

UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA



AREA DE ENERGÍA, INDUSTRIAS Y RECURSOS NATURALES
NO RENOVABLES

INGENIERIA ELECTROMECAÁNICA

TESIS DE GRADO

TITULO: “DISEÑO DEL IMPULSOR DE UNA BOMBA
CENTRÍFUGA DE LA ESTACIÓN DE BOMBEO “LA
SOTA” EN LA CIUDAD DE CATAMAYO”.

Autor: Kevin Javier Román Balcázar.

Tesis previa a la obtención
del Título de Ingeniero
Electromecánico

Director: Ing. Armando Salgado.

Asesores: Ing. Zoilo Suárez Pérez.

Dr. Raúl Izquierdo Pupo

Año 2004

DECLARACIÓN DEL AUTOR.

Yo, Kevin Javier Román Balcázar, autor de esta Tesis de Grado, certifico la propiedad intelectual a favor de la Universidad Nacional de Loja, la cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad académica que estime conveniente.

Director: Ing. Armando salgado

Autor: Kevin Román Balcázar

PENSAMIENTO

Lo maravilloso de aprender algo, es que nadie puede arrebatárnoslo.

B.B. King

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a las personas que confiaron en mí, estas personas son mis queridos Padres: Constante Román y Neri Balcázar y mis hermanas: Paola, María Antonia y Andrea, al igual que esta dedicado a todos mis familiares y amigos que de una o otra manera estuvieron apoyándome para salir adelante.

AGRADECIMIENTO

Al concluir el proyecto de tesis, agradezco a Dios por haberme dado fuerzas y valor a lo largo de toda mi vida.

Deseo dejar constancia de mi agradecimiento a todas aquellas personas que de una u otra forma han contribuido en la realización de este trabajo, así como de mi formación profesional.

De manera especial a mi director de tesis, Ing. Armando Salgado, el cual me brindó su confianza para la realización de este proyecto.

Al personal docente de la Universidad Nacional de Loja e Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa - Cuba por haberme dado la oportunidad de aprender con ellos.

A mis asesores Ing. Zoilo Suárez, Dr. Raúl Izquierdo y Dr. Alberto Turro. A quienes agradezco sus ideas, consejos y enseñanzas.

A todos muchos gracias

Kevin Román Balcázar.

RESUMEN

En el presente trabajo se propone realizar un estudio técnico y económico del sistema hidráulico y del impulsor de una bomba centrífuga marca Goulds Pumps modelo 3316 que se encuentra trabajando en la Estación de bombeo denominada "La Sota" en la ciudad de Catamayo, cuya ubicación está en la provincia de Loja al sur del Ecuador, debido a que los impulsores que se encuentran actualmente presentan graves daños, ocasionados por los materiales abrasivos que existen en la piscina de captación de agua, por tal razón se tiene un bajo rendimiento del sistema y altos costos de operación y mantenimiento de la bomba, los objetivos principales del proyecto son: realizar un análisis de la red hidráulica, cálculo de las principales partes del impulsor y determinar el material más factible para las condiciones de operación que tiene la bomba.

SUMMARY

Presently work intends to be carried out a technical and economic study of the hydraulic system and of the impeller of a centrifugal pump marks Goulds Pumps model 3316 that it is working in the Station of pumping denominated "The Boss" in the city of Catamayo whose location is in the county from Loja to the south of the Ecuador, because the impellers that are at the moment present serious damages, caused by the abrasive materials that exist in the pool of reception of water, by such reason it has a low yield of the system and high operation costs and maintenance of the pump, the main objectives of the project are: to carry out an analysis of the hydraulic net, calculation of the impellers main parts and to determine the most feasible material for the operation conditions that it has the pump.

INDICE

INTRODUCCIÓN.....	12
Antecedentes.....	12
Problematización.....	13
Problema de investigación.....	14
Objetivos y tareas de trabajo.....	15
Hipótesis.....	16
CAPITULO I. Teoría de las turbomáquinas.....	17
1.1 Características de los fluidos.....	17
1.1.1 Propiedades de los fluidos.....	17
1.2.2 Clasificación de los fluidos.....	21
1.2 Clasificación general de las bombas hidráulicas.....	22
1.3 Terminologías y definiciones de las bombas centrífugas.....	23
1.4 Bombas centrífugas. Introducción y funcionamiento.....	24
1.5 Ecuaciones que rigen el funcionamiento de las bombas centrífugas. Ecuación de Euler.....	26
1.6 Movimiento de los líquidos en el impulsor de una bomba centrífuga. Triángulo de velocidades.....	32
1.7 Alturas a considerar en las bombas centrífugas. Ecuación de Bernoulli.....	33
1.8 Leyes de semejanza y velocidad específica.....	34
1.8.1 Leyes de semejanza.....	34
1.8.2 Velocidad específica.....	35

1.9 Rendimiento de las bombas centrífugas.....	36
1.10 Aplicaciones de la velocidad específica de las bombas centrífugas.....	38
1.12 Fenómeno de la cavitación en bombas y NPSH.....	41
1.12.1 Cavitación.....	41
1.12.2 Carga neta positiva de succión (NPSH).....	42
1.13 Criterio de selección de bombas.....	44
CAPITULO II. Evaluación de la instalación de bombeo “La Sota” y cálculo de las principales partes del impulsor.....	46
2.1 Características de la instalación.....	46
2.2 Problemas de la operación de bombas centrífugas.....	47
2.3 Cálculo de los parámetros de la red y del proyecto.....	50
2.3.1 Cálculo de la red hidráulica, teniendo en cuenta los parámetros del fabricante de la bomba.....	51
2.3.2 Cálculo del régimen de trabajo y cavitación en la instalación, teniendo en cuenta los parámetros del fabricante de la bomba.....	56
2.3.3 Determinación de los parámetros del proyecto. Cálculo del caudal y la altura necesaria.....	61
2.4 Metodología de cálculo del impulsor de la bomba centrífuga	63
2.5 Cálculo del impulsor de la bomba Goulds Pumps Modelo 3316 teniendo en cuenta los parámetros del fabricante de la bomba.....	75
2.6 Comprobación del diseño del impulsor de la bomba Goulds Pumps Modelo 3316 teniendo en cuenta los parámetros del proyecto.....	81
2.7 Comportamiento de la bomba utilizando las leyes de semejanza.....	89

CAPITULO III. Abrasión y desgaste.....	92
3.1 Estudios del desgaste en bombas.....	92
3.2 Forma y diseño de la bomba.....	93
3.3 Material actual del impulsor de la bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316 serie 4 x 6 – 11 HG.....	95
3.4 Selección del material idóneo para el impulsor de la bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316 serie 4 x 6 – 11 HG.....	97
CAPITULO IV. Mantenimiento y seguridad industrial.....	104
4.1 Evaluación del sistema de mantenimiento adecuado de acuerdo a las condiciones operacionales de la planta.....	104
4.2 Mantenimiento correctivo.....	104
4.3 El mantenimiento preventivo.....	105
4.4 Mantenimiento predictivo.....	100
4.5 Criterios y aspectos de mantenimiento en la instalación de bombeo “La Sota”.	106
4.6 Mantenimiento de las bombas centrífugas.....	107
4.7 Programa de mantenimiento preventivo de las bombas centrífugas goulds pumps modelo 3316.....	107
4.8 Seguridad industrial en la operación de bombas centrífugas.....	109
CAPITULO V. Evaluación Técnica, Económica e Impacto ambiental.....	112
5.1 Evaluación técnico-económica de la instalación de bombeo.....	112
5.2 Valorización del impacto ambiental de la instalación y operación de las bombas.....	115
CONCLUSIONES.....	117

RECOMENDACIONES.....	119
SIMBOLOGÍA.....	120
BIBLIOGRAFÍA.....	122
ANEXOS.....	125

INTRODUCCIÓN

ANTECEDENTES

Al sur del Ecuador, en la Provincia de Loja, se encuentra la ciudad de Catamayo, ubicada en el cantón de su mismo nombre, está situada a una altura de 1100 m.s.n.m. El clima de Catamayo es seco – cálido con una temperatura ambiente promedio de 24 °C. La ciudad tiene aproximadamente una población de 20000 habitantes, por lo que se requiere una gran cantidad de agua potable para abastecer a toda la población. La captación del agua se realiza desde el río “Catamayo”, el cual posee un gran caudal, que se mantiene estable durante todo el año.

La estación de bombeo parte desde el sitio denominado “La Sota” cuyos datos hidrometeorológicos son los siguientes: esta ubicada geográficamente a 79° 22’ de longitud oeste y a 4° 00’ de latitud sur, con una elevación igual a la de Catamayo, la presión atmosférica a esa altura es igual a 9,1 m.c.a.

Para el bombeo tenemos 3 bombas centrífugas de eje horizontal marca Goulds Pumps de 200 HP las cuales están ubicadas en paralelo, pero por el constante deterioro de las partes internas de las mismas hasta la fecha solo funcionan dos bombas, las cuales no operan al mismo tiempo, se le da descanso a cualquiera de las dos para mantenimiento.

La estación de bombeo, con sistema de captación, las líneas de impulsión y conducción, así como la planta de tratamiento de agua llevan funcionando aproximadamente nueve años. Cuando se concluyeron las obras de construcción en este sector quedaron algunos aspectos que no se tomaron en cuenta, los mismos que generaron muchos daños y por lo que dos

años más tarde se produjo ya la pérdida general del rendimiento en todo el sistema de bombeo.

