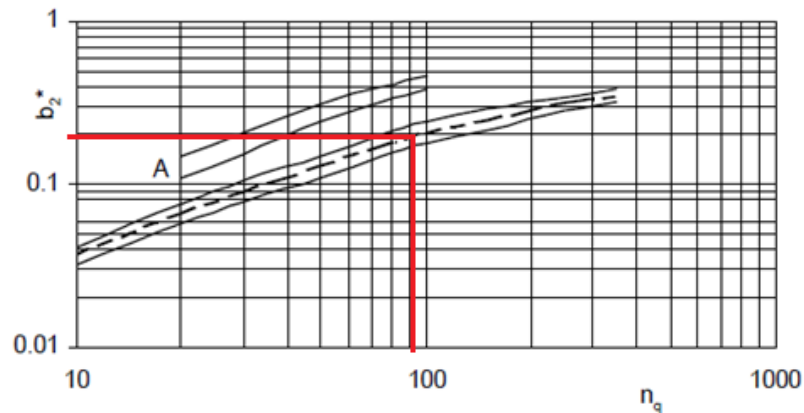
$$b_2^* = 0,017 + 0,262 * \frac{N_s}{100} - 0,08 \left( \frac{N_s}{100} \right)^2 + 0,0093 \left( \frac{N_s}{100} \right)^3$$

$$b_2^* = 0,017 + 0,262 * \frac{90,63}{100} - 0,08 \left( \frac{90,63}{100} \right)^2 + 0,0093 \left( \frac{90,63}{100} \right)^3 = 0,1957$$

Una vez se tiene el ancho adimensional se puede hallar

$$b_2^* = \frac{b_2}{D_2} = 0,1957 \quad b_2 = 0,1957 * 93[mm] = 18 [mm]$$

**Figura 35. Ancho de la descarga adimensional en función de la velocidad específica**



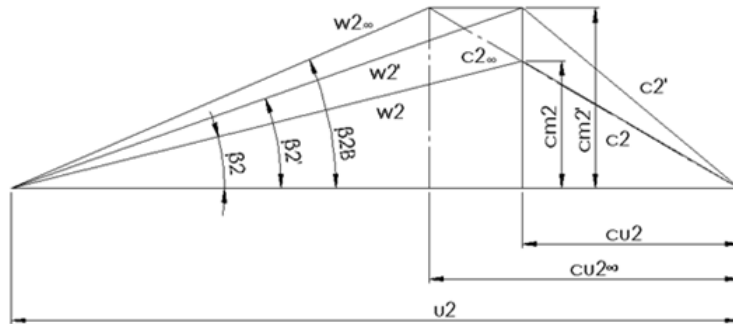
Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

- **Triángulo de velocidades a la salida del impulsor.** Para la construcción del triángulo a la salida se cuenta con dos magnitudes conocidas:

$$u_2 = \frac{\pi}{60} * D_2 * n = \pi * 0,093 * \frac{3520}{60} = 17,14 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$c_{m2} = \frac{Q}{\eta_v * \pi * d_{2b} * b_2} = \frac{0,015}{0,99 * \pi * 0,090 * 0,018} = 2,98 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

**Figura 36. Triángulo de velocidades salida del impulsor**



El tercer factor a hallar para poder construir el triángulo de velocidades es el ángulo del álabe. La carga de la bomba es función de la velocidad periférica, la velocidad meridional y el ángulo del álabe a la salida de la bomba. Cuando se asumen álabes infinitos la carga es dada por:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} \left( 1 - \frac{c_{m2}}{u_2 * \tan\beta_2} \right)$$

Sin embargo como se había visto antes esta expresión se debe corregir debido al bloqueo de los álabes (Figura 17) y el deslizamiento (Figura 18) dando lugar a:

$$H_T = \frac{u_2^2}{g} \left( \gamma - \frac{\tau_2 * c_{m2}}{u_2 * \tan\beta_{2B}} \right) = \frac{H}{\eta_h} = \frac{8}{0,895} = 8,94 [m]$$

Para obtener el ángulo del álabe hace falta conocer el factor de bloqueo y de deslizamiento. El factor de bloqueo se obtiene de forma similar a la entrada:

$$\tau_2 = \left[ 1 - \frac{z_{LA} * e_2}{\pi * D_2 * \tan(\beta_{2B}) * \text{sen}(\lambda_{LA})} \right]^{-1}$$

El factor de deslizamiento se obtiene:

$$\gamma = f_1 \left[ 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}(\beta_{2B})}}{z_{LA}^{0,7}} \right] k_w \quad f_1 = 1,02 + 1,2 * 10^{-3} (N_s - 50) \quad k_w = 1 - \left[ \frac{d_{1m}^* - \epsilon_{lim}}{1 - \epsilon_{lim}} \right]^3$$

$$\epsilon_{lim} = \exp \left( -8,16 * \frac{\text{sen}(\beta_{2B})}{z_{LA}} \right) \quad d_{1m} = \sqrt{0,5 [D_1^2 + d_{1i}^2]} \quad d_{1m}^* = \frac{d_{1m}}{D_2}$$

Mediante un proceso iterativo podemos obtener estos dos factores y el ángulo.

$$\tau_2 = 1,416 \quad \gamma = 0,873 \quad \beta_{2B} = 23,21^\circ$$

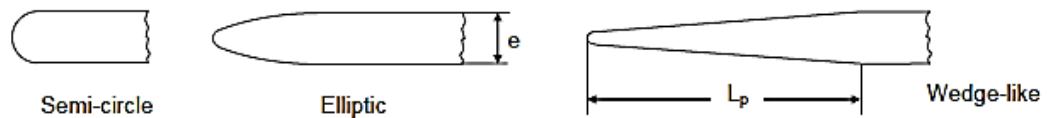
Mediante las respectivas identidades trigonométricas se halla cada uno de los componentes de los triángulos (Tabla 6).

**Tabla 6. Principales parámetros del triángulo de velocidades a la descarga**

ANGULOS [°]	$\beta_2=13,9$	$\beta_2'=19,4$	$\beta_{2B}=23,2$
VELOCIDAD ABSOLUTA [m/s]	$C_2=5,94$	$C_2'=6,64$	$C_{2\infty}=8,41$
	$C_{m2}=2,98$	$C_{m2}'=4,22$	$C_{m2}'=4,22$
	$C_{u2}=5,12$	$C_{u2}=5,12$	$C_{u2\infty}=7,27$
VELOCIDAD RELATIVA [m/s]	$W_2=10,71$	$W_2'=12,74$	$W_{2\infty}=12,39$

- **Borde/filo del perfil de ataque del álabe.** Se seleccionó el perfil de ataque semi-circular debido a que se ve menos afectado cuando trabaja a carga parcial, además se ha observado que es un perfil comúnmente utilizado en los impulsores de flujo mixto.

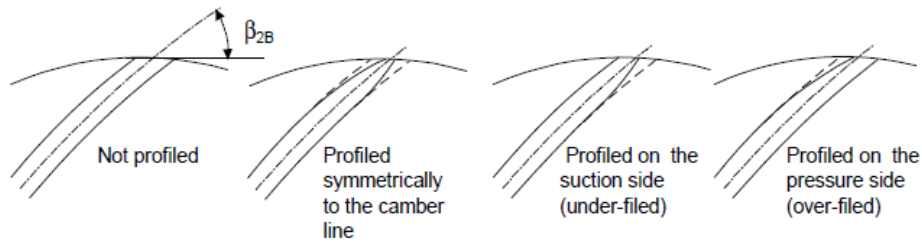
**Figura 37. Tipos de borde para el perfil de ataque del álabe**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

- **Perfil del borde de salida del álabe.** La terminación del álabe se mantendrá sin perfilar para evitar el maquinado y mantener la integridad estructural, ya que se busca que el álabe resista cuando trabaje a carga parcial.

**Figura 38. Tipos de terminación para el álabe**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

- **Longitud del álabe y extensión axial.** La longitud del álabe se determina a partir de la carga del álabe. No existe un criterio totalmente confiable para determinar la carga admisible de un álabe. Sin embargo, hay algunas sugerencias:

$$\xi_{ad} = \left[ \frac{40}{N_s} \right]^{0,77} = \left[ \frac{40}{90,63} \right]^{0,77} = 0,533$$

Se recomienda que la carga en el álabe sea un 10% menor a esta para protegerlo de pulsaciones de presión y fuerzas hidráulicas de excitación.

$$\xi_{eff} = 0,90 * \xi_{ad} = 0,479$$

La carga efectiva se puede hallar:

$$\xi_{eff} = 2 * \pi * \frac{\psi_v}{\eta_h * z_{LA} * L_{sch} * (w_1^* + w_2^*)}$$

$$L_{sch}^* = \frac{L_{sch}}{D_2} = 0,924 \quad ; \quad L_{sch} = 86 [mm]$$

La recomendación para la extensión axial ( $z_E$ ) del álabe es:

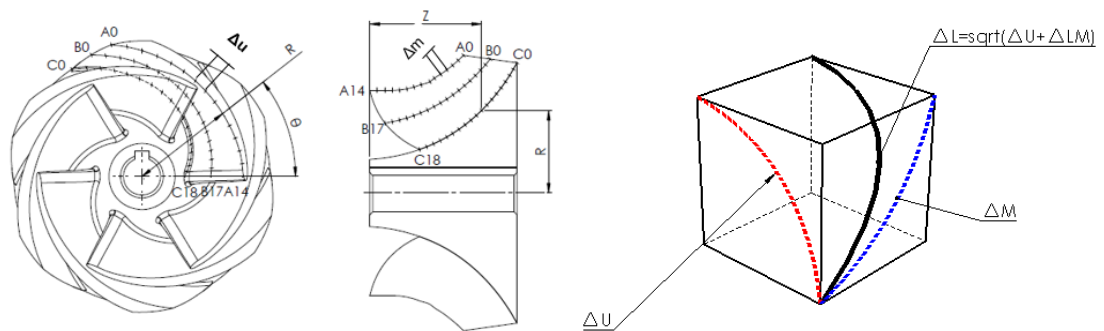
$$z_E = (D_2 - D_1) \left( \frac{N_s}{74} \right)^{1,07} = (93 - 69) \left( \frac{90,63}{74} \right)^{1,07} = 0,0293 [m] = 29 [mm]$$

Para comparar el diseño se utilizó el software para diseño de turbomáquinas CFTurbo. Los resultados obtenidos con este software se muestran en el Anexo 2.

- **Diseño de la curva del álabe.** Para diseñar el álabe es necesario realizar al menos tres de las trayectorias que realizaría una partícula en el interior del

impulsor, en la línea más externa, interna y media del álabe (Figura 39). Se sabe que, en una representación que muestre el radio real del álabe, su entrada es axial y su salida es diagonal, por lo que se aplica el mismo procedimiento previamente explicado de los triángulos de velocidades para los dos puntos a la entrada y salida del impulsor.

**Figura 39. Diseño del álabe a partir de los triángulos de Kaplan**

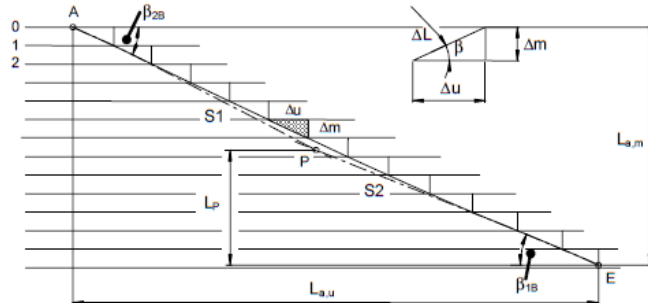


### Procedimiento para el diseño de los triángulos de Kaplan

✓ **Perfil del impulsor en radios equivalentes.** Se procede a diseñar la curvatura externa equivalente, para esto, se traen los puntos de la curvatura a la misma posición angular, por lo que se presenta solamente el radio real y la posición axial. Para el diseño se presenta la libertad de usar ecuaciones o líneas rectas y curvas tangentes para realizar la curva externa. Una vez se tenga la curva, esta se debe dividir en 'n' elementos iniciando desde el  $d_2$  al  $d_1$ , separados por un diferencial  $\Delta m$  constante, donde se obtienen las coordenadas de R y Z. Se realiza la curva media e interna con un procedimiento similar al de la curva externa, estos se encuentran equidistantemente separados.

- ✓ **Desarrollo del álabe en su longitud real.** Se va a presentar el desarrollo del álabe como triángulos rectos que tienen un alto de  $\Delta m$  y un ancho  $\Delta u$  que generan una hipotenusa de longitud  $\Delta L$  que es una aproximación de la longitud real entre un punto y el siguiente. Entre  $\Delta u$  y  $\Delta L$  se presenta un ángulo  $\beta_{iB}$  que varía gradualmente desde  $\beta_{2B}$  a  $\beta_{1B}$ . la sumatoria de  $\Delta L$  debe ser aproximadamente  $L_{sch}$ . Se repite este mismo procedimiento con las líneas media e interna.

**Figura 40. Desarrollo del álabe en longitud real**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

- ✓ **Envoltura del álabe.** La separación entre punto y punto observado desde la vista frontal, está dado por los radios  $R$  y la distancia mínima entre punto y punto, que es equivalente a  $\Delta u$ . De esta manera se obtiene la coordenada angular de cada punto, de la curva, este proceso se repite con cada curva para poder obtener un grupo de puntos que representan el comportamiento del álabe.

## 7.2 DISEÑO DE LA CARCASA

- ✓ **Flujo a través de la voluta.** Se considera que el caudal con el cual se debe diseñar la voluta es el caudal de operación, es decir 15 [LPS].

✓ **Diámetro a la lengua.** Entre el impulsor y la lengua se debe mantener un claro o separación que le permita al flujo de equilibrar su presión que se presenta entre la superficie de succión y la superficie de presión, para que se limite las presiones pulsantes. El diámetro al corta aguas ( $d_z$ ) se calcula como función de la velocidad específica y la carga, donde:

$$\frac{d_z}{d_{2a}} = 1,03 + 0,1 * \frac{n_q}{40} + 0,07 * \frac{\rho * H}{10^6} ; \quad d_z = 1,257 * d_{2a} = 107 [mm]$$

Sin embargo, este diámetro no se va a utilizar debido a que presenta una diferencia con el diámetro exterior del impulsor mayor al 25% lo que puede afectar la eficiencia de la bomba y que en el caso de este prototipo no hay una razón por la que sea necesario trabajar con esta separación excesiva, ya que la diferencia entre presión de ambas superficies del álabe se espera que sea mínima y no se espera que se presenten efectos de dilatación del metal por el incremento de temperatura.

✓ **Ancho a la entrada de la voluta.** Para obtener una transición suave entre la voluta y el difusor de descarga, se desea que  $b_3$  sea de gran tamaño, ya que con esto se consigue que el ancho y el alto de cada sección sean similares. Sin embargo, debido a que en velocidades específicas altas, una relación de  $b_3/b_2$  grande puede generar un fuerte efecto de flujos secundarios, se limita a que  $b_3/b_2 = 1.2$ , por tanto:

$$b_3 = 1,2 * b_2 = 21,8 [mm]$$

✓ **Perfil de la lengua.** Se desea que la lengua presente un perfil elíptico, que le permita ser insensible a los efectos durante condiciones de operación variables. La teoría recomienda que el espesor  $e_3$  sea aproximadamente del 2% del diámetro  $d_{2a}$ , pero este resultado presentaría un espesor menor a 2 [mm] por lo que se decide que:  $e_3 = 5 [mm]$ .