PROBLEMATIZACIÓN.

Hasta ahora el sistema de bombeo de agua de la ciudad de Catamayo ha sido bastante ineficiente, por esta razón se hace necesario afrontar los problemas presentes con el grado de profundización que requiere la tarea y llevar a cabo cálculos para la implementación de un nuevo y mejor sistema que corrija las causantes directas del bajo rendimiento de las bombas, el constante deterioro y desgaste de las partes internas de las bombas y el alto consumo eléctrico. Todos estos problemas causan malestar a la ciudadanía por los constantes cortes del servicio.

Desde que la estación de bombeo de agua comenzó a funcionar (1994) se han detectado fallas principalmente por la ausencia de válvulas de retención, provocando el desprendimiento de los sellos de las válvulas, se cambiaron los sellos de las válvulas y se colocó en dos puntos de la tubería de impulsión válvulas de retención para evitar el golpe de ariete. Por otro lado la tubería de succión fue afectada al llegar los sedimentos a niveles críticos dando lugar a llevar partículas abrasivas a los elementos de las bombas.

A los tres años de funcionamiento colapsó la primera bomba, y dos años más tarde las 2 bombas restantes, los impulsores presentaban averías graves los que se les sometió a reparaciones con soldadura de relleno, la reparación de estos impulsores no ha dado buenos resultados ya que según los empleados que laboran en la empresa constantemente los impulsores presentan averías considerables.

Actualmente solo funcionan dos bombas, las mismas no operan al mismo tiempo, se le da descanso a cualquiera de las dos para mantenimiento. La bomba de la instalación de bombeo trabaja diariamente 12 horas aproximadamente, lo cual, se ha convertido en un grave problema por el elevado costo de consumo de energía eléctrica.

En la presente investigación se propone evaluar los impulsores de las bombas centrífugas, debido a que los mismos no resisten a las condiciones de trabajo que se tiene en la estación de bombeo de agua, presentan daños debido al desgaste de los materiales abrasivos que existen en el pozo de recolección, por tal razón se hace una gran inversión económica por parte del municipio para reemplazar los impulsores dañados por unos nuevos.

Atendiendo a lo anteriormente expuesto se destaca la presencia de un acelerado desgaste en el impulsor, por lo tanto se obtiene un bajo rendimiento del sistema y un elevado consumo de energía eléctrica.

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

Problema General

Dificultades en el diseño del impulsor de la bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316 que resista al alto desgaste producido por la abrasión que existe en la estación de bombeo de Catamayo, de modo eficiente y técnicamente factible

Problema Específico

- Bajo rendimiento de las bombas ocasionado por el deterioro de sus partes internas.
- El constante deterioro de las partes internas de las bombas por la abrasión y las partículas existentes en el pozo de recolección

- El alto consumo eléctrico.
- El volumen obtenido de agua es bajo y no es constante.
- Posibilidad de la existencia del fenómeno de la cavitación

OBJETIVOS Y TAREAS DE TRABAJO

Objetivo General

Realizar el diseño del impulsor de la bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316 que resista al desgaste producido por la abrasión que existe en la estación de bombeo “La Sota” en la ciudad de Catamayo.

Objetivos Específicos

- Determinar las principales causas que ocasionan el desgaste acelerado de los impulsores en las bombas centrífugas de las instalaciones de bombeo.
- Hacer un análisis de los diferentes materiales con fin de determinar el más factible y económico.
- Perfeccionar el diseño del impulsor y sugerir su implementación en las bombas de la instalación de bombeo.

Tareas de trabajo

Para el cumplimiento de los objetivos propuestos es necesario realizar las siguientes acciones.

1. Evaluación de los problemas de la estación de bombeo.
2. Cálculo del caudal y altura del sistema según el consumo de la población.

3. Cálculo del régimen de trabajo y cavitación.
4. Caracterización de las principales averías que presentan los impulsores.
5. Evaluación de los parámetros de diseño de las bombas centrífugas.
6. Cálculo de las principales partes del impulsor.
7. Ejecución de la ingeniería de detalle.

HIPÓTESIS DE TRABAJO.

Hipótesis General

Con el establecimiento de un adecuado diseño del impulsor se incrementará el rendimiento de las bombas y se reducirán los costos de operación y mantenimiento.

Hipótesis Específicas

- Las averías existentes en los impulsores de las bombas se ocasionan por la abrasión y cavitación lo que conlleva a un excesivo recambio de piezas y bajo rendimiento del sistema
- Realizando un exhaustivo análisis de las características geométricas del impulsor averiado se podrá realizar un diseño más óptimo para las condiciones de operación que se tiene en la estación de bombeo.

1 TEORÍA DE LAS TURBOMÁQUINAS.

1.1 CARACTERÍSTICAS DE LOS FLUIDOS.

1.1.1 Propiedades de los fluidos.

Densidad:

La densidad es la masa del fluido contenido en la unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{M}{V} \quad (1.1)$$

Donde:

M - masa del fluido (Kg.).

V - volumen que ocupa dicha masa (m³)

ρ - densidad, Kg /m³ (La densidad del agua a 4 ° C se toma igual a 1000 kg/m³)

Para intervalos pequeños de variación de la temperatura la densidad puede considerarse constante. Para los líquidos la densidad prácticamente no varía con la presión.

Peso específico.

Es el peso del fluido contenido en la unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{G}{V} \quad (1.2)$$

El peso específico γ y la densidad ρ están relacionados entre sí mediante la siguiente ecuación:

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{Mg}{V} = \rho g, \quad (1.3)$$

donde g es la aceleración de la gravedad, adoptada corrientemente igual a 9,81 m/s².

g – aceleración de la gravedad, m/s²

γ - peso específico N/m³

Densidad relativa.

La densidad relativa es la relación entre el peso o la masa de un cuerpo cualesquiera con el peso o masa de un mismo volumen de agua destilada a la temperatura de 4 °C. Esta relación es igual a la de los pesos específicos o a la de las densidades del cuerpo y del agua.

$$\delta = \frac{\rho_1}{\rho_0} \quad (1.4)$$

Donde:

ρ_1 - Densidad del líquido, Kg/m³

ρ_0 - Densidad del agua, Kg/m³

Volumen específico

El volumen específico es el recíproco del peso específico

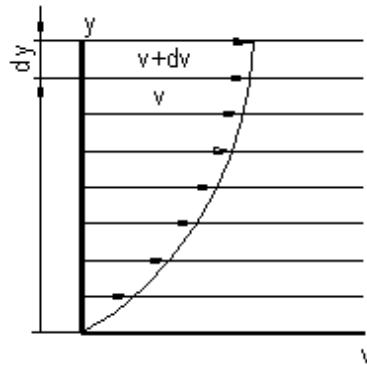
$$v = \frac{1}{\gamma}$$

O sea, el volumen ocupa 1 Kg. de peso de la sustancia.

Viscosidad

Es la propiedad que tienen los fluidos de oponerse al desplazamiento o al resbalamiento de sus capas. Esta propiedad se manifiesta en que dentro del líquido, en condiciones determinadas, surgen tensiones tangenciales. La viscosidad es la propiedad inversa a la fluidez, los líquidos con mayor viscosidad son menos fluidos y viceversa.

Conforme a la hipótesis enunciada por primera vez por Newton en 1686 y más tarde demostrada experimentalmente por el profesor N. Petrov en 1883, la tensión tangencial en el líquido τ depende de la clase de este y del carácter de la corriente.



Si esta es laminar, cambia en proporción directa al gradiente transversal de velocidad es decir:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \quad \text{Ley de Newton} \quad (1.5)$$

Donde:

μ - coeficiente dinámico de viscosidad Pa. s

τ - tensión tangencial o de rozamiento, Pa.

$\frac{dv}{dy}$ - gradiente de velocidad

La unidad de viscosidad en el sistema CGS es el Poise; 1Poise = 0,1Pa.s.

La tensión tangencial depende del líquido en particular y del carácter de la corriente.

El agua a 20 ° C (valor del coeficiente dinámico de viscosidad de 1,002 Cp.).

Junto con el coeficiente dinámico de viscosidad se emplea también el coeficiente a de viscosidad cinemática. (δ)

$$\delta = \frac{\mu}{\rho} \quad (m^2/s). \quad (1.6)$$

Como unidad del coeficiente cinemático se emplea el Stoke. (1Stoke = 1cm²/s)

En el caso de una corriente turbulenta no hay laminación del flujo y el líquido se mezcla, la ley de razonamiento de Newton no es aplicable. Debido a la mezcla del líquido y a la transferencia interrumpida de cantidades de movimientos en dirección transversal, la tensión tangencial sobre la pared del tubo en un flujo turbulento es considerablemente mayor que en el laminar.

Compresibilidad.

Es la relación entre los cambios de volumen y los cambios de presión a los que está sometido un fluido. Si la cantidad de masa permanece constante las variaciones de volumen pueden relacionarse directamente con variaciones de la masa específica. En general se sabe que en los fluidos la masa específica depende tanto de la presión como de la temperatura de acuerdo a la ecuación de estado.

Presión de vapor.

Las sustancias puras pueden pasar por las cuatro fases, desde sólido a plasma, según las condiciones de presión y temperatura a que estén sometidas.

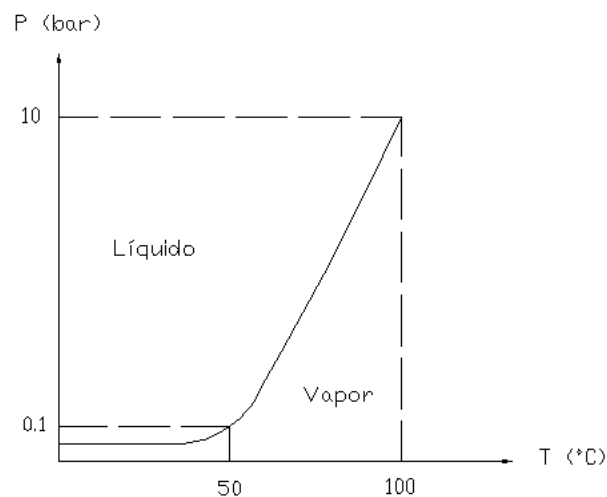


Fig. 1.1 Presión de vapor y temperatura de ebullición para el caso del agua.

Se acostumbra designar líquidos a aquellas materias que bajo las condiciones normales de presión y temperatura en que se encuentran en la naturaleza están en esa fase. Cuando un líquido se le disminuye la presión a la que está sometido hasta llegar a un nivel en el que comienza a bullir, se dice que alcanzado la presión de vapor. Esta presión depende de la temperatura. Así por ejemplo, para el agua a 100 °C, la presión es de aproximadamente de 1 bar, que equivale a una atmósfera normal. La presión de vapor y la temperatura de ebullición están relacionadas, y definen una línea que separa el líquido de una misma sustancia en un gráfico de presión y temperatura.

1.1.2 Clasificación de los fluidos.

De acuerdo con la ley de Newton los fluidos se clasifican en: líquido newtonianos y líquido no newtonianos.

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy} \quad \text{Ley de Newton} \quad (1.7)$$

Las hidromezclas que cumplen la segunda ley se conocen por hidromezcla estructurales.

MODELO	DENOMINACIÓN
$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}$	Newtoniano
Oswald de Waele $\tau = K \cdot \gamma^n \quad n < 1$	Pseudo plástico o fluido adelgazante por corte.
$\tau = K \cdot \gamma^n \quad n > 1$	Dilatante o espesante por corte
Bingham $\tau = \tau_0 + K \cdot \gamma^n \quad n = 1$	Plástico ideal.
Burkley – Herschel $\tau = \tau_0 + K \cdot \gamma^n$	Plástico real

El índice n , da la medida del grado de comportamiento no newtoniano del líquido y el índice de consistencia (K), da la medida del grado de viscoso del líquido.

Las hidromezclas se clasifican de acuerdo a su granulometría. En la tabla a continuación aparece la clasificación:

Nombre de la hidromezcla	Tamaño de las partículas (mm)
Muy gruesa	10 – 300
Gruesa	3 – 10
Dispersión gruesa	0,15 – 3
Dispersión fina	0,05 – 0,15
Estructurales	0,005 – 0,05
Coloidales	< 0,005

1.2 CLASIFICACIÓN GENERAL DE LAS BOMBAS HIDRÁULICAS.

La función principal de una bomba hidráulica es convertir energía, o sea, transformar la energía mecánica en energía cinética, generando presión y velocidad en el fluido.

En un sistema de bombeo adecuado los factores más importantes que se deben escoger son: presión que se requiere en la red y gasto del sistema.

Las bombas se clasifican en tres tipos principales:

- Bombas volumétricas de émbolo alternativo.
- Bombas volumétricas de émbolo rotativo.
- Bombas Rotodinámicas.

Las bombas volumétricas de émbolo alternativo y rotativo funcionan sobre el principio de desplazamiento positivo, o sea, que bombean una determinada cantidad de fluido (sin tener en cuenta las fugas independientemente de la altura de bombeo).

Las bombas roto dinámicas, llevan su nombre debido a un elemento rotativo, llamado rodete, que comunica velocidad al líquido y genera presión. La carcaza exterior, el eje y el motor completan la unidad de bombeo. En su forma usual, la bomba de émbolo alternativo consiste en un pistón que tiene un movimiento de vaivén dentro de un cilindro.

Un adecuado juego de válvulas permite que el líquido sea aspirado en una embolada y lanzado a la tubería de impulsión en la siguiente.

En consecuencia, el caudal será intermitente a menos que se instalen recipientes de aire o un número suficiente de cilindros para uniformar el flujo.

Aunque las bombas de émbolo alternativo han sido separadas en la mayoría de los campos de aplicación por la bomba rotodinámica, mucho más adaptable, todavía se emplean ventajosamente en muchas operaciones industriales especiales.

Las bombas de rotativas generan presión por medio de engranajes o rotores muy ajustados que impulsan periféricamente el líquido dentro de la carcaza cerrada.

El caudal es uniforme y no hay válvulas. Este tipo de bombas es eminentemente adecuado para pequeños caudales (menores de $1,70 \text{ m}^3/\text{seg.}$ y el líquido viscoso).

Las variables posibles son muy numerosas. La bomba rotodinámica es capaz de satisfacer la mayoría de las necesidades de la ingeniería y su uso está muy extendido. Su campo de utilización abarca desde el abastecimiento público de agua, drenajes y regadíos, hasta transporte de hormigón o pulpas.

1.3 TERMINOLOGÍAS Y DEFINICIONES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

- Altura estática de aspiración: Es la diferencia entre la superficie del líquido a elevar y el eje de la Bomba

- Altura estática de impulsión: Es la diferencia de niveles entre el eje de la bomba y la cota piezométrica superior. En el caso de la cañería que entrega a un estanque superior esa cota piezométrica coincide con la superficie del líquido, si la entrada es ahogada.
- Altura estática de elevación total : Es la diferencia entre las cotas piezométricas inferior y superior
- Altura dinámica: Son las alturas estáticas más las pérdidas de carga. Se habla de altura dinámica de aspiración, de impulsión y altura dinámica total de elevación.

1.4 BOMBAS CENTRÍFUGAS. INTRODUCCIÓN Y FUNCIONAMIENTO

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles; son pues, máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos constructivos de que constan son:

- a) Una tubería de aspiración**, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- b) El impulsor o rodete**, formado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje y es la parte móvil de la bomba.

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rodete, que es accionado por un motor, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), adquiriendo una aceleración y absorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el

rodete sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete, en energía de presión, siendo lanzados los filetes líquidos contra las paredes del cuerpo de bomba y evacuados por la tubería de impulsión.

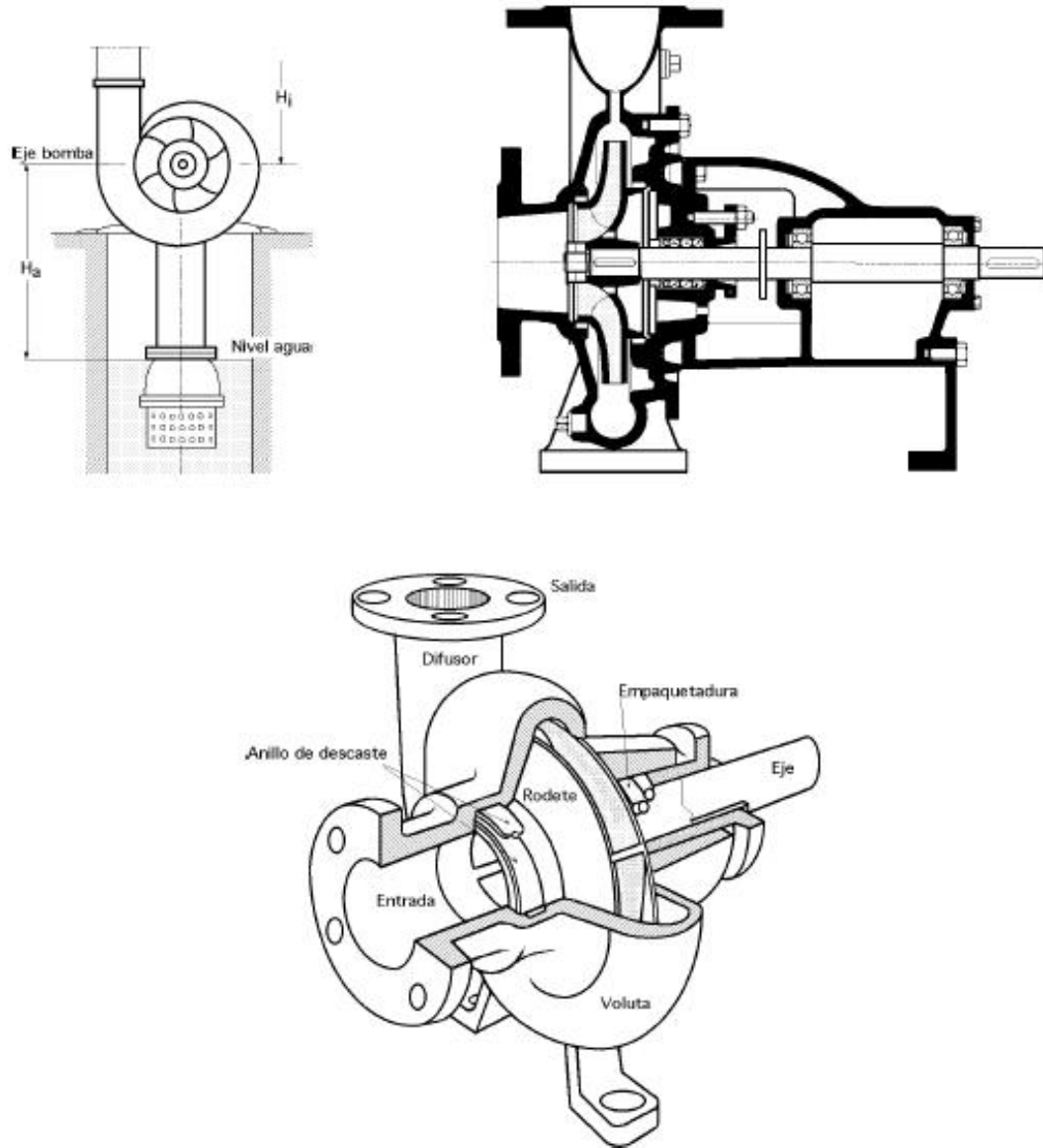


Fig. 1.2 Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva

La carcasa, (voluta), está dispuesta en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior; la separación va aumentando hasta que

las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta.

c) Una tubería de impulsión.- La finalidad de la voluta es la de recoger el líquido a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que disminuye la velocidad (transforma parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión), aumentando la presión del líquido a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta.