Donde se encuentra ubicado en un diámetro equivalente  $d'_z$ :

$$d'_z = \frac{e_3}{2} + d_z = 109,5 \text{ [mm]}$$

La lengua presenta una inclinación  $\alpha_{3B}$  con la dirección circunferencial que debe ser aproximada al ángulo con el que llega el flujo a la voluta, por tanto:

$$C_{3m} = \frac{Q}{\pi * d_z * b_3} = \frac{0,015}{\pi * 0,116 * 0,0218} = 1,89 \text{ [m/s]}$$

$$C_{3u} = C_{2u} \frac{d_2}{d_3} = 3,29 \text{ [m/s]} \quad \alpha_3 = \tan^{-1} \left( \frac{C_{3m}}{C_{3u}} \right) = 29,5^\circ$$

Se considera que se puede presentar una variación de  $\pm 3^\circ$ , por lo que se decide trabajar con:

$$\alpha_{3B} = \alpha_3 + 1,5^\circ = 31^\circ$$

✓ **Diseño del área de la sección transversal de la voluta.** La sección transversal se diseña de acuerdo a la metodología aplicada, se tiene que el área de la garganta en cada sección parcial de la voluta tiene que satisfacer que:

$$\int_{r_z}^{r_A} \frac{b}{r} dr = \frac{Q_{opt} \varepsilon}{360^\circ c_{2u} r_2}$$

Para esta integración se ha realizado una solución analítica que evalúa las secciones parciales como si la sección transversal fuera un círculo:

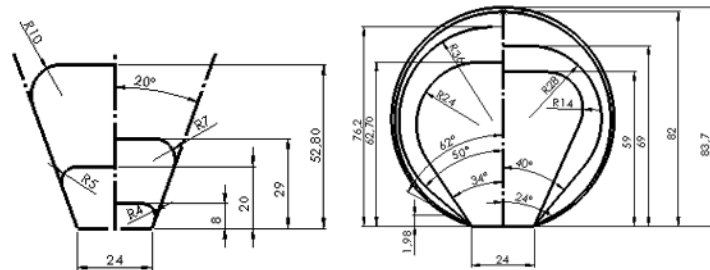
$$d_{3q} = X_{Sp} + \sqrt{2 * d'_z + X_{Sp}} \quad A_{3q} = \frac{\pi * d_{3q}^2}{4} \quad X_{Sp} = \frac{Q}{\pi * c_{2u} * r_2} * \frac{\varepsilon}{2\pi}$$

**Tabla 7. Área de sección transversal circular**

$\varepsilon_{sp}^\circ$	$d_{eq}[\text{mm}]$	$A_{eq} [\text{mm}^2]$	$\varepsilon_{sp}^\circ$	$d_{eq}[\text{mm}]$	$A_{eq} [\text{mm}^2]$
0	0	0	216	64,76	3294
36	23,59	437,2	252	70,97	3956
72	34,52	935,7	288	76,89	4643
108	43,36	1476	324	82,56	5353
144	51,11	2052	360	88,03	6087
180	58,18	2659			

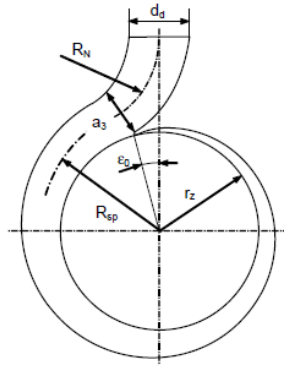
A partir del resultado del área de una voluta de sección circular, se diseñan las formas trapezoidales de área aproximadamente equivalente que gradualmente se transforman en secciones circulares para la sección final de la voluta.

**Figura 41. Sección transversal trapezoidal equivalente**



✓ **Diseño del difusor de descarga.** Se recomienda para las bombas con una velocidad específica superior a 80, que el difusor no siga desacelerando más el flujo, por lo que, en el diseño del difusor, solo se va a subir ligeramente su diámetro para conseguir el ancho de una brida deslizable estándar de 3 1/2" que es 90,68 [mm]. Para la transición entre el final de la voluta y la brida de descarga, se recomienda que el difusor tenga un ángulo de giro de aproximadamente 20° para llegar al tamaño y posición final, sin embargo, por diseño se observó que con un ángulo de 25° se obtenía una variación más suave de la sección transversal del difusor.

Figura 42. Voluta con descarga radial



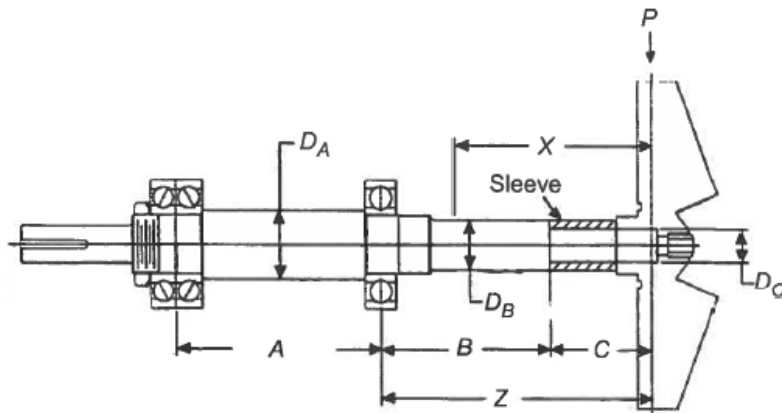
Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

### 7.3 DISEÑO DEL EJE

Para el diseño del eje se debe evaluar cada uno de los criterios que pueden generar una falla entre estos se tiene: las deflexiones, la resistencia a la fatiga y la velocidad crítica. Como primera medida se determinó el diámetro del eje en el impulsor a partir de los esfuerzos cortantes:

$$d_w = 12,7 \text{ [mm]}$$

Figura 43. Eje con impulsor en voladizo



Fuente: ANSI/HI 1.3-2013

Con base en las condiciones de espacio y los tamaños comerciales de los elementos que van montados sobre el eje se fijan unas dimensiones para el eje (Figura 43):

$$D_A = 38 [mm] \quad D_B = 25,4 [mm] \quad D_C = d_w = 12,7 [mm]$$

$$A = 71,9 [mm] \quad B = 119 [mm] \quad C = 49,5 [mm]$$

Estas dimensiones son verificadas posteriormente teniendo en cuenta los tres criterios antes mencionados. Algunos elementos como las cuñas y tornillos fueron calculados mas no se incluyen en el documento para evitar que sea más extenso.

**7.3.1 Fuerzas sobre el eje.** Las fuerzas hidráulicas son las dos fuerzas más importantes que actúan en el eje estas se dividen en fuerzas axiales y radiales. La fuerza axial en un impulsor de flujo mixto de tipo semi-abierto se puede estimar conociendo el diámetro de entrada del impulsor ( $D_1$ ) y el diámetro del eje en la posición del sello mecánico ( $D_B$ ):

$$F_{ax} = \rho g H f_{ha} \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_B^2)$$

Donde el factor empírico ( $f_{ha}$ ) se calcula:

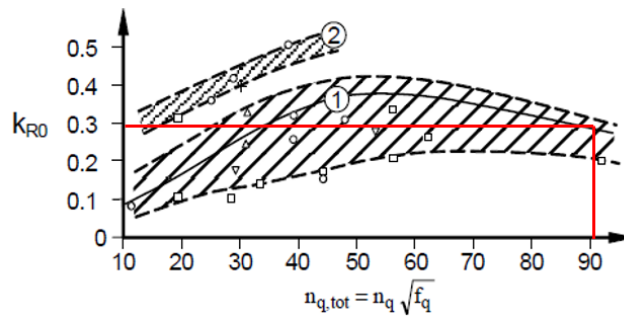
$$f_{ha} = \left( \frac{200}{N_s} \right)^{0,28} = \left( \frac{200}{90,63} \right)^{0,28} = 1,248$$

$$F_{ax} = 1000 * 9,81 * 8 * 1,248 * \frac{\pi}{4} (0,069^2 - 0,0254^2) = 316,6 [N]$$

La fuerza radial por su parte, es el resultado de una distribución de presiones no uniforme en las caras internas de la voluta. Se observa que la máxima fuerza radial se presenta durante la operación de la bomba a caudal nulo, la fuerza radial se puede aproximar:

$$F_R = K_{R0} * \rho * g * H * d_2 * b_{2tot} \quad b_{2tot} = b_2 + e_2 = 23,16 [mm]$$

**Figura 44. Coeficiente de fuerza radial estática para voluta simple**



Fuente: Gülich, *Centrifugal pumps*

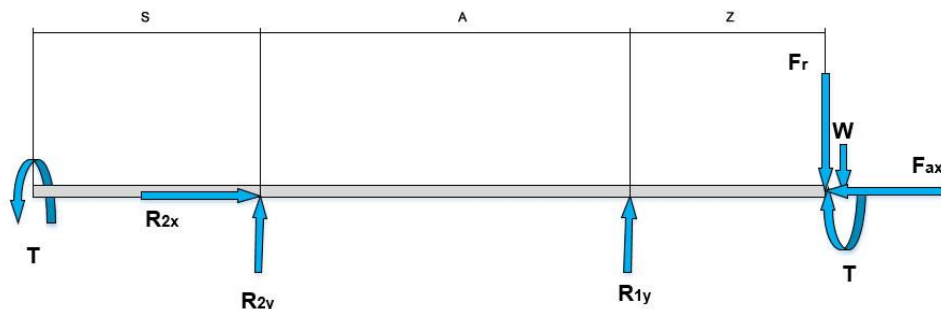
$$K_{R0} \approx 0,29 \quad F_R = 0,29 * 9810 * 8 * 0,093 * 0,02316 \approx 50[N]$$

Por ultimo sobre el eje también actúa el peso del impulsor el cual dependiendo del material este puede ser despreciable. A pesar de que obtener el volumen del impulsor es algo complejo el uso de algunas herramientas CAD como SOLIDWORKS puede permitir obtener una aproximación de forma fácil. Para el presente caso la masa del impulsor ( $M_i$ ) es de 0,33 [kg] por lo tanto su peso es:

$$W = M_i g = 0,33 * 9,81 = 3,2 [N]$$

A partir del diagrama de cuerpo libre del eje (Figura 45) se pueden obtener las resultantes en los apoyos.

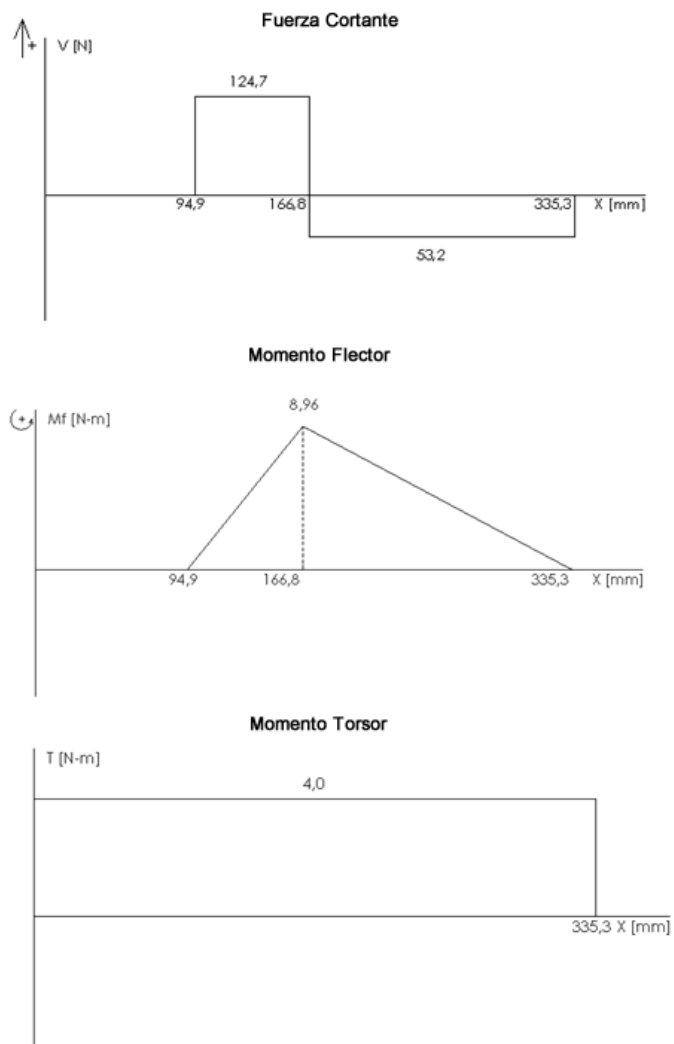
**Figura 45. Diagrama de cuerpo libre del eje**



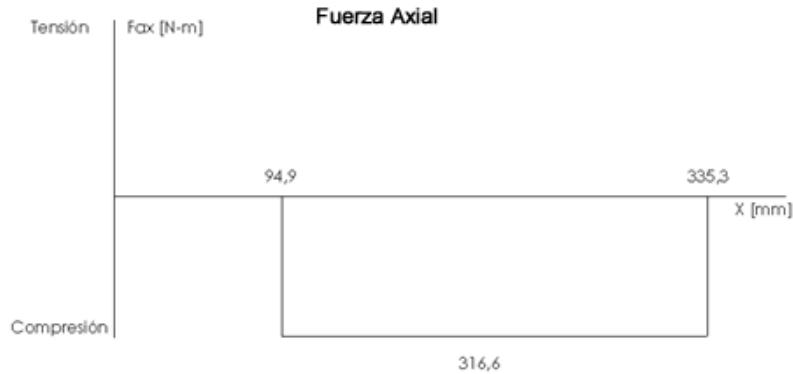
**Tabla 8. Reacciones de los apoyos en el eje**

	CARGA [N]
$R_{1y}$	177,9
$R_{2y}$	-124,7
$R_{2x}$	316,6

**Figura 46. Diagramas de fuerzas y momentos en el eje**



**Figura 46. (continuación)**



**7.3.2 Deflexión en el eje.** De acuerdo a las especificaciones de la norma ISO 5199 la máxima deflexión en la cámara de sellado dentro del rango de operación permitido por la bomba a velocidades de trabajo es de 0,05 mm.

La deflexión en cualquier punto del eje cuando X es menor a C (Figura 43) se puede obtener:

$$\delta_x = \frac{P}{3E} \left\{ \frac{ZA(Z - X)}{I_A} + C^3 \left( \frac{1}{I_C} - \frac{1}{I_B} \right) + \frac{Z^3}{I_B} + \frac{X^3}{3I_C} - \frac{3X}{2} \left[ C^2 \left( \frac{1}{I_C} - \frac{1}{I_B} \right) + \frac{Z^2}{I_B} \right] \right\}$$

Los momentos de inercia se hallan:

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 \quad I_A = \frac{\pi}{64} 38^4 = 102354 [mm^4]$$

$$I_B = \frac{\pi}{64} 25,4^4 = 20432 [mm^4] \quad I_C = \frac{\pi}{64} 12,7^4 = 1277 [mm^4]$$

El módulo de elasticidad (E) del acero en cuestión es 205 GPa. La carga (P) que actúa en el eje se debe a dos fuerzas: la fuerza radial ejercida por el fluido y el peso del impulsor (M<sub>I</sub>):

$$P = F_R + M_I g = 50 + 0,33 * 9,81 = 53,2 [N]$$

La deflexión en la cámara del sello ( $X = [mm]$ ) es:

$$\delta_x = 0,0135[mm]$$

Dado que esta deflexión es menor a la requerida por la norma el diseño es aceptable bajo este criterio.

**7.3.3 Resistencia a la fatiga.** Para el análisis de fatiga como primera medida es necesario conocer la resistencia del material a la fatiga, así como sus demás propiedades mecánicas, se decide trabajar con Acero AISI 4140, cuyos valores son:

- Resistencia última a la tracción:  $S_{ut} = 972 [MPa]$
- Resistencia a la fluencia:  $S_y = 635 [MPa]$
- Resistencia a la fatiga a vida infinita:  $S'_e = 0,506 * S_{ut} = 492 [MPa]$
- Resistencia a la fatiga modificada:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e$$

**Factores de modificación:**

- Factor de acabado superficial:

Cuando la manufactura se produce por maquinado tenemos:

$$a_1 = 4,51 \quad b_1 = -0,265 \quad k_a = a_1 * \left[ \frac{S_{ut}}{10^6} \right]^{b_1} = 4,51 * \left[ \frac{321}{10^6} \right]^{-0,265} = 0,7285$$

- Factor de tamaño:  $k_b = \left[ \frac{D}{7,62} \right]^{-0,107} = \left[ \frac{30}{7,62} \right]^{-0,107} = 0,864$

- Factor de carga: considerando la carga de torsión:  $k_c = 0,57$

- Factor de temperatura:  $k_d = 1$

- Factor de confiabilidad: para una confiabilidad de 99,9%:  $k_e = 0,753$

$$S_e = 0,7285 * 0,864 * 0,57 * 1 * 0,753 * 492 = 133[MPa]$$

Los puntos críticos en que se evaluara la fatiga se obtienen a partir de los diagramas de momentos. Los concentradores de esfuerzos en las entalladuras son:

- Flexión:  $K_{f;fx} = 1 + q_f(K_{t;fx} - 1) = 1 + 0,9(2,1 - 1) = 1,99$
- Torsión:  $K_{f;t} = 1 + q_{fs}(K_{t;t} - 1) = 1 + 0,95(1,4 - 1) = 1,38$
- Axial:  $K_{f;ax} = 1 + q_f(K_{t;ax} - 1) = 1 + 0,9(4,6 - 1) = 4,24$

Los esfuerzos presentes en el eje son:

- Esfuerzo flexión:  $\sigma_f = K_{f;fx} \frac{32 * M_f}{\pi * D^3} = 6,73 \text{ [MPa]}$
- Esfuerzo torsión:  $\tau_t = K_{f;t} \frac{16 * T}{\pi * D^3} = 1,05 \text{ [MPa]}$
- Esfuerzo axial:  $\sigma_{ax} = K_{f;ax} \frac{4 * F_{ax}}{\pi * D^2} = 2,06 \text{ [MPa]}$

Estos esfuerzos se clasifican en alternantes y medios:

$$\sigma_a = \sigma_f \quad \tau_a = \tau_t \quad \sigma_m = \sigma_{ax} \quad \tau_m = 0$$

Los esfuerzos en las direcciones principales son:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 * \tau_a^2} \quad \sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2}$$

El criterio de Soderberg es uno de los criterios de falla más conservadores, a partir de este criterio el factor de seguridad (FS) es:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y}$$

El factor de seguridad en este punto es 31,9 por lo que el eje satisface ampliamente el criterio de fatiga.