1.5. ECUACIONES QUE RIGEN EL FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS. ECUACIÓN DE EULER.

La ecuación fundamental que rige el funcionamiento de los impulsores centrífugos fue desarrollada por el matemático Leonardo Euler en 1754, razón por la cual se denomina ecuación de Euler.

El procedimiento para deducir esta ecuación fue tomada de la *referencia bibliográfica número 23*, y permite calcular la carga teórica que podría desarrollar un impulsor centrífugo en condiciones ideales. Con la ayuda de coeficientes experimentales se puede, a partir de esta ecuación, determinar la carga real que puede desarrollar un impulsor dado.

Las condiciones que permiten el desarrollo teórico de esta ecuación fueron las siguientes.

- a) el flujo tiene una estructura de tubos de corriente que reproducen la geometría de los álabes.
- b) El flujo es simétrico respecto al eje de rotación geoméricamente y cinemáticamente.

c) El flujo se considera plano, es decir, que no existe gradiente de velocidad a lo largo del eje de rotación.

Las dos primeras condiciones implican que el impulsor este formado por un número infinito de álabes que carecen de espesor y que por tanto no provocan una reducción del área de flujo.

Aplicando la ley de conservación de la cantidad de movimiento que establece “el impulso del momento de las fuerzas externas que actúan sobre la masa elemental de un material cualquiera es igual a la variación del momento de la cantidad de movimiento de esta masa”¹, tenemos que:

$$M_{T\infty}\Delta t = (\rho Q C_2 l_2 - \rho Q C_1 l_1)\Delta t \quad (1.8)$$

Donde:

$M_{T\infty}$: Momento teórico que recibe el fluido del eje.

ρ : Densidad del fluido.

Q : Gasto volumétrico que circula por el impulsor.

C : Velocidad absoluta del fluido (los subíndices 1 y 2 se corresponden con los radios de entrada y salida de los álabes)

l : Brazo de las fuerzas que actúan en la duración de las velocidades C_1 y C_2 .

Δt : Diferencial de tiempo. (Ver figura 1.3)

Si se sustituyen los valores de l_1 y l_2 como:

$$l_1 = R_1 \cos \alpha_1$$

$$l_2 = R_2 \cos \alpha_2$$

¹ RAMOS, P. Nestor. Bombas, Ventiladores y Compresores. Pág. 30

y de los planos de velocidad.

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$$

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$$

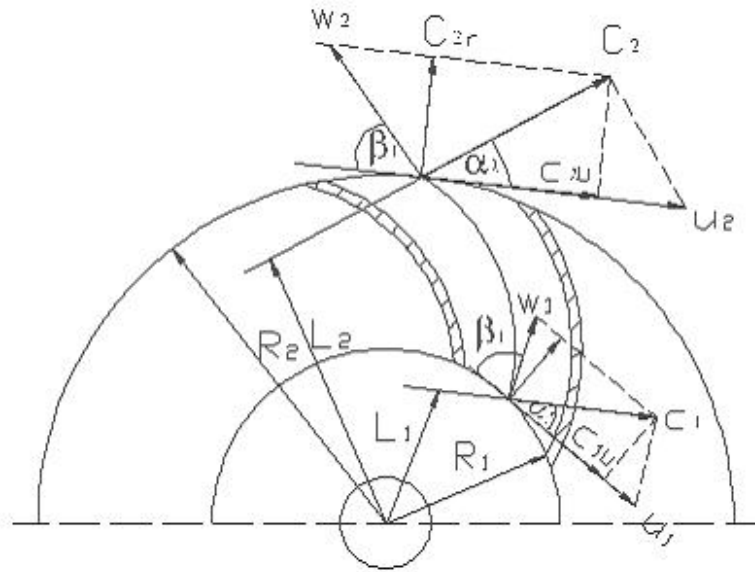


Fig.1.3 Vista en planta de un impulsor radial.

La ecuación 1.8 toma la forma:

$$M_{T\infty} = \rho Q (C_2 R_{2u} - C_1 R_{1u}) \quad (1.9)$$

y la potencia que se le entrega al fluido será:

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \omega = \rho Q (R_2 C_{2u} - R_1 C_{1u})$$

que sustituyendo $u = R\omega$

$$N_{T\infty} = \rho Q (u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}) \quad (1.10)$$

o también:

$$N_{T\infty} = \rho Q L_{T\infty} \quad (1.11)$$

Donde:

$L_{T\infty}$: Trabajo específico

Comparando las ecuaciones 1.10 y 1.11 se obtiene:

$$L_{T\infty} = (u_2 C_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (1.12)$$

Y como:

$$L = \frac{P}{\rho} = gH$$

$$L_{T\infty} = gH_{T\infty} = u_2 C_{2u} - u_1 c_{1u}$$

De donde:

$$H_{T\infty} = \frac{1}{g} (u_2 C_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (1.13)$$

“La ecuación 1.13 es la denominada ecuación de Euler y corresponde con la carga teórica de un impulsor centrífugo con infinito número de álabes”². Es importante destacar, como se puede observar de la ecuación 1.13 que la carga es independiente del fluido que se trasiega, y es la función solamente de las propiedades geométricas del impulsor y su velocidad de rotación.

A partir de la ecuación 1.13 se puede determinar la presión teórica como

$$P_{T\infty} = \gamma H_{1b} = \rho (u_2 C_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (1.14)$$

La carga teórica de un impulsor centrífugo puede calcularse partiendo de la carga teórica para un número infinito de álabes mediante la siguiente expresión:

$$H_{T\infty} = uH_{T\infty} \quad (1.15)$$

² RAMOS, P. Nestor. Bombas, Ventiladores y Compresores. Pág. 32

Donde:

μ : Coeficiente de corrección que tiene en cuenta el número finito de álabes ($\mu < 1$).

La carga real puede calcularse teniendo en cuenta las pérdidas hidráulicas caracterizadas con el coeficiente de rendimiento hidráulico (η_h).

$$H = \eta_h \mu T_{\infty} \quad (1.16)$$

$$\eta_H = (0.8 - 0.96)$$

El coeficiente μ puede calcularse a partir de la ecuación del profesor checo Stodola.

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{C_{2u\infty}} \times \frac{\pi}{2z} \times \text{sen } \beta_2 \quad (1.17)$$

Donde z es el número de álabes del impulsor.

Este valor también puede determinarse por la fórmula del profesor alemán Karls Pfeleiderer:

$$\mu = \frac{1}{1 + 2 \frac{\varphi}{z} \times \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}} \quad (1.18)$$

Donde:

$$\varphi = (0,55 - 0,65) + 0.6 \text{sen} \beta_2$$

El valor del coeficiente μ se encuentra generalmente en el entorno de 0,8.

La carga teórica expresada en la ecuación 1.13 será máxima si las condiciones de entrada del rodete son tales que $\alpha_1 = 90$, en este caso $C_1 = C_{1r}$ y $C_{1u} = 0$, como se muestra en el triángulo de velocidad a la entrada del impulsor mostrada en la figura 1.3

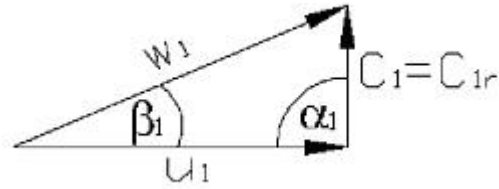


Fig. 1.4 Triangulo de velocidad a la entrada del impulsor

En este caso la ecuación 1.13 toma la forma:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 C_{2u}}{g} \quad (1.19)$$

Generalmente se toma esta condición en el diseño de impulsores centrífugos.

La carga teórica del impulsor también pueden expresarse en función de parámetros geométricos de este. Si se sustituye la ecuación 1. 19

$$\mu = \pi D_2 n \quad (1.20)$$

$$H_{T\infty} = \frac{\pi D_2 n C_{2u}}{g}$$

Donde:

D_2 : Diámetro exterior del impulsor (m)

n : velocidad de rotación (1/s)

Y se sustituye en la ecuación el valor de C_{2u}

$$C_{2u} = u_2 - C_{2r} \cot \alpha \beta_2$$

Se obtiene:

$$H_{T\infty} = \frac{(\pi D_2 n)^2 - \pi D_2 n C_{2r} \cot \alpha \beta_2}{g} \quad (1.21)$$

1.6 MOVIMIENTO DE LOS LÍQUIDOS EN EL IMPULSOR DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA. TRIANGULO DE VELOCIDADES.

El movimiento del líquido en el rodete es complejo: por un lado, el líquido se traslada a lo largo de las paletas, por otro, junto con esta gira alrededor del eje del árbol de la bomba. El movimiento a lo largo de las paletas es un movimiento relativo. Designemos el vector de velocidad del movimiento relativo por la letra w . El movimiento del líquido alrededor del eje de rotación se llama movimiento de traslación. El vector de velocidad de ese movimiento es tangencial al radio en el punto que se examina y este designa por la letra u . La suma vectorial de las velocidades relativa y de traslación proporciona la velocidad total designada por la letra c . En la Fig. 1.5. a puede verse el esquema de movimiento del líquido en el rodete. En la entrada y salida de una de las paletas se han construido los llamados paralelogramos de velocidades Fig. 1.5.a Las magnitudes que pertenecen a la entrada tienen el índice 1, en la salida tienen el índice 2.

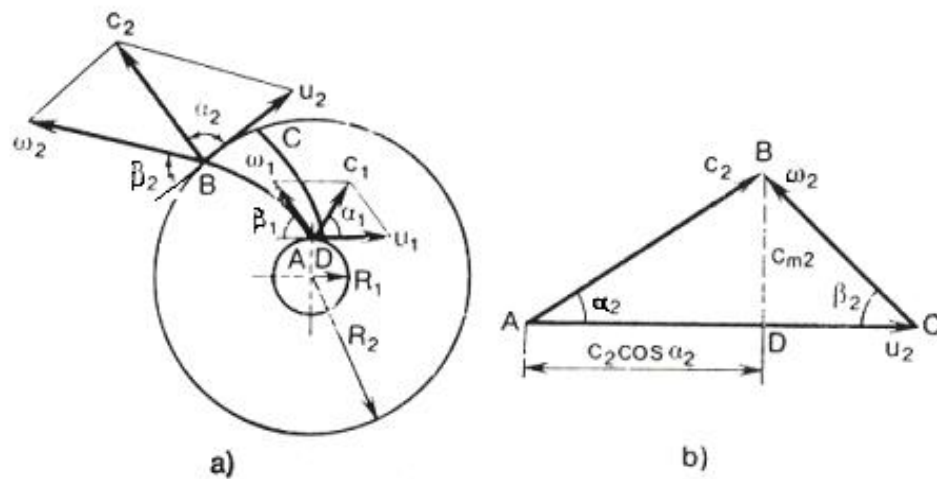


Fig.1. 5.a Movimiento de los líquidos en el impulsor de una bomba centrífuga **1.5.b**
Triángulo de velocidades.

Si la cantidad de paletas se toma grande (infinitamente grande en el límite), entonces las distancias entre las paletas serán infinitamente pequeñas y los flujos entre éstas representarán chorros elementales. En este caso éstos se moverán sólo así como los dirigen las paletas, las velocidades en la sección viva entre las paletas serán iguales. En total, el flujo en tal rodete idealizado con una cantidad infinita de paletas simétricas, con respecto al eje será también simétrico con respecto al eje. Esta circunstancia permite obtener ciertas dependencias teóricas. En realidad, el movimiento del líquido en el rodete será más complejo: como las paletas se encuentran a una distancia grande unas de otras, durante la rotación, entre ellas surgen corrientes secundarias.

1.7 ALTURAS A CONSIDERAR EN LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS. ECUACIÓN DE BERNOULLI

La altura desarrollada por una bomba se determina midiendo la presión en la aspiración y en la salida de la bomba, calculando las velocidades mediante la división del caudal de salida entre las respectivas áreas de las secciones transversales y teniendo en cuenta la diferencia de altura entre la aspiración y la descarga. La altura total suministrada por la bomba se determina mediante la ecuación de Bernoulli:

$$H_T = H_d - H_s = \left[\frac{P_d}{\gamma} + \frac{V_d^2}{2g} + z_d \right] - \left[\frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + z_s \right] \quad (1.22)$$

Donde los subíndices **d** y **s** se refieren a la descarga y aspiración de la bomba. Si las tuberías de descarga y aspiración son del mismo tamaño, las componentes de la altura correspondiente a la velocidad se cancelan, sin embargo en general la tubería de entrada es mayor que la de salida.

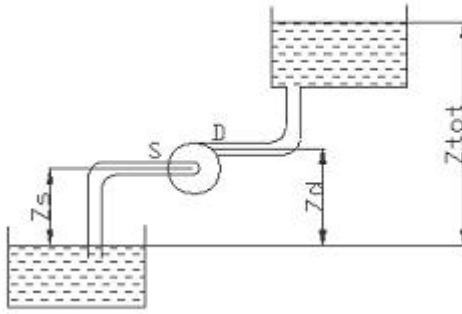


Fig.1.6 Altura de elevación de una bomba

La normativa de ensayo indica que la altura desarrollada por una bomba es la diferencia entre la carga en la entrada y en la salida. Sin embargo, las condiciones del flujo en la brida de salida son normalmente demasiado irregulares para tomar medidas de presión precisas, y es más seguro medir la presión alejándose de la bomba diez o más veces el diámetro del tubo y añadir una estimación de la pérdida por fricción para esa longitud del tubo.

En la entrada algunas veces existe prerrotación en la zona del tubo cercana a la bomba y esto puede hacer que las lecturas de depresión obtenidas con un instrumento de medida sean diferentes a la presión media real en dicha sección.

1.8 LEYES DE SEMEJANZA Y VELOCIDAD ESPECÍFICA.

1.8.1 Leyes de semejanza.

En la construcción de maquina de flujo se utiliza ampliamente el método de simulación (modelación) es decir el ensayo de modelos que permite comprobar el proyecto e introducir en él las correcciones practicas. Los modelos se construyen observando la ley de semejanza.

Las fabricas que producen las maquinas centrifugas no tienen tipos casuales de maquinas, sino una serie de maquinas semejantes. Los criterios de semejanza se pueden agrupar en:

“*Semejanza geométrica*. Establece que debe existir una proporcionalidad entre las dimensiones de una maquina y su modelo. Esta proporcionalidad debe ser la misma entre todas las dimensiones”³.

$$\frac{D_{1I}}{D_{2II}} = \frac{D_{2I}}{D_{2II}} = \frac{b_{2I}}{b_{2II}} = \delta_c = \text{constante} \quad (1.23)$$

“*Semejanza cinemática*: Este criterio establece la proporcionalidad entre los valores de las velocidades correspondientes a los puntos en las maquinas geoméricamente semejantes”⁴

$$\frac{v_{2I}}{v_{2II}} = \frac{Cr_{2I}}{Cr_{2II}} = \frac{Cu_{2I}}{Cu_{2II}} = \delta_c = \text{constante} \quad (1.24)$$

“*Semejanza dinámica*: Para que se cumpla en las maquinas geoméricamente semejantes es necesario que exista una proporcionalidad constante entre las fuerzas de igual naturaleza que actúan en puntos correspondientes de éstas máquinas”⁵

$$\frac{\tau_I}{\tau_{II}} = \frac{P_I}{P_{II}} = \delta_D = \text{constante} \quad (1.25)$$

La demostración de la semejanza hidrodinámica de las bombas consiste en revelar la constancia de los coeficientes $\delta_L, \delta_C, \delta_D$ para puntos homólogos.

1.8.2 Velocidad específica.

Es un coeficiente basado en los criterios de semejanza que caracteriza las maquinas de flujo comparándolas con una maquina hipotética que entrega un gasto de 0.075m³/s con una altura de carga de 1m a su máxima eficiencia. el termino que se emplea para clasificar los

^{3,4-5} FERNÁNDEZ, Pedro. Bombas Centrífugas y Volumétricas. Pág. 19, pág 20, pág 21.

rodetes en base de su funcionamiento y proporciones, independientemente de sus dimensiones y de las velocidades a que deban trabajar. Puesto que es función de las rotaciones del rodete, será constante para una serie de rodetes “homólogos” (de los mismos ángulos y proporciones), o para un rodete determinado, cualquiera que sea la velocidad de funcionamiento.

Esta velocidad se designa mediante el símbolo n_e

$$n_e = 3.65 \times n \times \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (1.26)$$

La velocidad específica se calcula a partir del caudal y la carga que corresponde al máximo rendimiento de la maquina o por los parámetros nominales de la maquina.

Mientras mayor es la velocidad específica mayor es el rendimiento de la maquina por lo que existe la tendencia de construir maquinas con gran velocidad específica.

Las bombas con altas velocidades específicas desarrollan poca altura de succión por lo que se hace necesario tomar medidas en su instalación.

Las maquinas de rodetes múltiples y aquellas que necesitan desarrollar gran altura se fabrican por lo general con baja velocidad específica.

1.9 RENDIMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.

En el extremo de las velocidades específicas bajas, las pérdidas por rozamiento son grandes, de la forma:

- a) Pérdidas de carga** debidas al más largo recorrido interno
- b) Pérdidas por rozamiento** de las paredes impulsor al girar en el líquido.
- c) Las pérdidas por fugas** son también grandes.