**7.3.4 Velocidad crítica.** Este factor depende de la rigidez del eje y la masa del impulsor. La rigidez del eje se puede calcular:

$$K_S = \frac{3E}{\left\{ \frac{Z^2 A}{I_A} + C^3 \left( \frac{1}{I_C} - \frac{1}{I_B} \right) + \frac{Z^3}{I_B} \right\}} = 1,792 * 10^6 [N/m]$$

La velocidad crítica del eje se puede obtener:

$$f_{cr} = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{K_S}{M_I} \right)^{0,5} = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{1,613 * 10^6}{0,33} \right)^{0,5} = 370,9 [Hz]$$

$$n_{cr} = 22254 [RPM]$$

Esta velocidad es bastante superior a la velocidad de operación por lo que no representa ningún problema para el eje.

## 7.4 SELECCIÓN DE LOS SELLOS MECANICOS

Para la selección del sello, después de haber considerado las condiciones químicas del fluido en este caso agua la cual no presenta ningún inconveniente con los sellos, es necesario tener en cuenta tres factores: la presión del sistema, la temperatura de operación y la velocidad del eje. Debido a que los requerimientos de la bomba no son muy altos se utilizara un sello monoresorte marca SEALCO tipo 6 (Figura 47). Los cuales se caracterizan por su diseño simple y fácil instalación. Estos soportan una presión de 10 bares y 107°C condiciones que son muy superiores a las que trabaja el sistema. La velocidad máxima que soportan estos sellos es de 12 [m/s], teniendo en cuenta que el diámetro del eje en este punto es de 1 pulgada (25,4 mm) la velocidad del sello seria:

$$v_s = \frac{\pi}{60} * n * D_B = \frac{\pi}{60} * 3520 * 0,0254 = 4,7 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Esta velocidad es inferior a la requerida por tanto el sello no presentara ningún problema.

**Figura 47. Sello SEALCO mono-resorte tipo 6**



Fuente: Catalogo sellos mecánicos mono-resorte SEALCO

## 7.5 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para realizar la selección adecuada de los rodamientos es necesario evaluar las cargas a las cuales se van a ver sometidos. Para esto se tomarán las cargas resultantes en cada uno de los apoyos del eje (Tabla 8). Debido a que en el primer rodamiento solo se presentan cargas radiales se va a utilizar un rodamiento rígido de bolas, en el segundo se tiene una carga combinada, por lo cual se usa un rodamiento de bolas con contacto angular.

La duración de un rodamiento se puede calcular con diferentes niveles de sofisticación que dependen de la precisión que se pueda alcanzar en la definición de las condiciones de funcionamiento. En el caso presente se desea emular las condiciones de operación de una bomba comercial para uso general, por lo que se espera que trabaje 10,000 horas que, siendo un trabajo diario de 8 horas, equivale aproximadamente a 3,5 años de uso intermitente. Este valor se puede expresar como la vida nominal, en millones de revoluciones, “ $L_{10}$ ”, donde:

$$L_h = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} = 10,000 [h] \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Por tanto, se obtiene que:  $L_{10} = 2112$ . Suponiendo que la carga dinámica 'P' para cada rodamiento es:

$$P = X * R_{axial} + Y * R_{radial}$$

En el caso del segundo rodamiento, es necesario realizar una corrección debido a que se presenta una carga combinada, siendo  $X=1$  y  $Y=0,78$  debido a que se trata de un rodamiento de contacto angular. Para el caso del rodamiento rígido, esta corrección no es necesaria. Los resultados obtenidos:

**Tabla 9. Capacidad de carga requerida**

Tipo	Capacidad de carga dinámica	Carga dinámica equivalente
Rígido	2,28 [KN]	177,9 [N]
C. angular	5,31 [KN]	413,9 [N]

Previamente se había hecho la suposición del diámetro del eje para los rodamientos, donde se dijo que el diámetro era 30 [mm], inicialmente se va a seleccionar un rodamiento que trabaje con este diámetro interno, si se observa que no soportan las cargas que se presentan en ellos, se buscara otro juego de rodamientos del siguiente tamaño. Además de soportar la carga es necesario que se pueden obtener facilmente en el mercado. Del catálogo de rodamientos NTN, se obtiene que los rodamientos que cumplen estas condiciones son:

**Tabla 10. Rodamientos seleccionados**

TIPO	Referencia	C[KN]
Rígido de bolas	NTN6206	19,5
Contacto angular de doble hilera de bolas	NTN5206	20,6

## **7.6 SELECCION DE LA FUENTE MOTRIZ**

Como ya se habia mencionado anteriormente la potencia de operacion de la bomba es 1,49 kW lo que equivale a 2 HP con el fin de evitar problemas por sobrecargas se selecciona un motor de 3 HP de modo que tenga la capacidad de suministrar mas potencia de ser necesario. Para esto se selecciono un motor Kemmer (marca coreana) de 3 HP a 3520 RPM. Tambien se decidio que el motor fuera monofasico de arranque con capacitor y trabajara a 110 V de modo que no fuera posible conectarlo en cualquier lugar. Este motor trabajando en esas condiciones tiene una eficiencia del 90%. El acople a la bomba se realiza mediante un acople flexible tipo araña.

## 8. CONSTRUCCIÓN

Las piezas de este proyecto fueron, en su mayoría, hechas a partir de fundición en arena, las cuales fueron posteriormente maquinadas y rectificadas para obtener las dimensiones y acabados deseados.

### 8.1 FABRICACION DE MODELOS

Se envían los planos de las piezas a “Fundiciones el Nuevo Cóndor” y a “Fundiciones especiales José Hilario Navarro” donde se realizaron los pertinentes modelos del impulsor, voluta, cubierta trasera y alojamiento de rodamientos.

**Figura 48. Modelo del impulsor y fundición de aluminio (izq.) modelo de la cubierta trasera (der.)**



El impulsor presenta la dificultad de que las curvas de los álabes no permiten una fácil impresión en la arena, por lo que esta pieza se forma por partes, siendo cada álabes una pieza desarmable del impulsor, sin embargo no se obtuvo una pieza aceptable con la fundición realizada (Figura 48).

La voluta por presentar una cavidad irregular y compleja, requiere que su modelo presente dos partes, una que emule la forma externa de la carcasa y otra que emule la forma de la cavidad en su interior.

**Figura 49. Juego de modelos para la voluta: cavidad interna(izq.) y externa(der.)**



La cubierta trasera y alojamiento de rodamientos tienen la facilidad de ser piezas simétricas y que, al ser hechas de aluminio, permiten que se maquinen fácilmente por lo que se opta por hacer piezas sólidas para ser posteriormente maquinadas

## **8.2 FUNDICIÓN DE LA CARCASA Y EL IMPULSOR**

La fabricación de piezas en fundición en arena es uno de los procesos comúnmente utilizados en la construcción de bombas. Luego de tener los modelos en madera, se procede a la etapa de moldeo, donde se copia el negativo de las piezas y se genera la cavidad en la arena en donde se depositará el metal fundido. Fue necesario repetir la operación de fundición dos veces debido a problemas durante el colado del metal.

**Figura 50. Piezas fundidas: alojamiento (izq.), impulsor (med.), cubierta trasera (der.)**



### **8.3 IMPRESION 3D DEL IMPULSOR**

En vista de que el impulsor realizado mediante fundición no cumplía los requisitos mínimos para su aceptación es necesario la fabricación de este mediante un proceso diferente debido a los altos costos de manufacturar el impulsor en una fundición especializada y al hecho de que este no está sometido a presiones altas, se planteó la opción de conformar la pieza a partir de una impresión en 3D con el polímero ingenieril: ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno) (Figura 51). Este proceso consiste en la adición de un material polimérico por capas hasta formar la pieza deseada.

**Figura 51. Impulsor impreso en ABS**



#### 8.4 MECANIZADO Y RECTIFICADO DE PIEZAS

Con las piezas recién salidas de la fundición, se espera a que estas se enfríen y se realiza un mecanizado que mejora el acabado de las piezas. Estas piezas se encuentran ligeramente sobredimensionadas, por lo que se necesita rectificar sus dimensiones principales tales como los diámetros del impulsor, las bridas de la bomba, la cámara de sellos en la cubierta trasera y los diámetros para el alojamiento de los rodamientos. También es necesario mecanizar otras piezas como el eje y el anillo fijador del sello mecánico a partir de una barra de acero.

**Figura 52. Rectificado de las piezas**



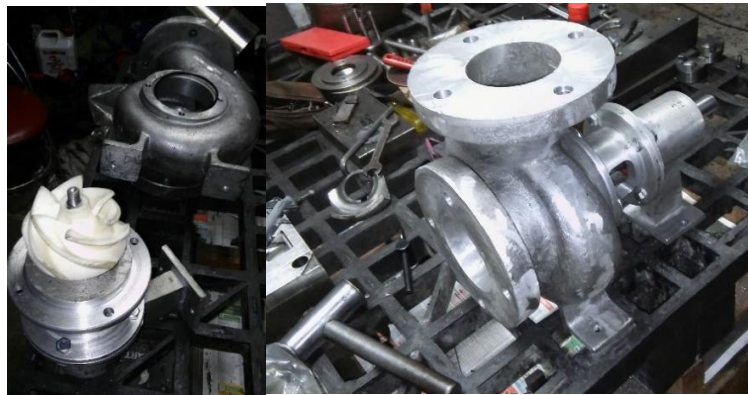
**Figura 53. Eje mecanizado**



## 8.5 ENSAMBLE DEL EQUIPO

Una vez se tienen todos los componentes tanto aquellos diseñados como los seleccionados se procede al ensamblaje de la bomba de acuerdo a los planos (Anexo 1).

**Figura 54. Bomba durante el ensamblaje**



La bomba y el motor son a su vez montados sobre una base hecha en acero que evite las vibraciones y el desplazamiento durante la operación.

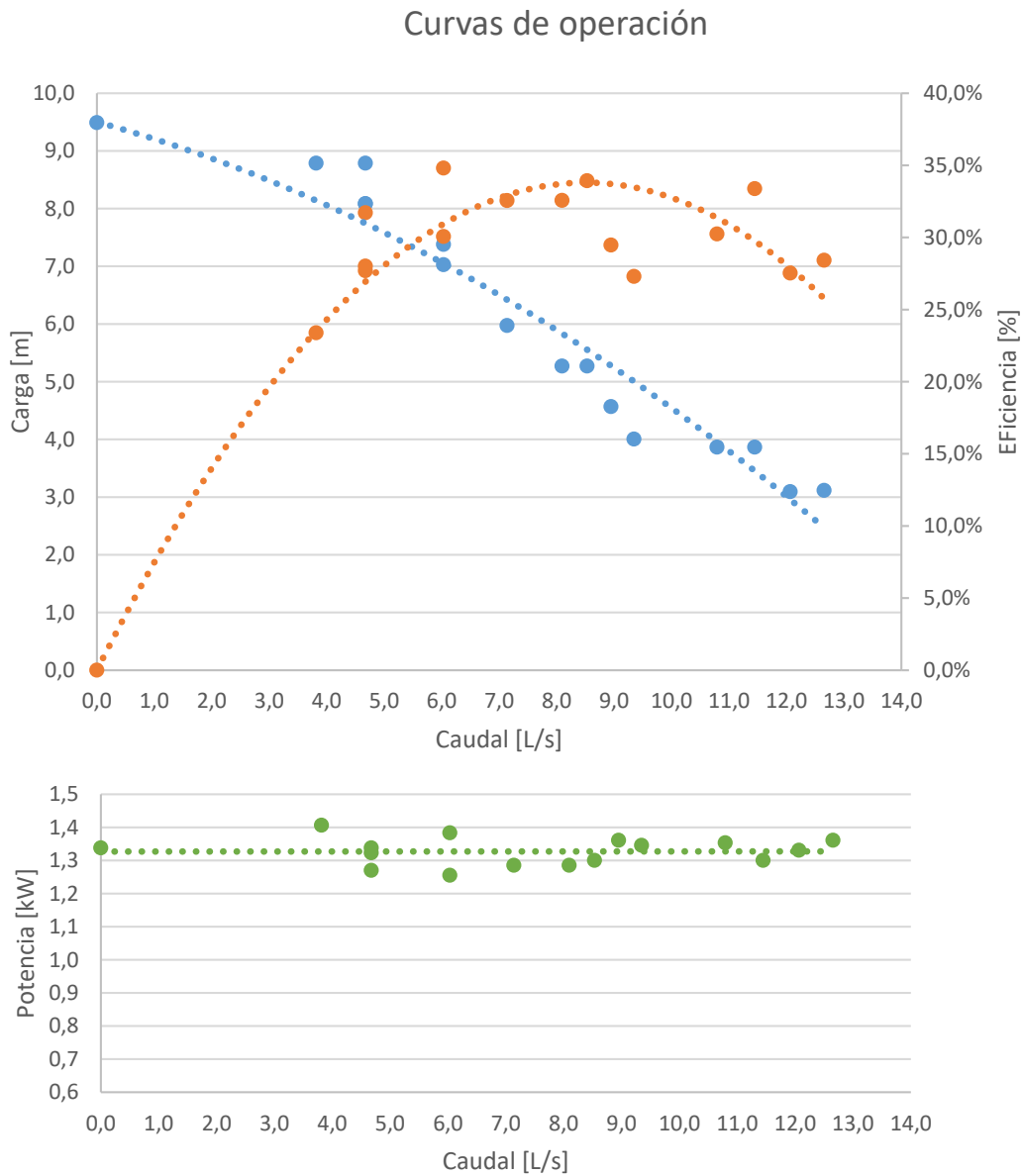
**Figura 55. Ensamble completo de la bomba**



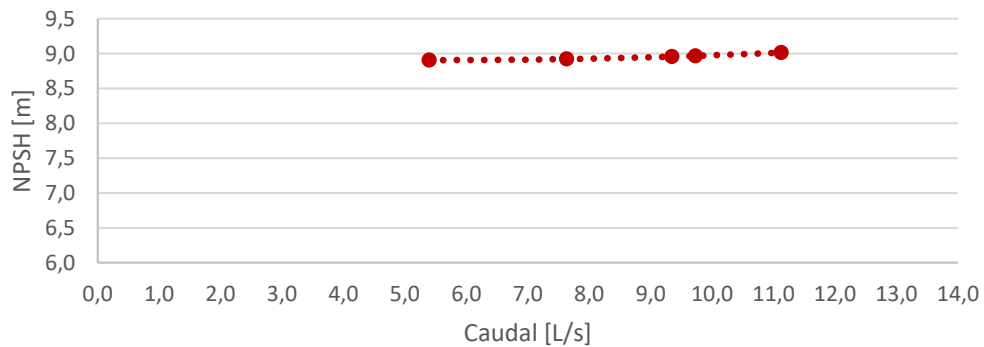
## 9. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Se realizaron las pruebas de funcionamiento en donde se obtuvieron las curvas de rendimiento de la bomba:

Figura 56. Curvas de desempeño



**Figura 56. (continuación)**



Las curvas se ajustan bastante bien al comportamiento de una bomba rotodinámica al obtener mediante una regresión una ecuación polinómica para cada curva el coeficiente de determinación de los datos es superior al 94% en todos los casos. A pesar de esto la bomba no logra obtener las condiciones de operación deseadas (carga y caudal) esto puede deberse a una estimación errónea de la eficiencia, imprecisiones en las mediciones de la carga y el caudal, entre otros.

## 10. ANALISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

Cuando se adquiere un activo fijo, como es el caso de una bomba de flujo mixto, es necesario hacer una evaluación económica donde se tengan en cuenta diferentes alternativas y se pueda determinar la más conveniente. Para hacer esto es necesario conocer los ingresos y gastos del proyecto durante su ciclo de vida y obtener los flujos de caja. Las bombas hidráulicas son activos que no generan ingresos directos por lo que en este caso solo se tendrán en cuenta los gastos para el análisis. Hay variedad de métodos para comparar las alternativas sin embargo en el presente proyecto se utilizará el Costo Anual Uniforme Equivalente (CAUE) para tal fin. Las alternativas a comparar serán la construcción de la bomba diseñada en el presente proyecto (Alternativa A) con la adquisición de una en el mercado (Alternativa B). Ambas alternativas se considerarán para un ciclo de vida de 5 años.

Como primera medida se deben considerar los costos de la inversión inicial, estos incluyen el costo del equipo, de la base, la instalación y la fuente motriz. También es necesario considerar los costos de operación como el costo de la energía y los costos de mantenimiento.