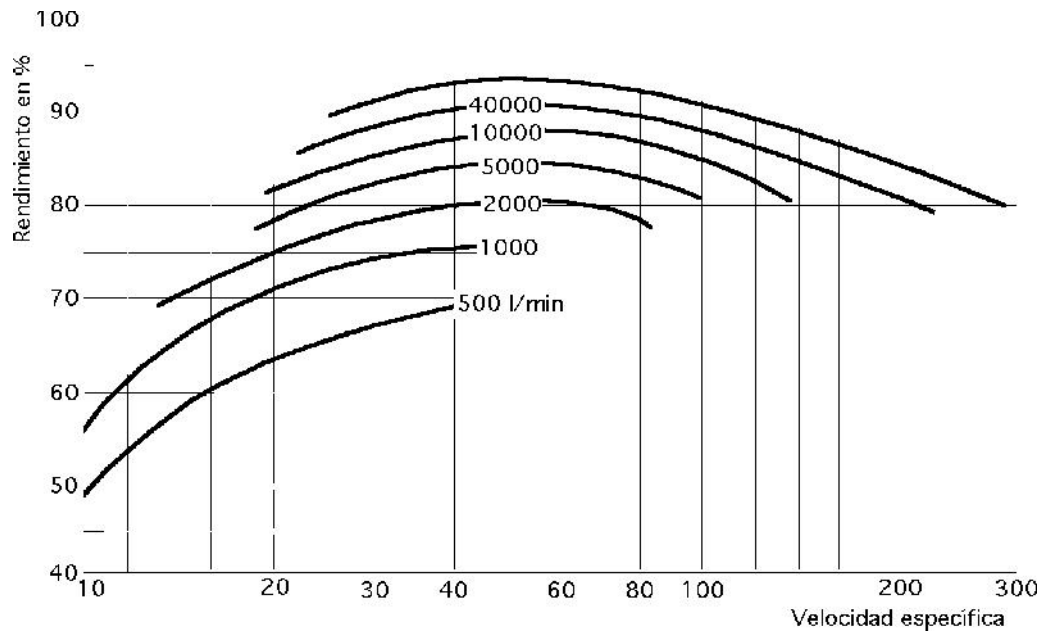


Fig. 1.7 Relación entre el rendimiento de diversas bombas centrífugas y su velocidad específica

Al crecer la velocidad específica el rendimiento mejora hasta un cierto valor de la misma, por encima del cual, pérdidas superiores de difusión y deficiencia en el guiado del líquido le hacen disminuir de nuevo, aunque de manera más suave.

Los rendimientos óptimos se calculan para una velocidad específica del orden de 50, Fig. 1.7 en la que la combinación de las pérdidas descritas, unas decrecientes y otras crecientes con velocidad específica, tiene un efecto mínimo. El que bombas de igual velocidad específica puedan tener rendimientos diferentes, menores para caudales más bajos, se debe a que las leyes de semejanza hidráulica no se cumplen exactamente con tener sólo en cuenta la semejanza geométrica existente.

En la actualidad, las curvas (rendimiento-velocidad específica) se van desplazando paulatinamente en sentido ascendente al ir consiguiendo la técnica bombas cada vez más perfeccionadas.

1.10 APLICACIONES DE LA VELOCIDAD ESPECÍFICA DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS.

Una de las aplicaciones de la velocidad específica es la clasificación de los diferentes tipos de rodets para bombas. En la sección anterior se ha visto que existe una correlación definida entre la velocidad específica y las proporciones de rodete. Para cada tipo de rodete existe un campo de velocidades específicas dentro del cual tiene su mejor aplicación, aun cuando estos campos son solamente aproximados. No hay una línea de separación definida entre los campos de velocidad específica correspondientes a los diferentes tipos de rodets.

Rodete de tipo radial. La altura o presión es engendrada principalmente por la acción de la fuerza centrífuga. Se emplean en medianas y grandes alturas, de hasta 50 mts. Es el tipo de rodete impuesto por la practica y se emplea corrientemente en todas las maquinas de escalonamientos múltiples su campo de velocidades específicas esta generalmente comprendido entre 300 y 1 800. La relación entre el diámetro de salida y el de entrada es aproximadamente igual a 2. Cuando deban trasegarse grandes volúmenes puede emplearse un rodete de aspiración bilateral. La altura de elevación y el campo de las velocidades específicas son aproximadamente los mismos que para un rodete de aspiración unilateral. Este rodete tiene la ventaja de estar equilibrado hidráulicamente, es decir, que los empujes axiales son opuestos, equilibrándose el uno con el otro.

Rodete tipo Francis. Este rodete, el cual se emplea frecuentemente para alturas reducidas, es un rodete de entrada axial y salida radial, La relación entre el diámetro de salida y el de la boca de entrada es generalmente mucho mas pequeño que en el caso anterior para un caudal y altura dados, este tipo de rodete funciona a más alta velocidad que el rodete radial. La velocidad específica es ligeramente superior (de 900 a 2700 r. p.m.) El ángulo de

entrada del álabe debe disminuir con el radio (o velocidad periférica del rodete para asegurar una entrada suave del fluido, siendo por este motivo su forma parecida a la de un rodete de turbina Francis. Este tipo de rodete puede también construirse con aspiración bilateral.

Rodete del tipo de flujo mixto. Una parte de la altura engendrada en este tipo de rodete es debida a la fuerza centrífuga, y la otra al empuje de los álabes. Parte del fluido abandona el rodete radialmente y parte axialmente, por cuya razón, se denomina a este rodete de flujo mixto. El diámetro del rodete a la salida es, por lo general aproximadamente igual al diámetro de la boca de entrada. La construcción de este tipo de rodetes es de forma helicoidal (de doble curvatura) por la misma razón que en el rodete de tipo Francis. El campo de la velocidad específica correspondiente a este tipo de rodete esta generalmente comprendido entre 2700 y 4900.

Rodetes del tipo de hélice. En estos tipos de rodete toda la altura engendrada prácticamente es debida al empuje de las paletas, siendo el flujo casi íntegramente axial.

Le corresponde la velocidad específica mas alta (superior a 4900) y se emplea para alturas reducidas (de 1-12 metros), pocas r. p. m. (de 200 a 1800) en grandes caudales. Debido a la poca conducción dada al líquido este tipo no es adecuado para aspiraciones elevadas.

Escalonamientos múltiples. Los rodetes anteriores representan una etapa. Cuando a la altura que debe engendrarse es excesiva para un solo escalón, se montan varios rodetes en serie en un mismo eje, Estos rodetes son generalmente del tipo radial, puesto que los rodetes de este tipo son los que engendran mayor altura.

Usualmente el árbol está protegido mediante casquillos, en particular a través de los prensaestopas, para evitar las ralladuras y las corrosiones. Si se trata de un líquido muy

corrosivo pueden usarse árboles de acero inoxidable o de metal monel, no obstante ser más costosos que los de acero ordinario.

Para las bombas se usan los cojinetes de collares y los de metal antifricción. Los primeros son los de uso más extendido en las bombas multicelulares a causa de las mayores cargas que estas bombas ejercen sobre los apoyos ya sus mayores velocidades. Los cojinetes de bolas son muy empleados en las unidades de un solo escalón de presión, por simplificarse con ellos el problema de la lubricación y mantener una alineación más exacta. Si la temperatura del líquido es superior a 121° C, los cojinetes están, por lo general, refrigerados con agua.

Los cojinetes de collares usualmente están ajustados mediante una camisa de hierro fundido o de acero introducido horizontalmente para facilitar su recambio sin ocasionar disturbio alguno en los elementos giratorios.

En términos generales, la presión por anillo de engrase no debe superar a la de 1,76 Kg/cm² de superficie proyectada siendo ésta el producto del diámetro del cojinete por su longitud. Para grandes unidades con lubricación forzada, pueden emplearse presiones de 7kg/cm² o mayores. En la mayoría de los casos los cojinetes con anillos de engrase dan resultados totalmente satisfactorios. Los cojinetes de bolas son, por lo general, de lubricación con grasa requiriendo escasa atención, ya que se montan con la cantidad necesaria de grasa para un mes o más. Aunque para substituirlos debe separarse el árbol, la operación se efectúa con facilidad y rapidez. Igualmente que en los montajes con dos cojinetes de metal antifricción, uno se mantiene fijo en posición por el bastidor para absorber los menores empujes y mantener el árbol en su correcta posición axial, y el otro con libertad de movimiento axial con las variaciones de temperatura.

1.12 FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS Y CARGA NETA POSITIVA DE SUCCIÓN.

1.12.1 Cavitación

Si la presión en un punto interior cualquiera de una bomba cae por debajo de la tensión del vapor correspondiente a la temperatura del líquido, el líquido se vaporizará y se formaran cavidades de vapor. Las burbujas de vapor son transportadas por la corriente hasta alcanzar una región de mayor presión, donde, al destruirse dichas burbujas, se produce un choque violentísimo sobre las paredes adyacentes. A este fenómeno se le llama cavitación.

La súbita irrupción del líquido en la cavidad que se crea con la desaparición de las burbujas de vapor, causa destrucción mecánica, puesta algunas veces de manifiesto como acción perforadora, la cual puede ser denominada erosión. También tiene lugar una reacción química entre los gases y el metal cuyo resultado es la corrosión y destrucción complementaria de este último. Otra característica desagradable propia de la cavitación, es la de ir acompañada de ruidos que varían en las diferentes máquinas, desde un rugido sordo a ruidosos golpes, los cuales dan lugar a una fuerte vibración de la máquina.

La energía necesaria para acelerar el agua hasta alcanzar la gran velocidad requerida para llenar súbitamente los espacios vacíos constituye una pérdida, y, por lo tanto, la cavitación va acompañada de una disminución del rendimiento. El agua a 21°C aumenta su volumen cerca de 54000 veces cuando se vaporiza. Por consiguiente, no es de extrañar que las bombas que funcionan con cavitación denoten también una disminución de su capacidad.

La cavitación se producirá principalmente hacia la salida del rodete, tanto en los álabes como en las paredes laterales. La erosión y el desgaste debidos a la cavitación no ocurrirán

en el punto de menor presión donde se forman las bolsas de gas, sino más lejos en el sentido de la corriente en el punto donde éstas desaparecen.

1.12.2 Carga Neta Positiva de Succión (NPSH)

Es la energía del líquido en la cota de referencia de la bomba, esta puede ser de dos tipos: NPSH requerida, y NPSH disponible.

NPSH REQUERIDA. Es un dato básico, característico de cada tipo de bomba y se determina por pruebas y cálculos; se define como la energía para llenar la parte de aspiración, y vencer las pérdidas por rozamiento con el aumento de la velocidad desde la conexión de aspiración de la bomba hasta el punto donde se señala más energía, varía según el diseño de la bomba, tamaño de esta y condiciones de servicio, es una información suministrada por el fabricante de la bomba.

NPSH DISPONIBLE. Depende del diseño de la instalación, es una particularidad independiente del tipo de bomba es por tanto calculable y se define como la energía que tiene el líquido en la toma de aspiración de la bomba independientemente del tipo de ésta y por encima de la energía del líquido y debido a su presión de vapor.

En su determinación intervienen los cuatro factores siguientes:

(1) H_p , altura correspondiente a la presión absoluta sobre la superficie del líquido en el cual aspira la bomba. Dicha presión será la atmosférica correspondiente a la altitud del lugar donde esta instalada la bomba si el depósito es abierto, o la presión absoluta existente en el interior del calentador, o el depósito cerrado del cual la bomba toma el líquido.

(2) H_z , altura en metros de la superficie del fluido con respecto a la línea central del árbol del rodete, ya sea por encima o por debajo del mismo.

(3) H_{vp} , altura correspondiente a la tensión del vapor del líquido a la temperatura existente, y (4) H_f , pérdida de la altura a causa del rozamiento y turbulencia entre la superficie del líquido y la platina de aspiración de la bomba.

La altura en la aspiración es la suma algebraica de estos factores. Cualquier término que tienda a reducir la altura total de aspiración es considerado negativo. Si el nivel de la superficie está por encima de la línea central del árbol del rodete se considera positivo; si está por debajo, negativo. La tensión del vapor y las pérdidas debidas al rozamiento y la turbulencia son siempre negativas ya que disminuyen la altura total de aspiración. Luego, la ecuación de la altura en la aspiración es:

$$H_{sv} = H_p \pm H_z - H_{vp} - H_f \quad (1.27)$$

Obsérvese que la altura en la aspiración debida a la velocidad $\frac{V_{su}^2}{2g}$ no figura en la ecuación. H_{sv} , que es la altura neta en la aspiración, aparecerá bajo dos formas en la platina de aspiración, es decir, como altura de velocidad y como altura de presión. Puesto que la expresión da la altura total y no la altura equivalente a la presión estática, el término $\frac{V_{su}^2}{2g}$ no está incluido.

Si la bomba aspira agua fría de un depósito abierto a nivel del mar, sin pérdidas de rozamiento o por turbulencia, la altura máxima de aspiración será aproximadamente de 10.33 metros. Este caso ideal no se da nunca en la práctica, siendo la altura máxima de aspiración muy inferior a la indicada.

Al proyectar la instalación de una bomba o al comprar una de ellas deben considerarse dos tipos de altura en la aspiración o NPSH. Una es la altura aspiración con que se cuenta en el

sistema y la otra es la altura requerida en la aspiración por la bomba que debe instalarse. La primera es determinada por el técnico proyectista de la instalación y se basa en las condiciones del líquido, situación de la bomba, etc.; la otra es la especificada por el constructor de la propia bomba o de otra similar.

Para que una bomba funcione correctamente sin cavitación es conveniente que la altura disponible del sistema sea igual o mayor que la altura requerida en la aspiración mas una cierta reserva. En muchos casos viene obligada una estrecha cooperación entre el proyectista de la instalación y el constructor de la bomba, pudiendo implicar el desarrollo de estudios económicos previos la obtención de la solución definitiva.

1.13 CRITERIO DE SELECCIÓN DE BOMBAS.

Para realizar una correcta selección de una bomba centrífuga es necesario conocer los requerimientos del servicio (carga y capacidad) para condiciones normales de operación, las características del fluido a bombear (temperatura, densidad, propiedades corrosivas y erosivas, toxicidad, etc.), las condiciones de instalación (carga de succión), condiciones de operación (trabajo continuo, intermitente o esporádico) posibilidades de actuar bajo sobrecarga (por encima de las condiciones normales de operación), etc.

Basado en estos datos se realiza la selección de la bomba, ocurriendo generalmente que más de un tipo de bomba puede satisfacer estas condiciones de servicio. Debe entonces pasarse al análisis de los restantes factores para tomar una decisión final.

Las condiciones de explotación, por ejemplo, pueden resultar un factor decisivo para determinar el costo inicial de la bomba y su costo de explotación. Es evidente que una bomba posea un buen diseño y esté construida con gran presión, debe poseer un costo inicial elevado, pero un alto rendimiento y seguridad en su trabajo; será aconsejable su

empleo para un uso continuo y seguro. Si por el contrario se necesita una bomba para uso esporádico, será más conveniente emplear una bomba cuyo costo inicial sea menor aunque su explotación (por su menor tiempo de uso) sea más costosa (menor rendimiento y mayor costo de mantenimiento).

La temperatura del fluido es otro factor importante a considerar. Generalmente, el fabricante de bombas establece la temperatura máxima de operación de la bomba, ya que la temperatura del fluido además de limitar la operación de la bomba desde el punto de vista de cavitación, lo cual puede obligar a la instalación de una carga neta positiva en la succión de la bomba, también puede producir dilataciones térmicas inadmisibles en los elementos de la bomba, fundamentalmente en el sello y en los apoyos del eje, lo cual obliga a la selección de una bomba provista de sistemas de enfriamiento.

Los fluidos agresivos requieren una cuidadosa selección de los materiales de la bomba o de revestimientos especiales como el teflón u otro material similar resistente a la erosión y corrosión de los materiales bombeados.

Cuando el fluido bombeado presenta sólidos en suspensión, en dependencia del tipo y dimensiones de estos, será necesario que los impulsores sean del tipo abierto y semiabierto.

2. EVALUACIÓN DE LA INSTALACIÓN DE BOMBEO “LA SOTA” Y CÁLCULO DE LAS PRINCIPALES PARTES DEL IMPULSOR.

2.1 Características de la instalación hidráulica.

La Estación de bombeo “La Sota” esta conformada por 3 bombas marca Goulds Pumps de 200 HP (Ver Fig. 2.1) las cuales están ubicadas en paralelo. Estas son bombas centrífugas de eje horizontal con las bocas de aspiración e impulsión en línea, sello por cierre mecánico, motor normalizado. La bomba está diseñada para fluidos limpios o ligeramente agresivos, sin materiales abrasivos ni partículas sólidas. Las características de dichas bombas y del motor son las siguientes (Referencia # 9).

Características de la bomba	Características del motor
<ul style="list-style-type: none"> ➤ Marca = Goulds Pumps ➤ Modelo = 3316 ➤ Dimensión = 4×6-11HG ➤ Serie = 215-071-2 ➤ Diámetro de succión: $D_s = 150\text{mm}$ ➤ Diámetro de descarga: $D_d = 100\text{mm}$ ➤ $(NSPH)_R = 5,1 \text{ m}$ ➤ Gasto = $127 \text{ m}^3/\text{h}$ ➤ Carga H = (240m) 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Potencia: $N = 200 \text{ HP}$ ➤ Frecuencia: $f = 60 \text{ Hz}$ ➤ Voltaje: $V = 460 \text{ V}$ ➤ Corriente: $I = 224 \text{ A}$ ➤ Frecuencia de rotación = 3560 r.p.m.

FUENTE: Manual Goulds Pumps modelo 3316.

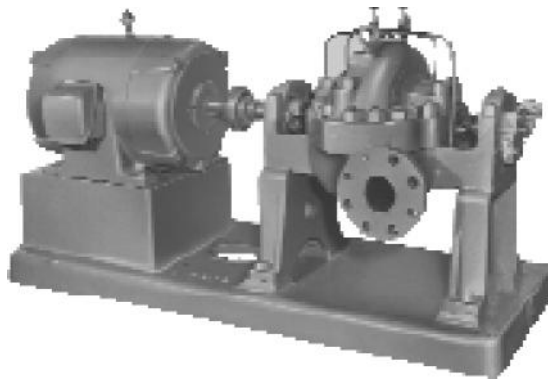


Fig. 2.1 Bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316, Tamaño 4×6-11HG

La piscina de captación del agua tiene un volumen de 450 m³, existe la ausencia de desarenadores, por lo que da lugar a la acumulación de sedimentos en forma acelerada, además que esa agua contiene muchas partículas en suspensión.