Debido a que cada fabricante maneja tamaños diferentes de equipos es necesario estimar el costo de una bomba de iguales condiciones a las del proyecto mediante una correlación entre el costo y el tamaño. Una correlación para esto es:

$$C_P = C_B F_T F_M^{23}$$

El costo base ( $C_B$ ) es el costo de una bomba de hierro fundido de una etapa a 3550 RPM y se obtiene:

---

<sup>23</sup> MCNAUGHTON, Kenneth. *Bombas. Selección, uso y mantenimiento*. México: McGraw Hill, 1994. p. 61-62

$$C_B = \exp[14,416 + 0,736S - 0,148S^2]$$

Donde el factor de tamaño es:

$$S = Q\sqrt{gH} = 0,015\sqrt{9,81 * 8} = 0,133$$

Los factores para los materiales de construcción ( $F_M$ ) y para el tipo de diseño ( $F_T$ ) son igual a 1 para una bomba de hierro fundido, de carcasa partida verticalmente, de una etapa y 3550 RPM. El costo del equipo en el mercado es:

$$C_p = \$2'005.000 + IVA = \$2'385.950$$

La correlación que determina el costo base de la bomba fue corregida con datos obtenidos de la empresa colombiana IHM. Sin embargo, esta estimación es hecha únicamente con fines académicos por lo tanto no debe fiarse de ella totalmente ya que su único fin es establecer una equivalencia que permita comparar los equipos del mercado con el presente prototipo a pesar de las diferencias de tamaño. El costo del equipo construido es de \$3'356.000 (Tabla 11).

**Tabla 11. Costos de construcción del equipo**

DESCRIPCION	COSTO
<b>Carcasa, cubierta y soporte</b>	
Fabricación modelos	\$1'900.000
Fundición de las piezas	\$400.000
Mecanizado y rectificado de las piezas	\$550.000
<b>Impulsor</b>	
Impresión 3D	\$215.000
<b>Eje</b>	
Mecanizado	\$190.000
<b>Sello mecánico</b>	
Sello mecánico	\$15.000
Mecanizado anillo de fijación	\$30.000
<b>Rodamientos</b>	\$46.000
<b>Tornillos, cuñas y otros</b>	\$10.000
<b>TOTAL</b>	<b>\$3'356.000</b>

Los demás costos son comunes a ambas alternativas ya que se trata de bombas de similares características. La inversión inicial se encuentra en la Tabla 12. Se considerará que los activos no tienen valor final de salvamento.

**Tabla 12. Resumen inversión inicial**

DESCRIPCION	COSTO	
	ALT. A	ALT. B
Bomba de flujo mixto	\$3'356.000	\$2'385.950
Base	\$110.000	\$110.000
Motor de 3HP – 3600 RPM	\$580.000	\$580.000
Acople flexible	\$106.000	\$106.000
Instalación	\$320.000	\$320.000
<b>TOTAL</b>	<b>\$4'472.000</b>	<b>\$3'501.950</b>

Los costos de mantenimiento y reparación incluyen la grasa para los rodamientos, artículos de limpieza, repuestos para el equipo como los rodamientos o el sello mecánico y la mano de obra requerida para tal fin. Estos se estiman en un valor de \$300.000 al año.

El costo de la energía se determina a partir del consumo de potencia. La bomba en su punto de máxima eficiencia requiere una potencia de 1,49 kW. Aplicando la eficiencia del motor de 70% podemos determinar que el consumo eléctrico es de 2,13 kW. Considerando que la bomba trabaje durante 8 horas diarias todos los días del año la energía consumida será de 6220 kW-h al año. La tarifa eléctrica para instalaciones comerciales e industriales en Santander según la Electrificadora de Santander (ESSA) es de 586 \$/kW-h.<sup>24</sup> Con lo que el consumo de energía

<sup>24</sup> [http://www.essa.com.co/site/Portals/14/Docs/Tarifas/Movil/Tarifa\\_ESSA\\_actual.pdf](http://www.essa.com.co/site/Portals/14/Docs/Tarifas/Movil/Tarifa_ESSA_actual.pdf)

anual sería de \$3'644.920. Con esto los costos de operación de la bomba serian de \$3'944.920 por año.

**Tabla 13. Flujo de caja de cada alternativa**

AÑO	DESEMBOLSO	
	ALTERNATIVA A	ALTERNATIVA B
0	\$4'472.000	\$3'501.950
1	\$3'944.920	\$3'944.920
2	\$3'944.920	\$3'944.920
3	\$3'944.920	\$3'944.920
4	\$3'944.920	\$3'944.920
5	\$3'944.920	\$3'944.920
<b>CAUE</b>	<b>\$4'938.191,50</b>	<b>\$4'023.091,27</b>

Con base en los flujos de caja de cada alternativa (Tabla 13) es posible obtener el CAUE de cada alternativa al convertir todos los desembolsos en una cantidad anual uniforme equivalente. La tasa a utilizar para esto es la inflación proyectada para Colombia la cuales de 3,6% según datos del Banco de la Republica. Teniendo en cuenta que el CAUE de la alternativa A es mayor que el de la B (Tabla 13) se puede determinar que es una mejor opción la adquisición de este equipo en el mercado que su construcción. Sin embargo, este análisis tiene en cuenta la construcción de un solo equipo si se desarrolla un proceso de fabricación en serie o por lotes la situación puede cambiar ya que disminuyen algunos costos fijos como la fabricación de moldes y por tanto la construcción puede llegar a ser viable.

## 11. RECOMENDACIONES

Este proyecto debe ser considerado como un primer acercamiento al diseño ingenieril de una bomba de flujo mixto, por lo que se recomienda usar la información encontrada dentro de este libro como base para otros proyectos que profundicen más en los efectos que tienen algunos parámetros tales como: diámetros, número de alabes, construcción del impulsor, entre otros en el comportamiento de una bomba de flujo mixto. Sin embargo, no se recomienda que inicialmente se realice una investigación en los efectos de la sección transversal de la voluta en el rendimiento de la bomba, ya que la relación costo/beneficio de fabricar una carcasa personalizada es muy alto en comparación con el de investigar los efectos del impulsor.

Se hace la recomendación de realizar la automatización de los cálculos del impulsor y voluta a partir de un programa que permita variar fácilmente los parámetros de diseño y observar los efectos en el rendimiento y características geométricas del impulsor. Una vez que se tenga el programa, se puede trabajar en la optimización del diseño preliminar a partir del análisis mediante CFD del flujo entre los alabes.

Debido a su condición de prototipo, el uso del impulsor debe ser mínimo, con tiempos de operación bajos, ya que el material con el que se manufacturó no es el ideal para trabajos continuos por lo que puede estar fallando por deformación plástica.

## 12. CONCLUSIONES

Con el análisis económico del proyecto se puede concluir que no es viable el diseño personalizado de una bomba, debido a que el mayor costo que se tuvo fue el modelo de las piezas en madera. Sin embargo, se observa que la producción masiva de las piezas es económicamente viable, ya que una rápida comparación del costo de producción y manufactura cuando ya se tienen los moldes es menor al costo de una bomba comercial.

De las pruebas de funcionamiento se obtuvieron las gráficas que caracterizan a la bomba, si bien estas presentan el comportamiento esperado, no se logra obtener las condiciones de operación deseadas. Esto puede deberse a un fallo en la estimación de las eficiencias. La diferencia en la eficiencia total puede ser atribuida a los efectos que se tienen al realizar una bomba pequeña, ya que las gráficas y datos estadísticos que se utilizaron, se obtuvieron para bombas de gran tamaño, que no se ven tan afectadas por los efectos del flujo en su interior, además se supuso que se iba a trabajar con una eficiencia de aproximadamente 79% que resulto ser en la práctica de 32%.

Aunque el método utilizado para el diseño de la bomba permite un buen acercamiento entre la teoría y la práctica del comportamiento de la bomba, su eficacia está determinada por una buena estimación de las eficiencias de la bomba, por lo que es necesario intentar con distintos métodos para estimar las eficiencias que permitan una mejor aproximación al valor real.

## BIBLIOGRAFIA

American National Standards Institute / Hydraulic Institute 1.3-2013. Rotodynamic Centrifugal pumps for Design and Application. 2013.

American National Standards Institute / Hydraulic Institute 1.1-1.2-2008. Rotodynamic Centrifugal pumps for Nomenclature and Definition. 2008.

BLANK, Leland y TARQUIN, Anthony. Ingeniería Económica. 3 ed. Bogotá: McGraw Hill, 1991. 560 p.

CENGEL, Yunus y CIMBALA, John. Mecánica de fluidos. 2 ed. México: McGraw-Hill, 2012. 1008 p.

DE LAS HERAS, Salvador. Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas. Barcelona: Universitat Politecnica de Catalunya, 2011. 415 p.

GÜLICH, Johan Friedrich. Centrifugal Pumps. 2 ed.: Springer, 2010. 996 p.

International Standardization Organization 9906, Rotodynamic pumps, Hydraulic performance acceptance test, Grades 1,2 and 3. 2ed. 2012.

JENSEN, Cecil; HELSEL, Jey y SHORT, Dennis. Dibujo y diseño en ingeniería. 6 ed. México: McGraw Hill, 2004. 932 p.

KARASSIK, Igor y MCGUIRE, Terry. Centrifugal pumps. 2 ed. Nueva York: Chapman & Hall, 1998. 780 p.

MCNAUGHTON, Kenneth. Bombas. Selección, uso y mantenimiento. México: McGraw Hill, 1994. 374 p.

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación, 2006. 944 p.

MUNSON, Bruce; YOUNG, Donald y OKIISHI, Theodore. Fundamentos de mecánica de fluidos. México: Limusa Wiley, 2005. 867 p.

POTTER, Merle; WIGGERT, David y RAMADAN, Bassem. Mecánica de fluidos. 4 ed. México: Cengage Learning, 2014. 816 p.

SRINIVASAN, K. M. Rotodynamic Pumps (Centrifugal and Axial). Nueva Delhi: New Age International, 2008. 536 p.

VIEJO ZUBICARAY, Manuel. y FERNÁNDEZ, Javier Bombas. Teoría, diseño y aplicaciones. 3 ed. México: Limusa, 2004. 239 p.

WIESNER FJ: A review of slip factors in centrifugal impellers. ASME J Engng for Power 89 (1967) 558-566.

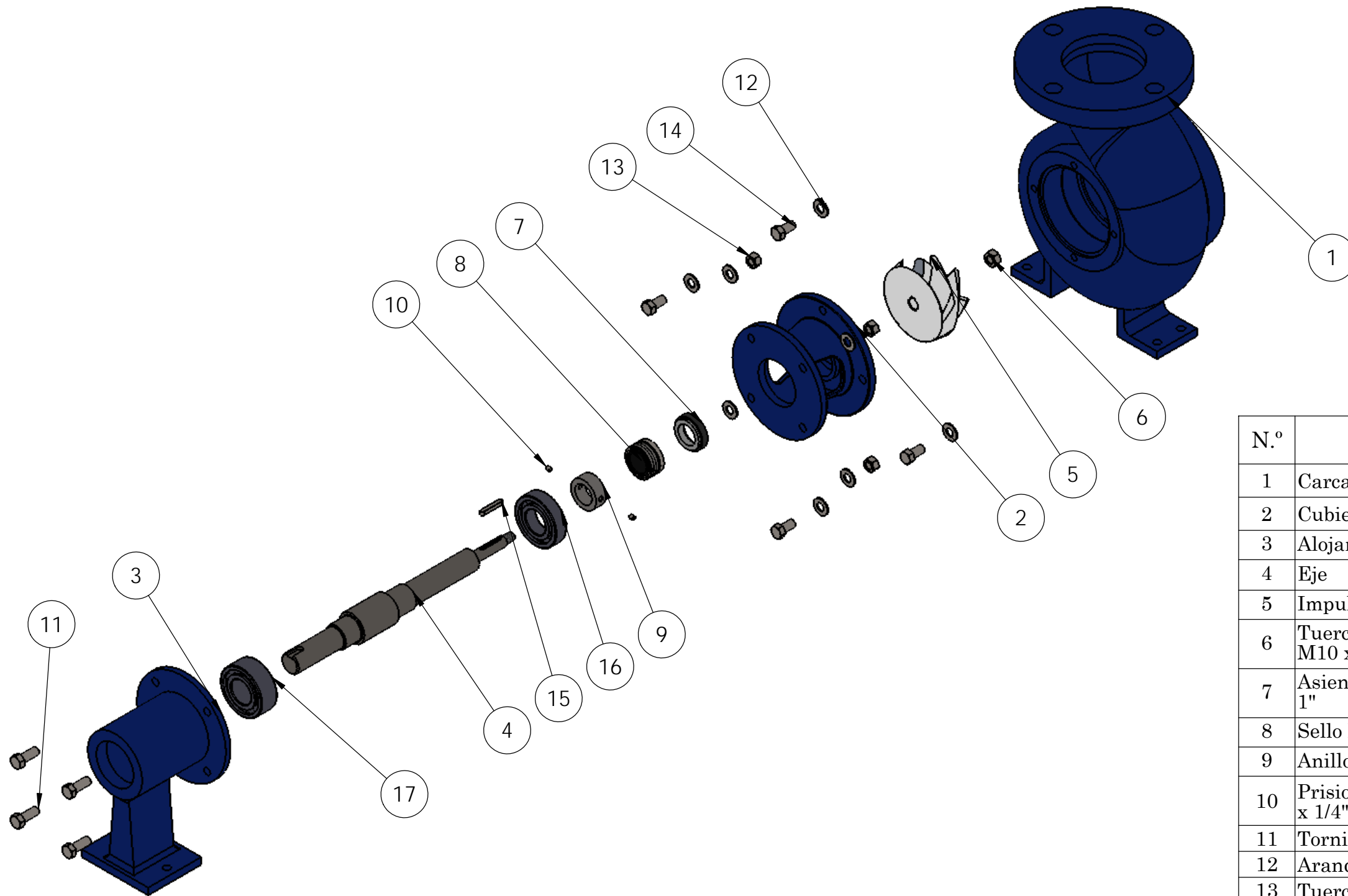
WRIGHT, Terry; GEHART, Philip. Fluid Machinery, Application, Selection and Design. 2 ed. New York: CRC Press, 2009. p.456.

## **ANEXOS**

Los anexos se encuentran en carpeta de anexos.

## **ANEXO A. PLANOS**

El anexo planos se encuentra en carpeta de anexos.



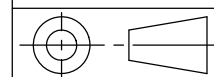
N.º	N.º DE PIEZA	MATERIAL	CANT.
1	Carcasa	Aluminio	1
2	Cubierta trasera	Aluminio	1
3	Alojamiento rodamientos	Aluminio	1
4	Eje	AISI 4140	1
5	Impulsor	ABS	1
6	Tuerca Hexagonal Izquierda M10 x 1.5 LH		1
7	Asiento Estacionario Tipo Copa 1"		1
8	Sello Monoresorte Tipo 6 x 1"		1
9	Anillo Fijacion del Sello	AISI 1020	1
10	Prisionero bristol 3/16"-24 UNC x 1/4"		2
11	Tornillo Hex. 3/8"-16 UNC x 1"		4
12	Arandela Plana 3/8"		8
13	Tuerca Hexagonal 3/8"-16 UNC		4
14	Tornillo Hex. 3/8"-16 UNC x 3/4"		4
15	Cuña Paralela 5 x 5 x 32 DIN 6885	AISI 1020	1
16	Rodamiento NTN 6206		1
17	Rodamiento NTN 5206		1



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1:5

BOMBA DE FLUJO MIXTO ANSI 3 x 3



DIBUJADO POR:  
N. Arenas/J. Miranda

03/08/2017

ENSAMBLAJE

FORMATO  
A3

REVISADO POR:  
Nestor Raul D'croz

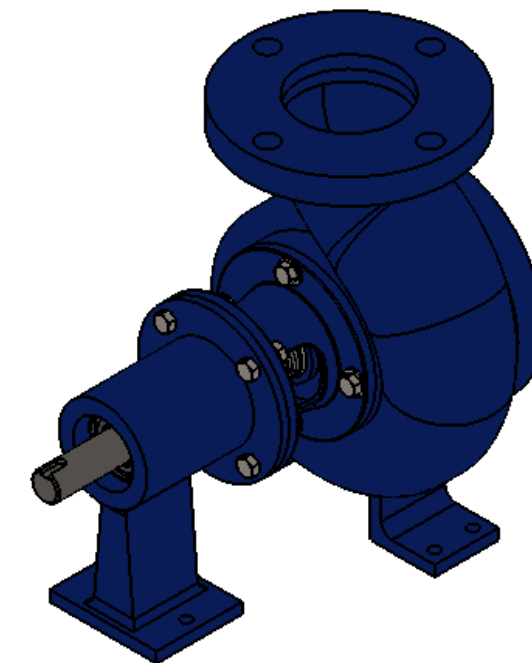
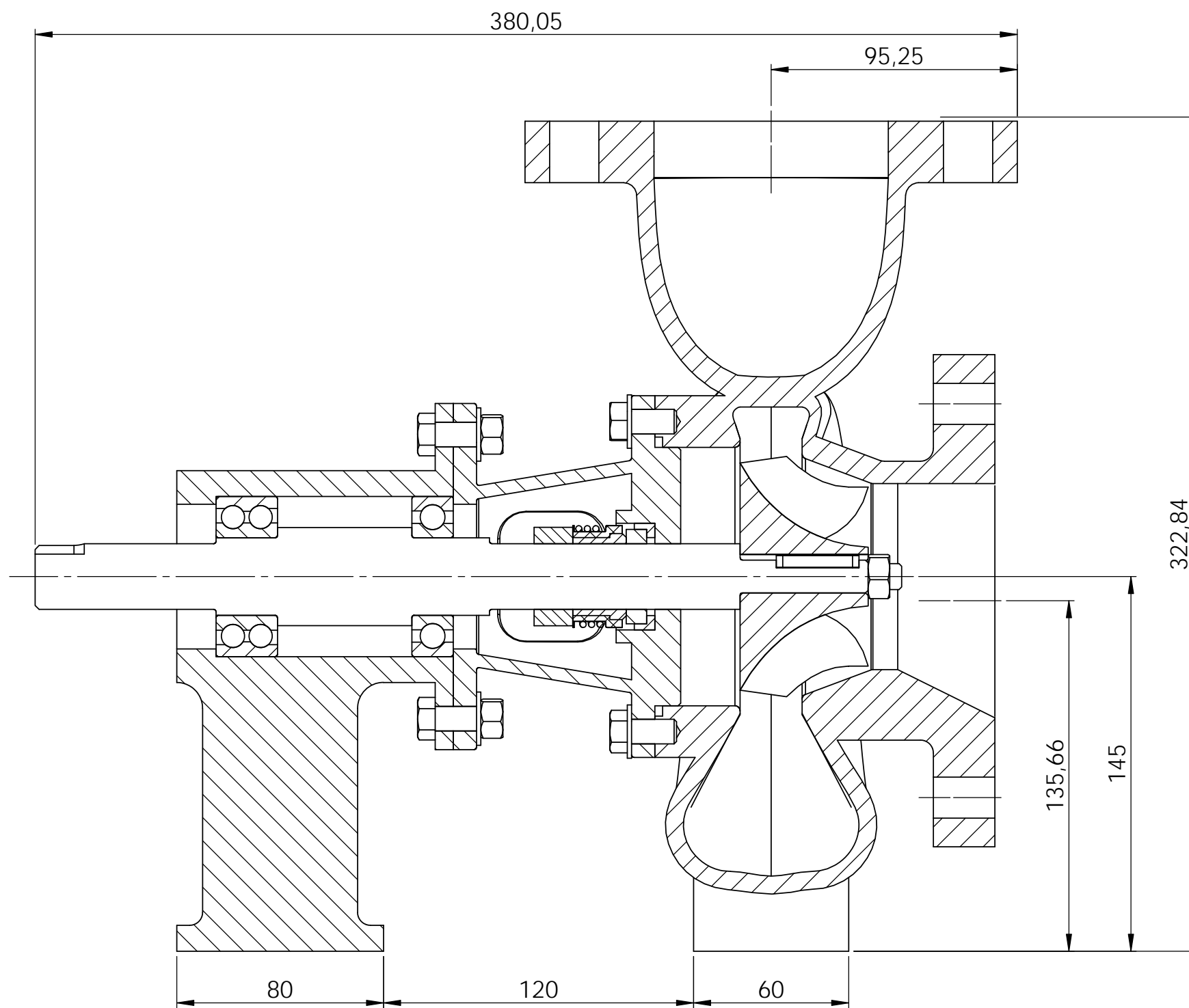
03/08/2017

HOJA: 01/10

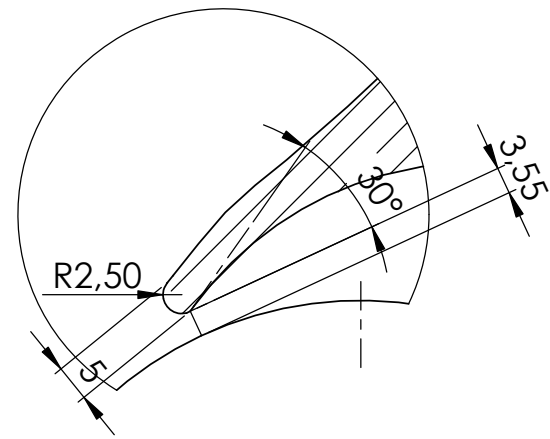
MEDIDAS EN:  
mm

VISTA EXPLOSIONADA

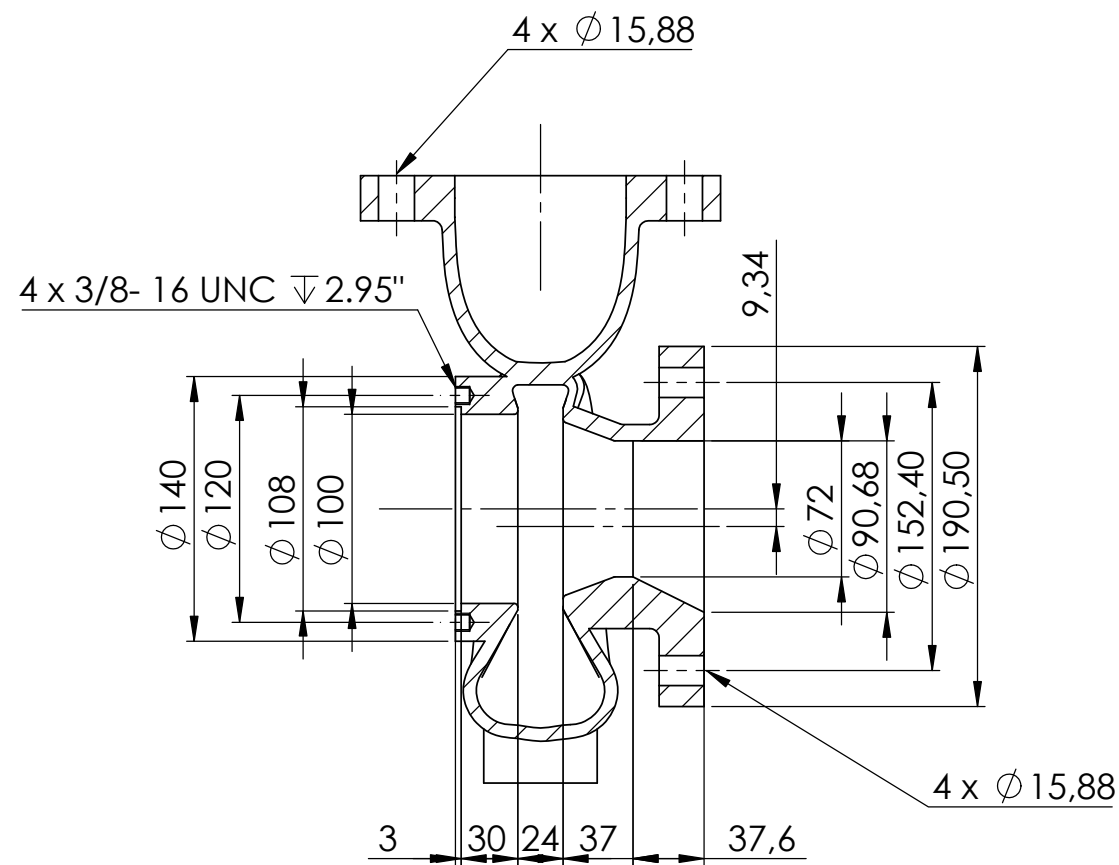
PL N° 01-01-00



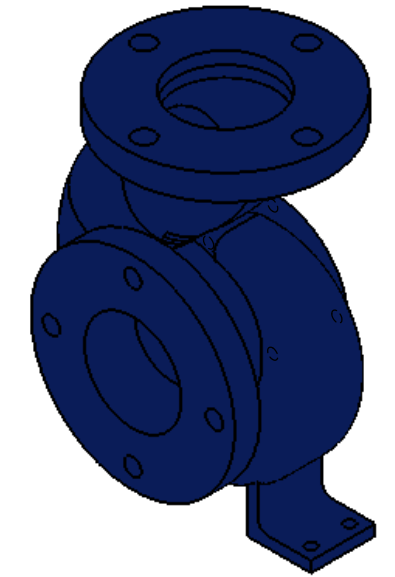
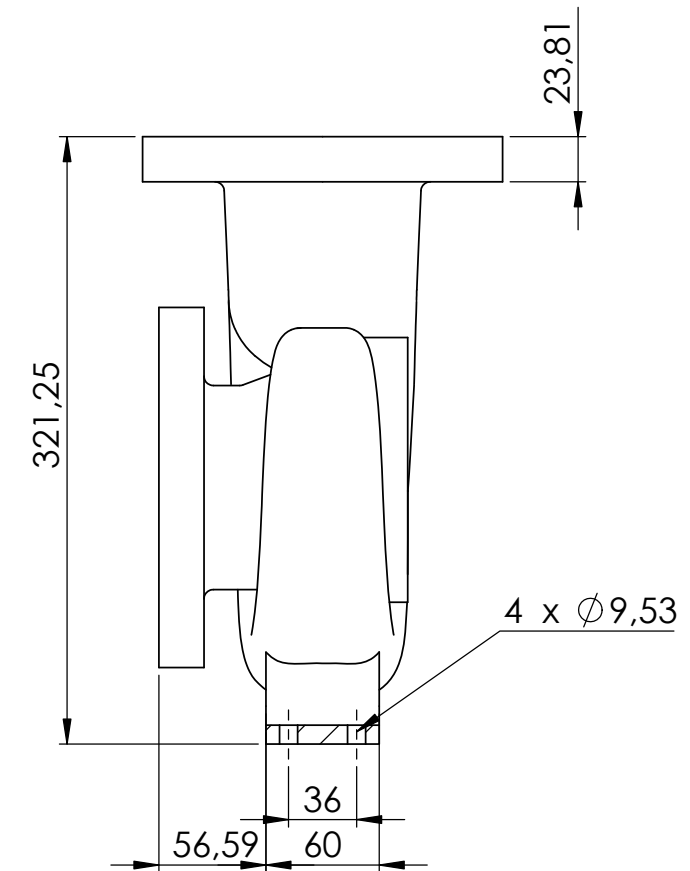
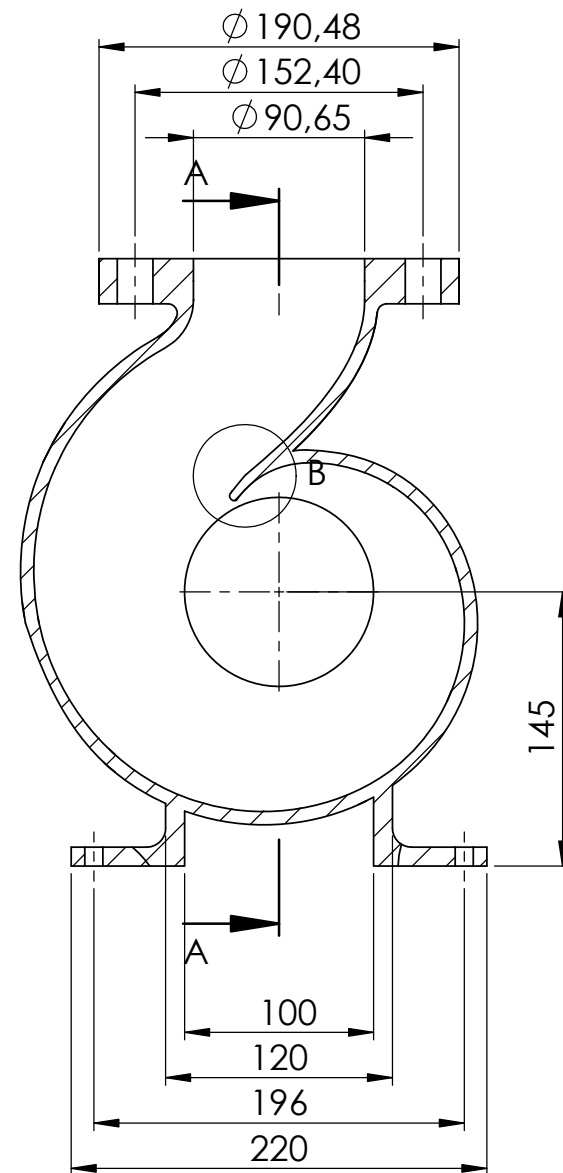
 		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
ESCALA: 1:2		<b>BOMBA DE FLUJO MIXTO ANSI 3 x 3</b>	
	DIBUJADO POR: N. Arenas/J. Miranda	03/08/2017	ENSAMBLAJE
	REVISADO POR: Nestor Raul D'croz	03/08/2017	HOJA: 02/10
FORMATO A3	VISTA DE SECCIÓN		PL N° 01-01-00
MEDIDAS EN: mm			



DETALLE B  
ESCALA 1 : 1

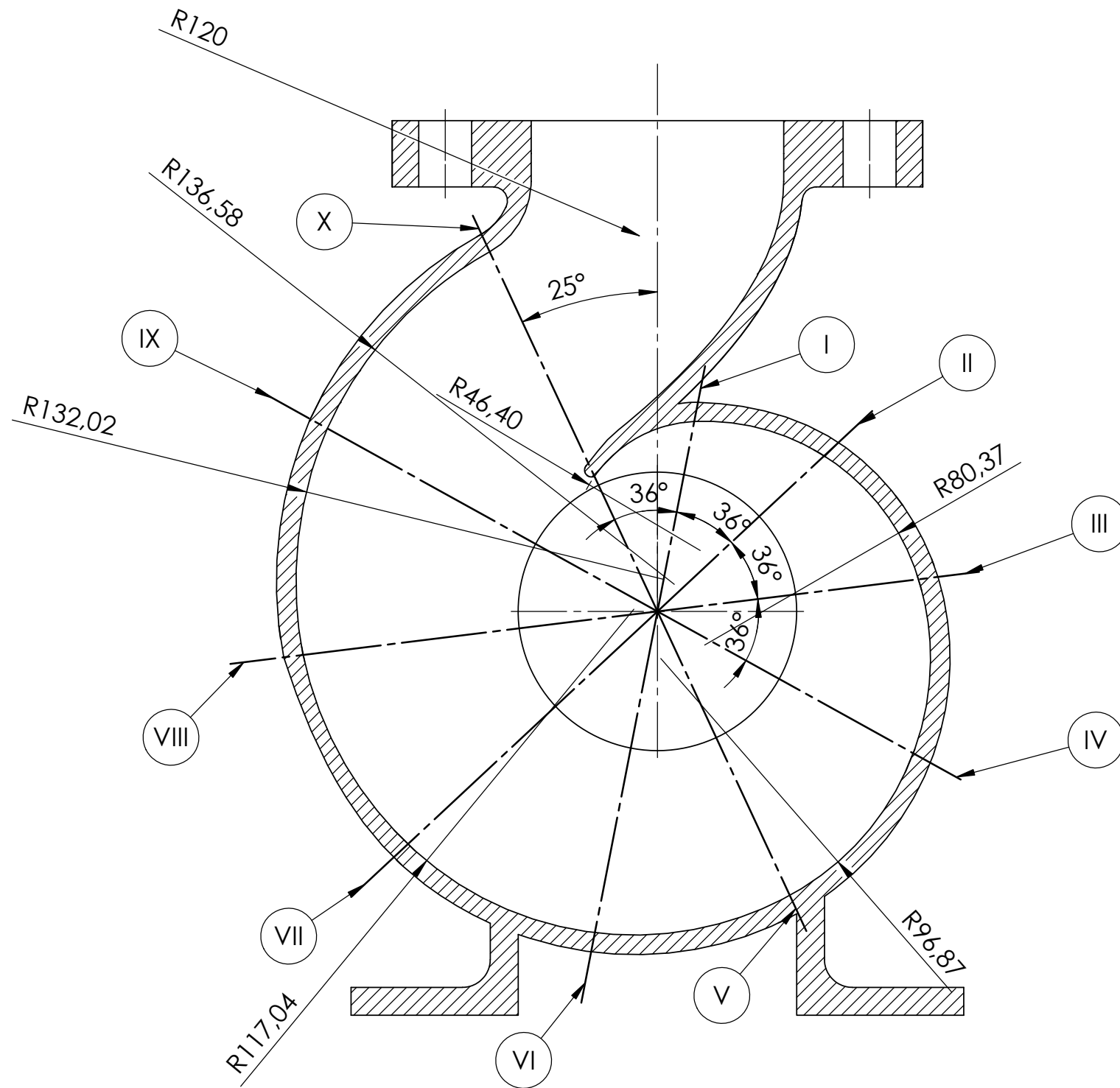
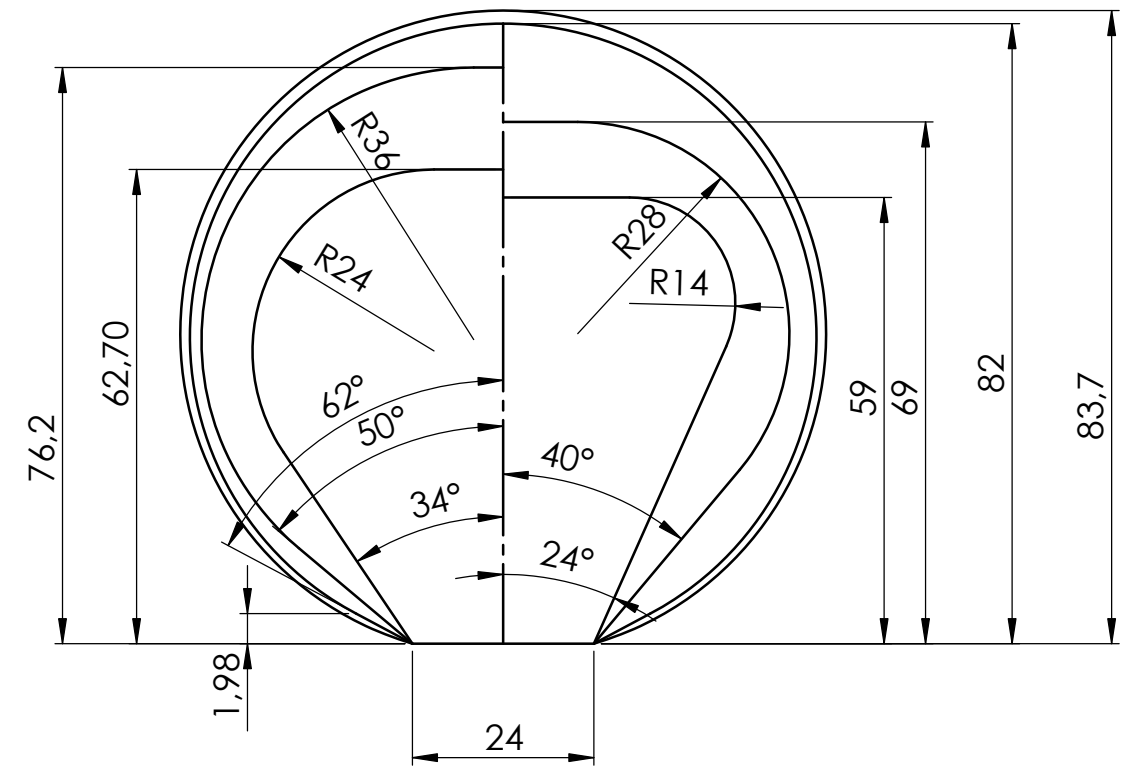


SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 4

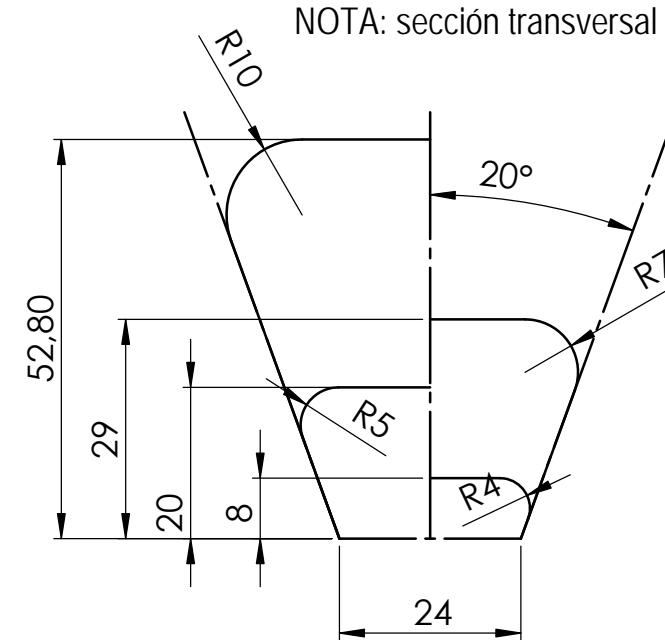


		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
<b>ESCALA: 1:4</b>		<b>CARCASA</b>	
	DIBUJADO POR: N. Arenas/J. Miranda	03/08/2017	PIEZA N° 1
<b>FORMATO A3</b>	REVISADO POR: Nestor Raul D'croz	03/08/2017	HOJA: 03/10
<b>MEDIDAS EN: mm</b>	<b>MATERIAL: Aluminio</b>		PL N° 01-01-01

NOTA: sección transversal del V al X



NOTA: sección transversal del I al IV



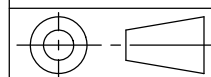
Coordenadas centros de curvatura		
Radio	X [mm]	Y [mm]
46,4	15,4	21,88
80,37	17	-12,1
96,87	1,2	-16
117,04	-8,5	0,8
132,02	1,9	11,6
136,58	6,1	9,8



ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA: 1:2

CARCASA



DIBUJADO POR:  
N. Arenas/J. Miranda 03/08/2017 PIEZA N° 1

FORMATO  
A3

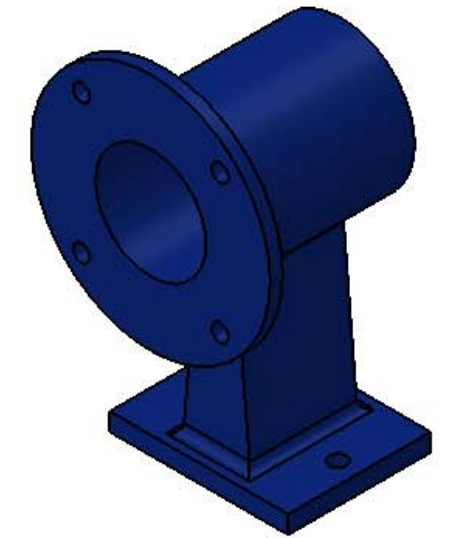
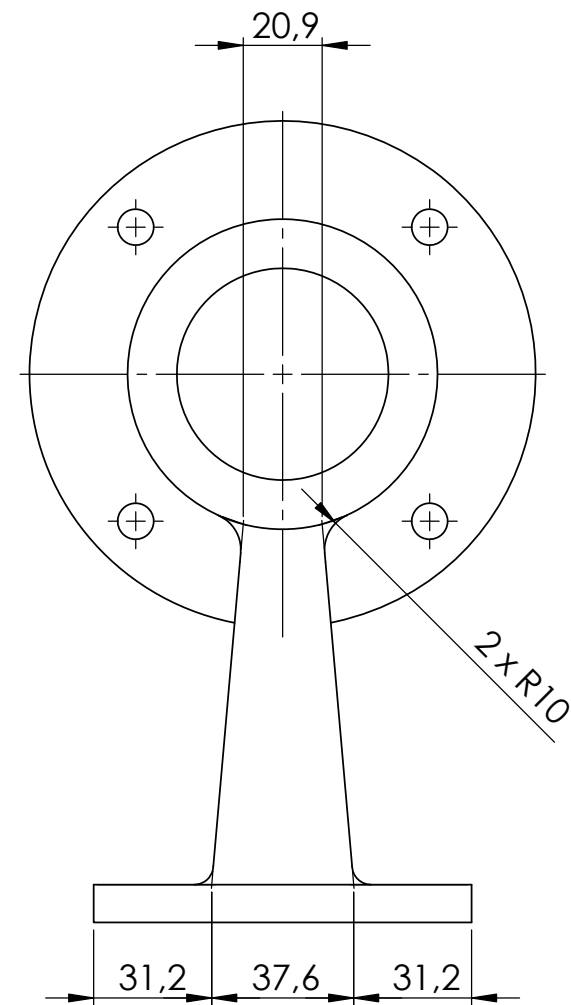
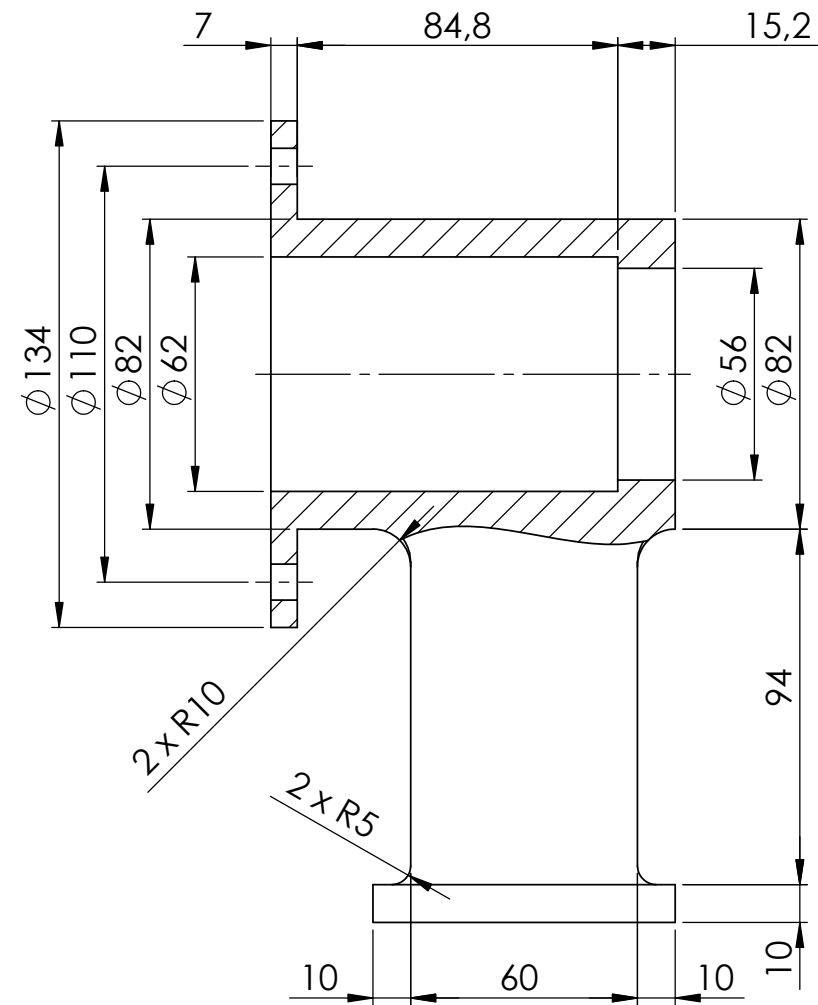
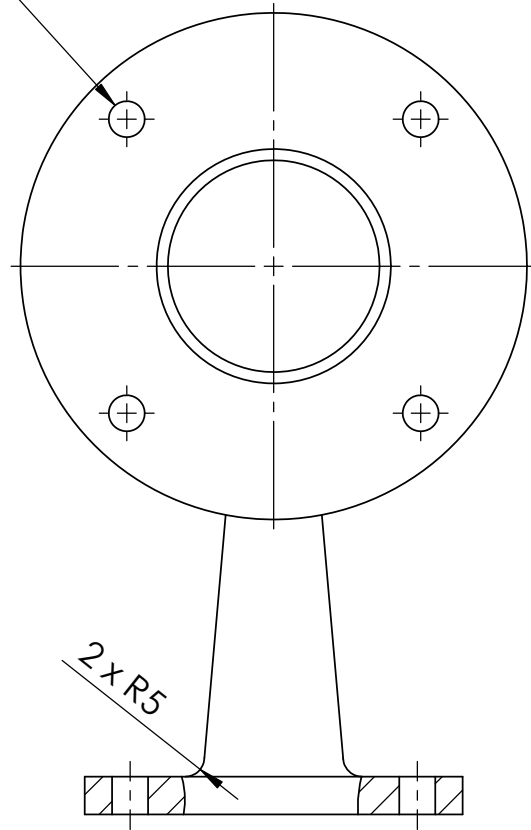
REVISADO POR:  
Nestor Raul D'croz 03/08/2017 HOJA: 04/10

MEDIDAS EN:  
mm

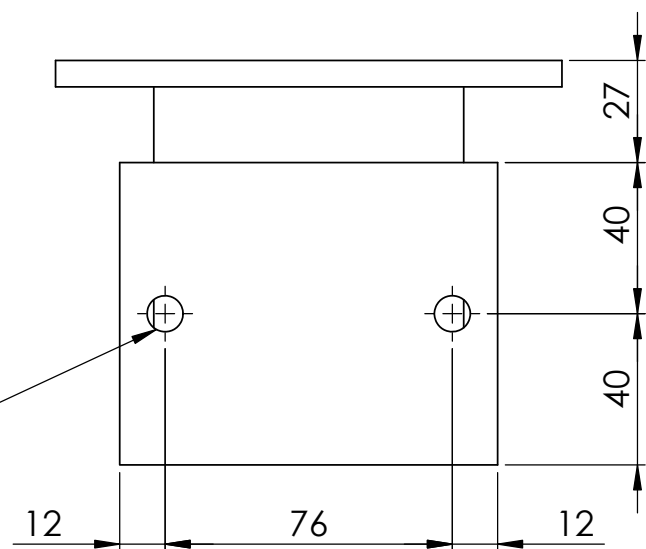
MATERIAL: Aluminio PL N° 01-01-01



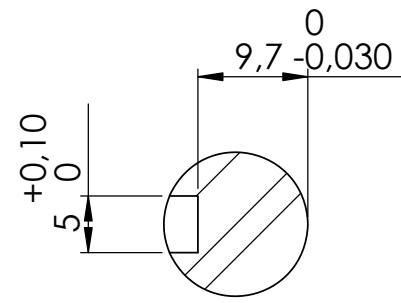
4 x  $\phi 9,525$



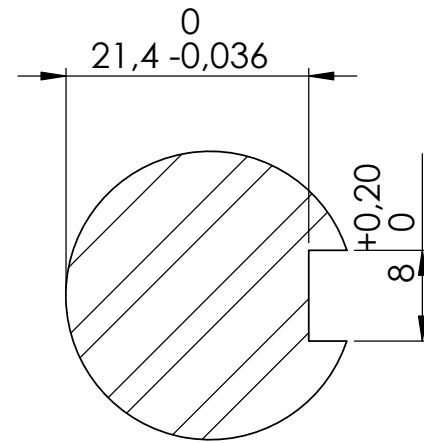
2 x  $\phi 9,525$



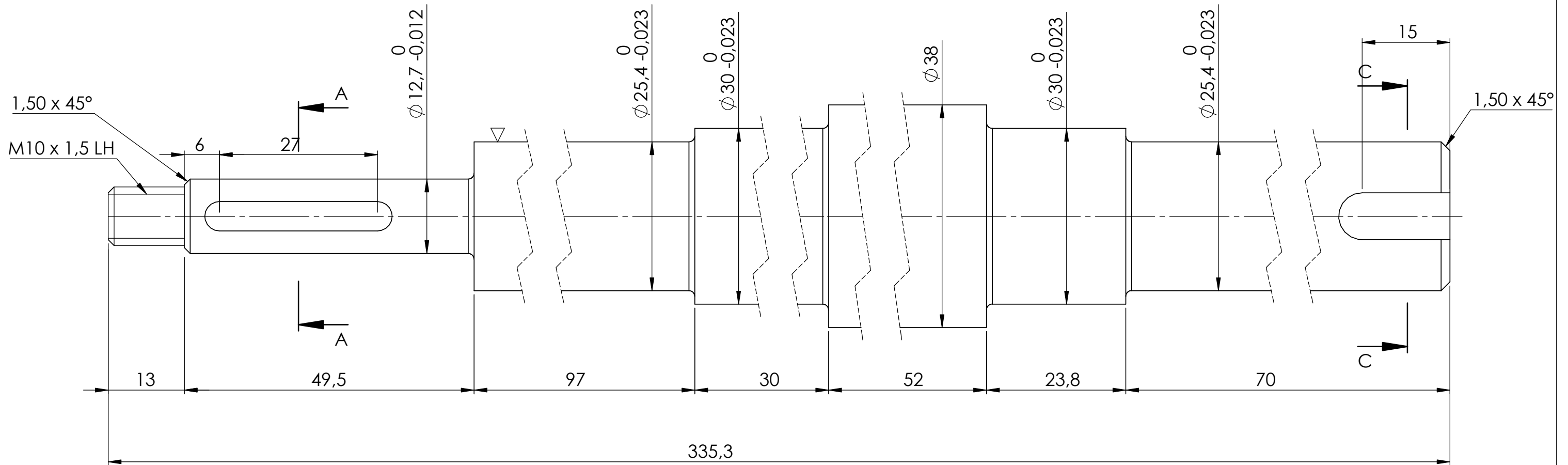
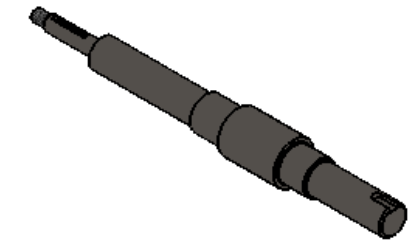
 		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>		
<b>ESCALA: 1:2</b>		<b>SOPORTE DE RODAMIENTOS</b>		
	<b>DIBUJADO POR:</b> N. Arenas/J. Miranda	<b>03/08/2017</b>	<b>PIEZA N° 3</b>	
<b>FORMATO</b> A3	<b>REVISADO POR:</b> Nestor Raul D'croz	<b>03/08/2017</b>	<b>HOJA: 06/10</b>	
<b>MEDIDAS EN:</b> mm	<b>MATERIAL: Aluminio</b>		<b>PL N° 01-01-03</b>	



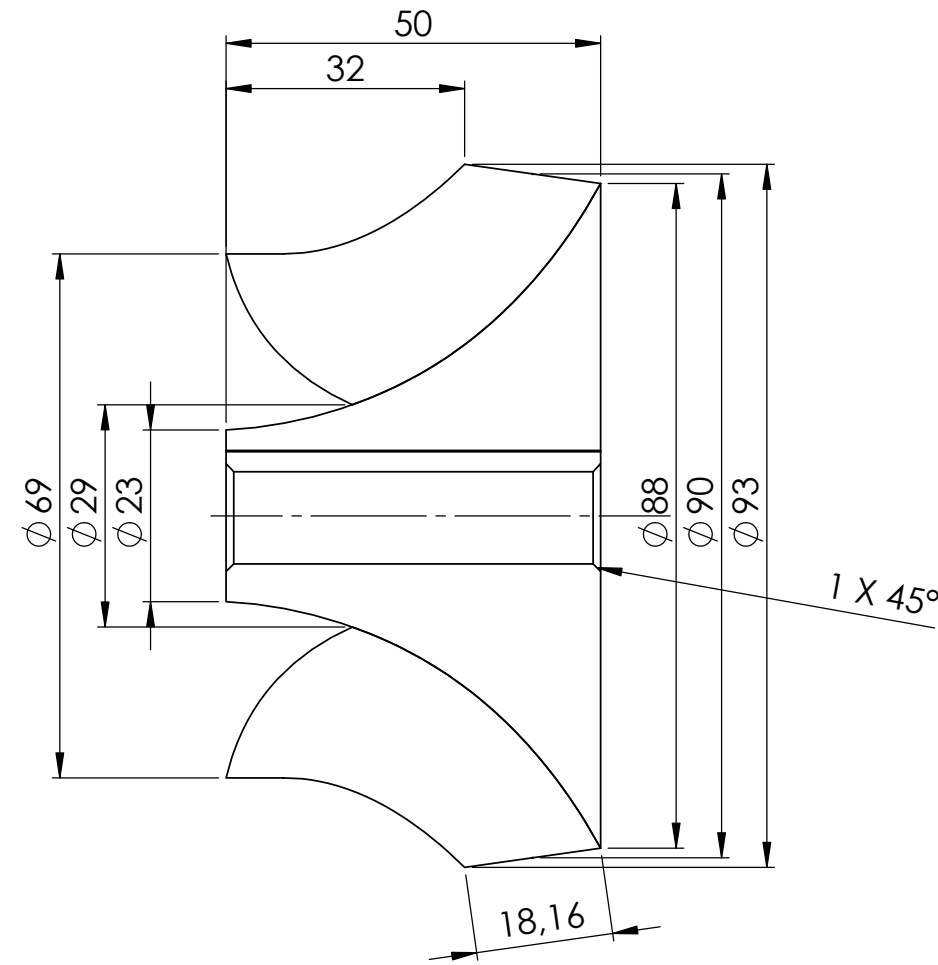
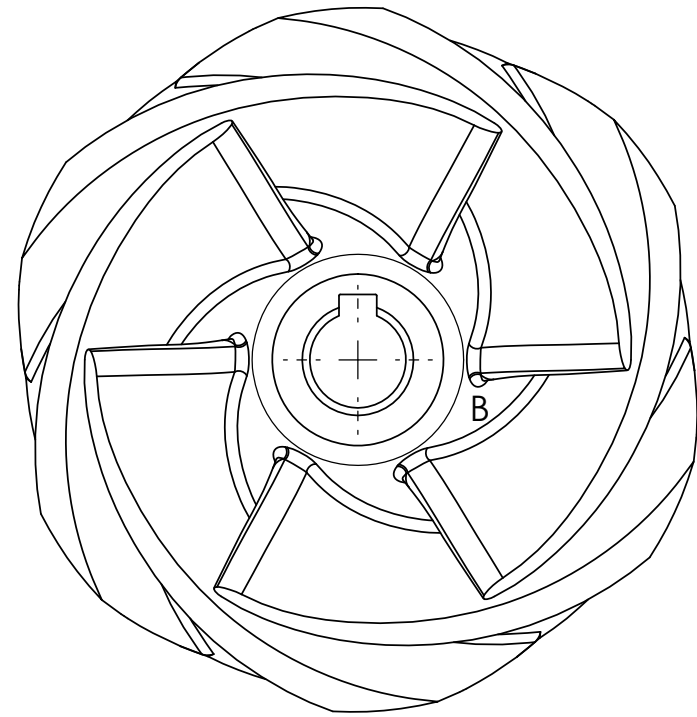
SECCIÓN A-A  
ESCALA 3 : 2



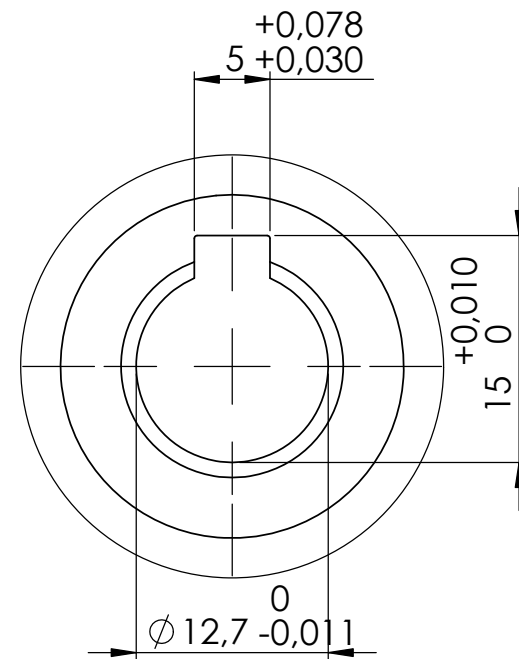
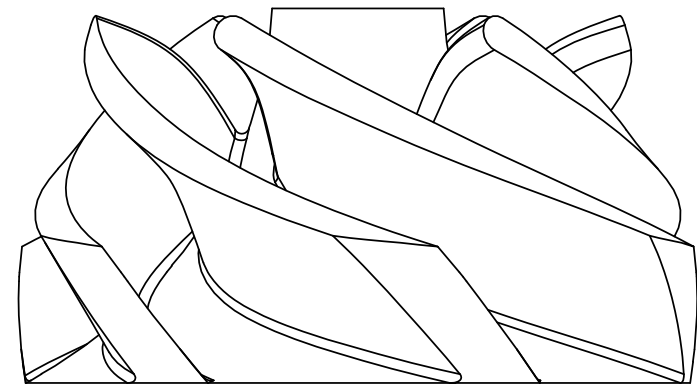
SECCIÓN C-C  
ESCALA 3 : 2



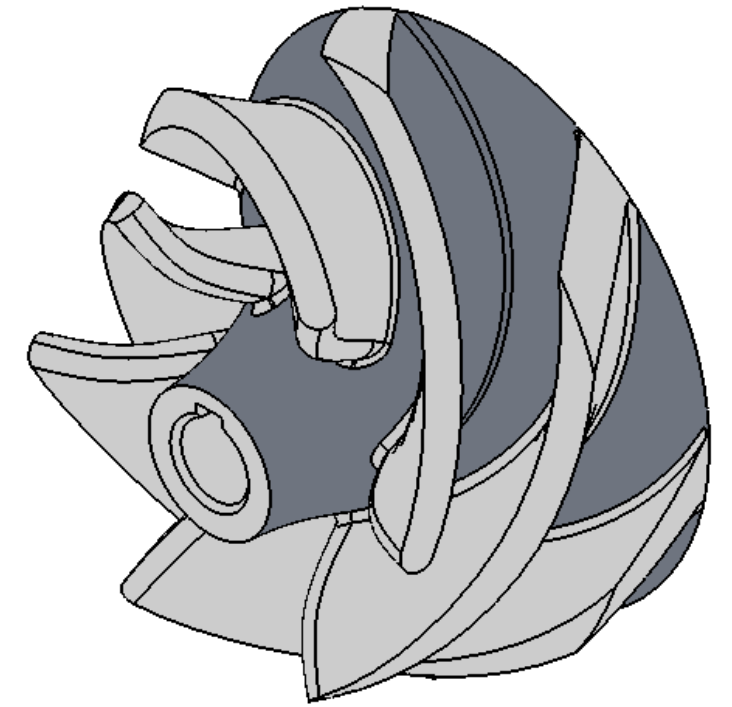
		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
<b>ESCALA: 3:2</b>		<b>EJE</b>	
	DIBUJADO POR: N. Arenas/J. Miranda	03/08/2017	PIEZA N° 4
<b>FORMATO A3</b>	REVISADO POR: Nestor Raul D'croz	03/08/2017	HOJA: 07/10
<b>MEDIDAS EN: mm</b>	<b>MATERIAL: AISI 4140</b>		<b>PL N° 01-01-04</b>



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 1



DETALLE B  
ESCALA 2 : 1

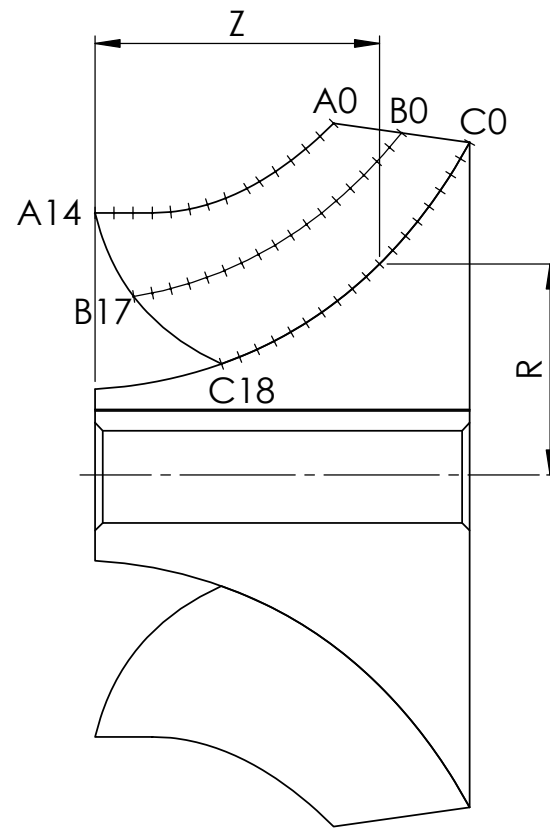
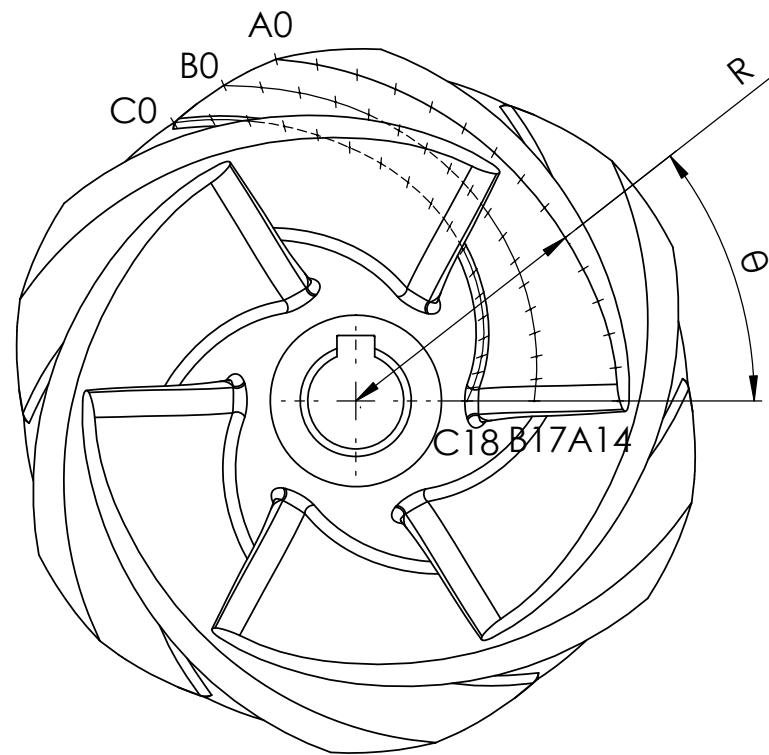


EL ESPESOR DE LOS ALABES ES DE 5 mm.

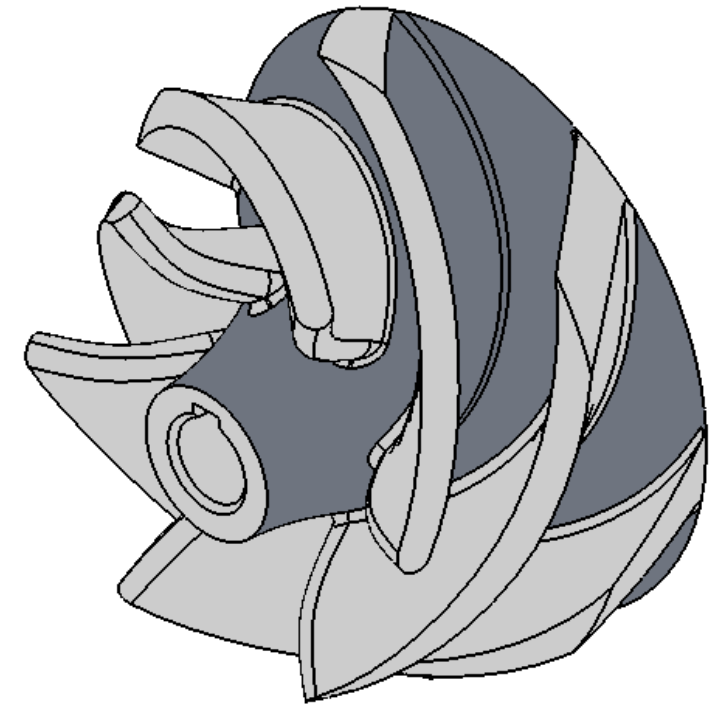
EL BORDE DE ATAQUE DE LOS ALABES  
ESTA REDONDEADO A 2.5 mm.

LA BASE DE LOS ALABES TIENE UN  
REDONDEO DE 1 mm.

		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
ESCALA: 1:1		IMPULSOR	
	DIBUJADO POR: N. Arenas/J. Miranda	03/08/2017	PIEZA N° 5
FORMATO A3	REVISADO POR: Nestor Raul D'croz	03/08/2017	HOJA: 08/10
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: ABS		PL N° 01-01-05

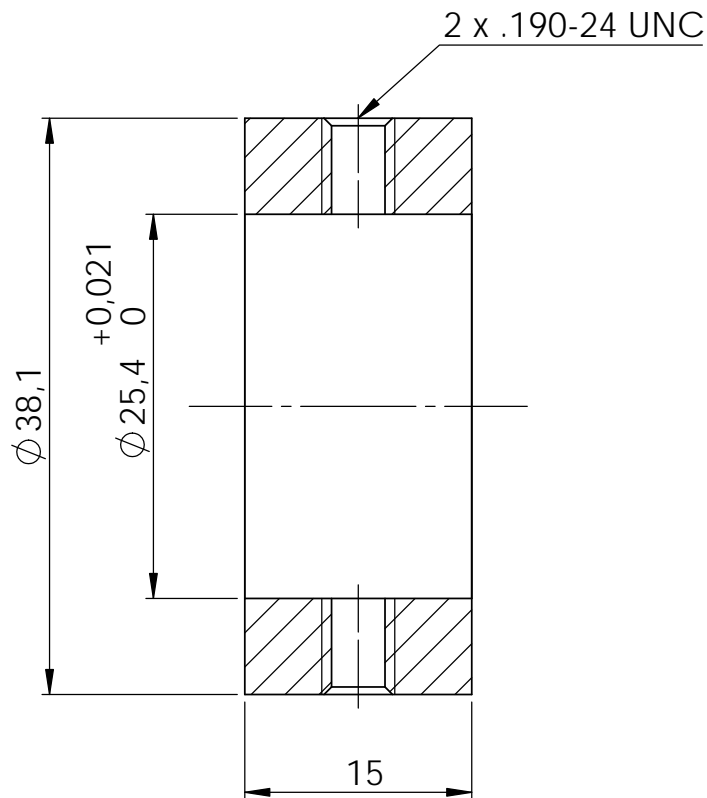


SECCIÓN E-E  
ESCALA 1 : 1



N°	R	Z	θ	N°	R	Z	θ
A0	46,5	31,6	103,4	B0	45,2	40,6	113,2
A1	44,8	29,8	96,6	B1	43,3	39,0	106,8
A2	43,1	27,9	89,8	B2	41,4	37,3	100,3
A3	41,6	25,9	82,8	B3	39,6	35,6	93,9
A4	40,1	23,9	75,6	B4	37,9	33,8	87,4
A5	38,8	21,8	68,3	B5	36,2	31,9	81,0
A6	37,6	19,6	60,9	B6	34,6	30,0	74,5
A7	36,6	17,3	53,3	B7	33,1	28,0	68,1
A8	35,8	14,9	45,7	B8	31,7	25,9	61,4
A9	35,2	12,5	38,0	B9	30,4	23,8	54,9
A10	34,8	10,0	30,1	B10	29,2	21,6	48,2
A11	34,7	7,6	22,3	B11	28,0	19,4	41,3
A12	34,7	5,0	14,7	B12	27,0	17,1	34,5
A13	34,7	2,5	7,3	B13	26,1	14,8	27,7
A14	34,7	0,0	0,0	B14	25,3	12,4	20,8
				B15	24,6	10,0	13,8
				B16	24,1	7,6	6,9
				B17	23,6	5,1	0,0
				C0	44,0	49,5	123,2
				C1	41,8	48,3	117,1
				C2	39,7	47,0	111,0
				C3	37,6	45,6	104,6
				C4	35,5	44,2	98,2
				C5	33,5	42,7	91,4
				C6	31,6	41,1	84,0
				C7	29,7	39,4	76,6
				C8	27,9	37,7	69,1
				C9	26,2	35,9	61,7
				C10	24,6	34,0	54,6
				C11	23,0	32,1	47,5
				C12	21,5	30,0	40,4
				C13	20,1	27,9	33,2
				C14	18,9	25,8	26,1
				C15	17,7	23,6	19,5
				C16	16,6	21,3	13,0
				C17	15,6	19,1	6,5
				C18	14,7	16,7	0,0

 	<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>		
ESCALA: 1:1	IMPULSOR		
	DIBUJADO POR: N. Arenas/J. Miranda	03/08/2017	PIEZA N° 5
FORMATO A3	REVISADO POR: Nestor Raul D'croz	03/08/2017	HOJA: 09/10
MEDIDAS EN: mm	MATERIAL: ABS		PL N° 01-01-05



## ANEXO B. RESULTADOS DE DISEÑO DEL IMPULSOR CON EL SOFTWARE CFTURBO

### Information

Values Meridian Cordier diagramm Velocity triangles

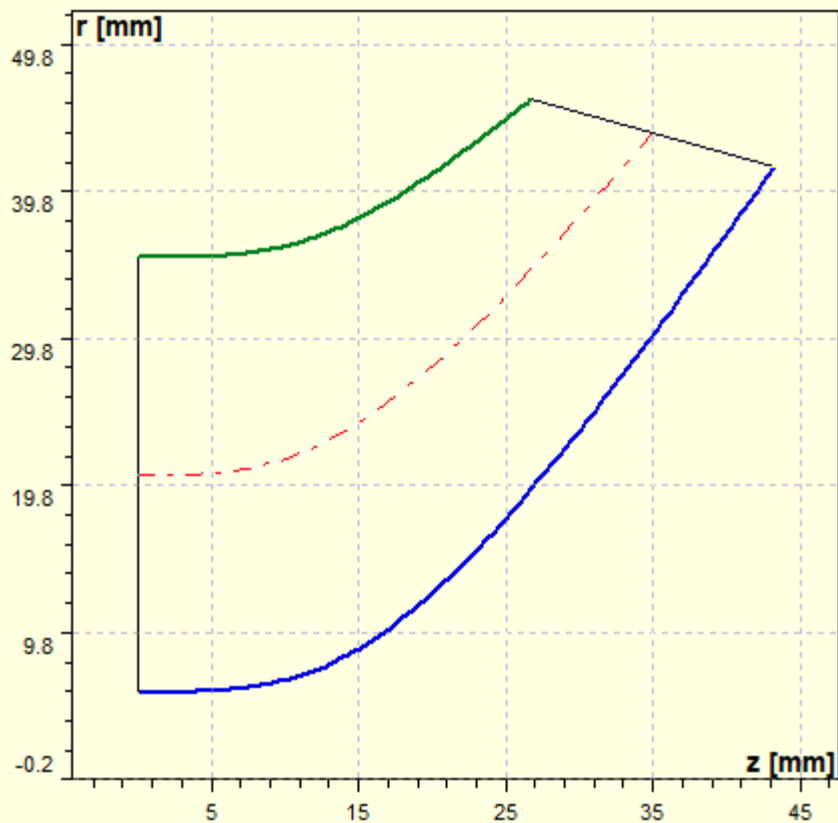
Design point:

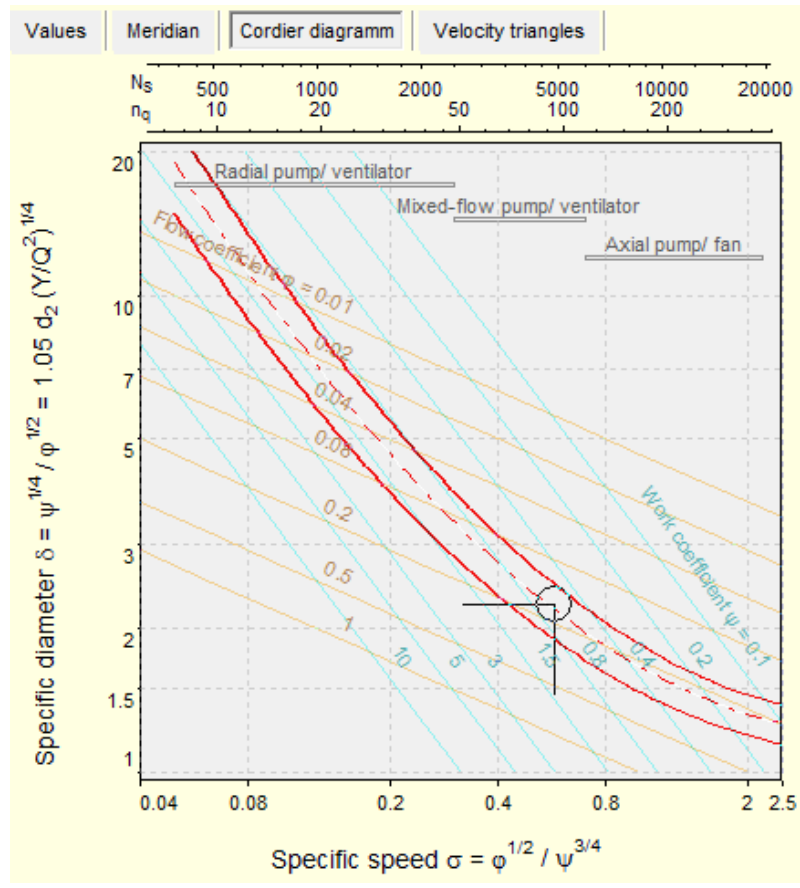
Volume flow	Q	0.015 m <sup>3</sup> /s
Rotational speed	n	3520 /min
Mass flow	m	14.973 kg/s
Head	H	8 m
Power output	PQ	1.1751 kW
Additional casing efficiency	$\eta_c$	1.00
Specific speed (EU)	$n_q$	90.6

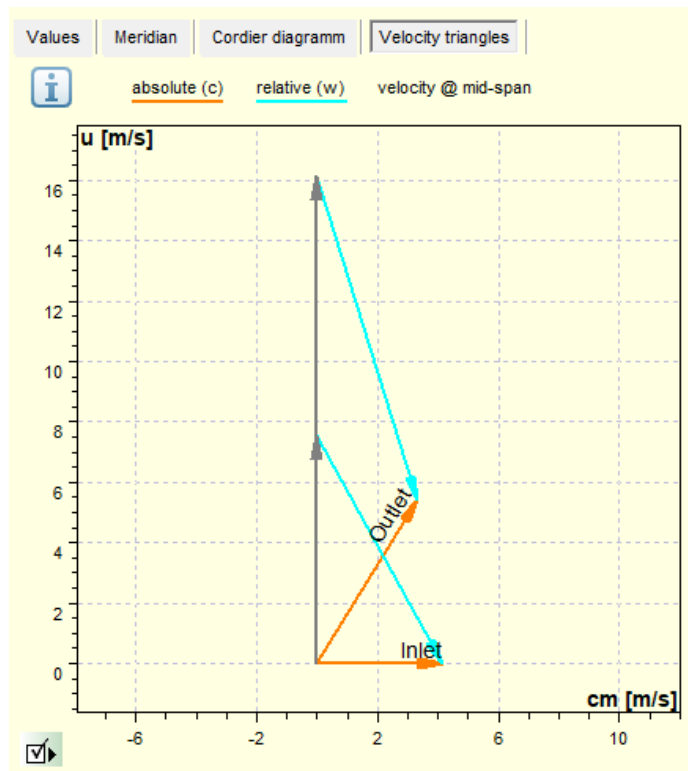
Values Meridian Cordier diagramm Velocity triangles

Schematic sketch for illustration only

Automatic fit view







1 Setup 2 Parameters 3 Dimensions Information

Parameters

Calculate suction diameter  $d_S$  with

Intake number  $\epsilon$  0.329

Calculate impeller diameter  $d_2$  with

Work coefficient  $\psi$  0.602  use  $\eta$

Calculate outlet width  $b_2$  with

Outlet width ratio  $b_2/d_2$  0.196

Efficiencies

Design relevant Information only

Hydraulic efficiency  $\eta_h$  89.5 %

Volumetric efficiency  $\eta_v$  95.4 %

Tip clearance efficiency  $\eta_t$  100 %

Casing efficiency  $\eta_C$  100 %

Information

Values Meridian Cordier diagram Velocity triangles

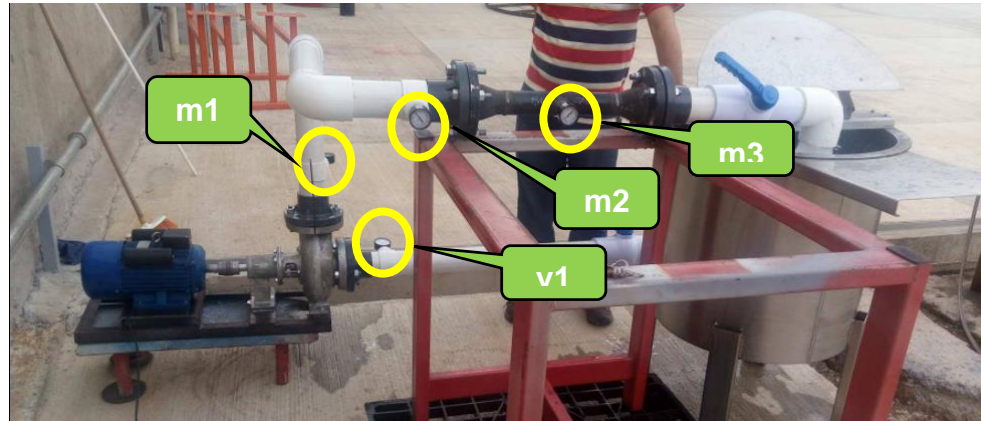
Torque	M	3.8443 Nm
Required driving power	PD	1.4171 kW
Power loss	PL	0.24199 kW
Required power incl. motor losses	PR	1.7713 kW
Impeller efficiency	$\eta_{Im}$	84.53 %
Stage efficiency	$\eta_{St}$	82.92 %
Stage efficiency incl. motor	$\eta_{St}^*$	66.34 %

Shaft		Values	Meridian	Cordier diagramm	Velocity triangles
Allowable stress	$\tau$ 15 MPa →	Results of mid-span calculation			
Factor of safety	SF 1.15	Meridional flow coefficient	$\varphi_m$	0.206	
Min. shaft diameter	d 11.45 mm	Flow coefficient	$\varphi_t$	0.154	
<b>Main dimensions</b>		Work coefficient	$\psi$	0.602	
Hub diameter	dH 11.45 mm	Diameter coefficient	$\delta$	2.244	
<input type="checkbox"/> Automatic	Calculate	Outlet hub diameter	dH2	83.1	
Suction diameter	dS 70.6 mm →	Outlet tip diameter	dS2	92.1	
Impeller diameter	d2 87.6 mm	Peripheral speed at outlet	u2	16.1 m/s	
Outlet width	b2 17.17 mm	Average inlet velocity	cmS	4.1 m/s	
		Average inlet velocity (net)	cmS*	3.9 m/s	
		Inlet circ. velocity	cuS	0 m/s	
		Inlet rel. velocity	wS	8.6 m/s	
		Outlet peripheral speed	u2	16.1 m/s	
		Outlet mer. velocity	cm2	3.3 m/s	
		Outlet mer. velocity (net)	cm2*	3.2 m/s	
		Outlet circ. velocity	cu2	5.4 m/s	
		Outlet rel. velocity	w2	11.2 m/s	
		Meridional deceleration	cm2/cmS	0.81	
		Relative velocity ratio S->2	w2/wS	1.30	
		Outlet width ratio	b2/d2	0.20	
		NPSHR estimation (Pfleiderer)	NPSHR	1.9...4 m	
		NPSHR estimation (Petermann)	NPSHR	2.8...4.8 m	
		NPSHR estimation (Stepanoff)	NPSHR	4 m	
		NPSHR estimation (Gülich)	NPSHR	1.8...3.7 m	
		NPSHR estimation (Europump)	NPSHR	2.2...3.6 m	
		Axial force	Fax	268.7 N	

## ANEXO C. TABLA DE PROPIEDADES DEL ABS

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES												
MATERIAL	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Modulo de elasticidad (Young) (Gpa)	Elongacion a la rotura (%)	Modulo de flexion (Gpa)	Resistencia a la flexion (Mpa)	Temperatura de transición vítrea (°C)	Temperatura de deflexion de calor (a 455 Kpa) (°C)	Capacidad calorífica específica (J/Kg*K)	Relacion fuerza peso (KN*m/Kg)	Resistencia a la traccion UTS (Mpa)	Expansión termica (µm/m*K)	
ABS	1,03 - 1,38	1,7 - 2,8	3,0 - 75,0	2,1 - 7,6	69 - 97	100	84 - 118	1080 - 1400	31 - 80	33 - 110	83 - 95	
PLA	1,25	3,5	6	4	80	60	65	1800	40	50	0,13	

## ANEXO D. TABLA DE RESULTADO PRUEBAS



**ABREVIATURAS:** Manometro (m), Vacuometro (v)

D1 [m]	0,09068	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1000
D2 [m]	0,0525	$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	9,81
A1 [m <sup>2</sup> ]	0,00646	$\Delta Z$ [m]	0,35
A2 [m <sup>2</sup> ]	0,00216		

v1 [cmHg]	m1 [psi]	m2 [psi]	m3 [psi]	v1 [pa]	m1 [pa]	m2 [pa]	m3 [pa]
0	13	11	11	0	89635	75845	75845
0	12	9,8	9,6	0	82740	67571	66192
0	11	9,1	8,8	0	75845	62744,5	60676
0	11	9,8	9,5	0	75845	67571	65502,5
0	12	10	9,7	0	82740	68950	66881,5
0	9,5	8,5	8	0	65502,5	58607,5	55160
0	10	9	8,5	0	68950	62055	58607,5
0	8	6,7	6	0	55160	46196,5	41370
0	7	6,4	5,5	0	48265	44128	37922,5
0	7	5,5	4,5	0	48265	37922,5	31027,5
0	6	4	2,9	0	41370	27580	19995,5
0	5,2	4,5	3,3	0	35854	31027,5	22753,5
0	5	3,6	2	0	34475	24822	13790
0	5	3,5	1,7	0	34475	24132,5	11721,5
5	4	2,5	0,5	666,6	27580	17237,5	3447,5
3,5	4	2,9	0,7	466,62	27580	19995,5	4826,5

V [V]	120
cos $\phi$	0,9
$\eta_{\text{motor}}$	0,7

Q [m <sup>3</sup> /s]	Q [L/s]	$\Delta P$ [Pa]	H [m]	I [A]	W <sub>mec</sub> [kW]	W <sub>h</sub> [kW]	H
0,0000	0,0	89635	9,5	17,7	1,34	0,00	0,0%
0,0038	3,8	82740	8,8	18,6	1,41	0,33	23,4%
0,0047	4,7	75845	8,1	17,5	1,32	0,37	28,0%
0,0047	4,7	75845	8,1	17,7	1,34	0,37	27,7%
0,0047	4,7	82740	8,8	16,8	1,27	0,40	31,7%
0,0060	6,0	65502,5	7,0	18,3	1,38	0,42	30,1%
0,0060	6,0	68950	7,4	16,6	1,25	0,44	34,8%
0,0071	7,1	55160	6,0	17,0	1,29	0,42	32,5%
0,0081	8,1	48265	5,3	17,0	1,29	0,42	32,6%
0,0085	8,5	48265	5,3	17,2	1,30	0,44	33,9%
0,0089	8,9	41370	4,6	18,0	1,36	0,40	29,5%
0,0093	9,3	35854	4,0	17,8	1,35	0,37	27,3%
0,0108	10,8	34475	3,9	17,9	1,35	0,41	30,2%
0,0114	11,4	34475	3,9	17,2	1,30	0,43	33,4%
0,0121	12,1	26913,4	3,1	17,6	1,33	0,37	27,5%
0,0127	12,7	27113,38	3,1	18,0	1,36	0,39	28,4%