En el sistema de bombeo se encuentra la tubería de succión con una longitud de 11,5m y 0.3 m de diámetro, dando la diferencia entre el eje de la bomba y el nivel de la piscina de captación 1,9m; después de las máquinas de bombeo se encuentra la tubería de impulsión con longitud de 803.5m y 0.3m de diámetro, la altura entre el eje de la bomba y el nivel del tanque de descarga es de 245m. (Ver Anexo 3)

2.2 Problemas de la operación de bombas centrífugas.

En la operación de una bomba centrífuga se pueden presentar problemas hidráulicos y mecánicos. Los problemas hidráulicos pueden hacer que una bomba pueda llegar hasta no descargar nada de agua, o la bomba impulse una cantidad insuficiente, perder su cebado después de arrancar o consumir demasiada energía.

Ruido en la bomba.

El ruido de la bomba constituye una indicación definida de una falla, si se produce un ruido de crepitación el motivo de la falla probablemente se encuentra en la succión. Este tipo de ruido generalmente se asocia con el fenómeno de la cavitación, cuya condición se presenta cuando la presión en cualquier punto es menor que la presión de vapor del líquido a la temperatura dada. Este fenómeno va acompañando de un colapso violento de las burbujas posible picadura y erosión de los álabes del impulsor y un ruido definido de crepitación. Por supuesto, la presencia de vapor dentro del líquido bombeado causa la reducción de la capacidad de la bomba.

La cavitación por lo tanto es el resultado directo de la presión insuficiente en la succión de la bomba (operación con carga neta de succión positiva NPSH insuficiente).

Un ruido de resonancia sorda y prolongada en los conductos de descarga de la cubierta generalmente es debido a la operación de la bomba con capacidad de carga parcial cuando la bomba no es apropiada hidráulicamente para esa operación, o por operar la bomba con capacidades muy en exceso de aquellas para la que fue diseñada.

El golpe de ariete es causado por un cambio repentino de la velocidad del flujo de una columna de líquido y en general es serio solo cuando intervienen líneas largas de tuberías.

Desalineamiento.

No deberá permitirse que se presenten dificultades por desalineamiento, Además de los efectos obvios en los cojinetes de la bomba, un desalineamiento serio con frecuencia interfiere en el buen funcionamiento de los estoperos. La primera en la lista de las dificultades que pueden ocurrir al volver a armar los rotores en el campo, es el contacto

entre las partes giratorias y estacionarias del rotor. Se deben tomar precauciones para eliminar las posibilidades de que ese contacto ocurra. Si se arranca una bomba antes de que haya sido cuidadosamente verificada la concentricidad del elemento giratorio con las partes estacionarias, se aumenta la posibilidad de dañar un rotor que puede hasta pegarse, especialmente si la bomba esta equipada con acero inoxidable, porque esos materiales se raspan fácilmente al hacer contacto.

Otros procedimientos que pueden en ciertas condiciones, causar que se pegue un rotor en sus espacios libres interiores, son el arrancar de una bomba que maneja líquidos a alta temperatura antes de calentarla completamente. La bomba puede pegarse porque si cualquiera de sus partes interiores roza, aun ligeramente se genera calor y si la bomba no ha llegado a su velocidad, no hay suficiente líquido que fluya por los espacios libres para enfriar los elementos que se ponen en contacto.

Desgaste por abrasión.

Es el desgaste producido por partículas abrasivas que se deslizan sobre la superficie metálica produciendo desprendimiento de material y grietas profundas. La intensidad de desgaste por abrasión depende de la forma, dureza y tamaño de los granos y partículas abrasivas.

La velocidad de desgaste depende del grado de penetración del abrasivo en la superficie y por lo tanto es función de la dureza superficial del material. La dureza, la tenacidad y sobre todo la rugosidad de las partículas abrasivas, acentúan la abrasión, mientras que la fragilidad de éstas atenúa su efecto.

Si la dureza del material abrasivo es muy superior a la dureza de la superficie fraccionada, el desgaste es fuerte. Si por lo contrario es más blando la velocidad de desgaste es lenta. Se debe tener en cuenta que si la dureza de ambos es similar, el más leve cambio de una de ellas puede aumentar considerablemente el desgaste.

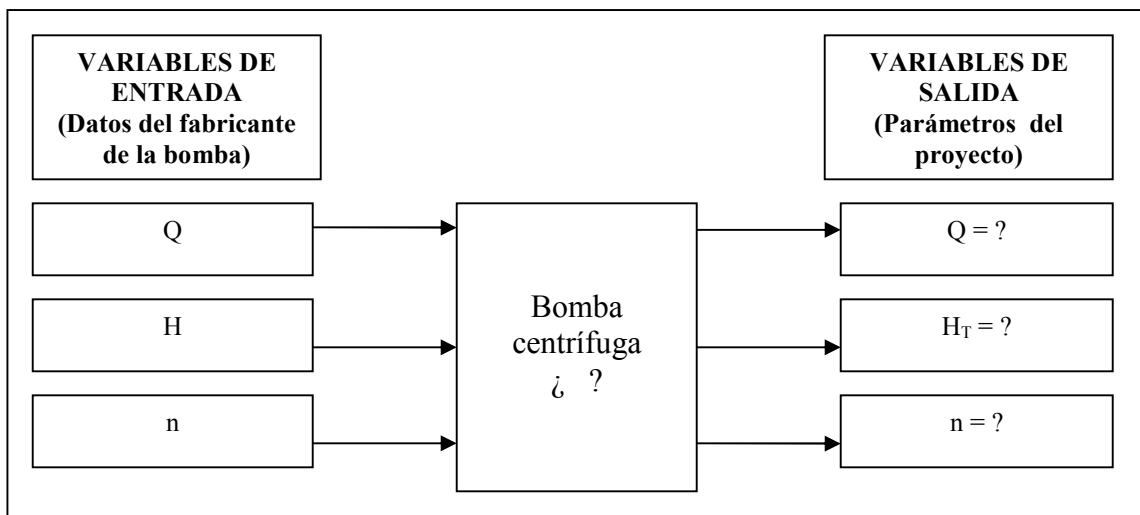
Otros factores que afectan el desgaste abrasivo son la temperatura, las cargas que actúan sobre la superficie de trabajo, condiciones ambientales tales como la humedad y el grado de compactación de las partículas. Se considera que todo desgaste abrasivo del material es un agrietamiento por fragilidad, como resultado de actos de deformación plástica y endurecimiento que se repiten cíclicamente.

2.3 CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DE LA RED Y DEL PROYECTO (NECESARIOS)

Para determinar la factibilidad del sistema de bombeo nos planteamos el siguiente modelo de diseño (Ref. 24 de Bibliografía) Donde determinamos lo siguiente.

1. Cálculo de los parámetros de la red, el régimen de trabajo y determinar si existe el fenómeno de la cavitación, con los parámetros del fabricante (Bomba Goulds Pumps modelo 3316).
2. Determinar los parámetros necesarios: Caudal que se necesita para obtener el volumen que se requiere para satisfacer la demanda de la población de Catamayo y altura necesaria.

MODELO DE DISEÑO



2.3.1 Cálculo de la red hidráulica, teniendo en cuenta los parámetros del fabricante de la bomba.

Los datos de entrada de la bomba los obtenemos de la curva característica (Ver anexo 1) y son los siguientes.

$$Q = 0.035m^3 / s$$

$$H = 240m$$

$$n = 3560rpm$$

Determinamos las pérdidas que se presentan en la tubería de succión y descarga, tanto primarias o por rozamiento, como locales que se dan por los accesorios que se tienen instalados en la red,

Antes de determinar el número de Reynolds crítico se calcula el área de la tubería y la velocidad del fluido.

Área:

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (2.1)$$

$$A = \frac{3,1416 \times 0.3^2}{4} = 0.071m^2$$

Velocidad:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (2.2)$$

$$v = \frac{0.035}{0,071} = 0.5m/s$$

Nº de Reynolds:

Para calcular el número de Reynolds utilizamos la ecuación 2.3 (Referencia # 17 Pág. 126)

$$Re = \frac{v \times D}{\nu} \quad (2.3)$$

$$Re = \frac{0.5m/s \times 0,3m}{1.007 \times 10^{-6} m^2/s} = 148957 > 2300, \text{ por lo tanto el régimen es turbulento.}$$

Viscosidad cinemática del agua a 20 ° C que es la temperatura promedio del agua durante todo el año: $\nu = 1,007 \times 10^{-6} m^2/s$ (Referencia # 20)

Coeficiente de fricción:

El coeficiente de fricción se determina por la fórmula de Altshul, empleando la ecuación 2.4 (Referencia # 5 Pág. 174)

$$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{K_{eq}}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (2.4)$$

$$\lambda_T = 0,11 \left(\frac{0,2mm}{300mm} + \frac{68}{148957} \right)^{0,25} = 0,02$$

Donde: K_{eq} - es la rugosidad absoluta equivalente, como se trata de tubos usados tiene un valor de 0,2 mm (Referencia # 15. Pág. 67).

Pérdidas totales en la tubería de succión (Pérdidas primarias y locales)

Cálculo de las pérdidas locales en los estrechamientos: ξ_{estr}

El valor del cálculo de las pérdidas locales en los estrechamientos se lo obtiene mediante la ecuación 2.7 (Referencia # 20. Pág. 73)

Diámetro mayor: $D_s = 0,3$ m

Diámetro menor: $d_s = 0,1$ m

$$\theta = 14,18^\circ$$

$$\beta = \frac{d_s}{D_s}$$

$$\xi_{estr} = 0,8 \cdot \text{sen} \left(\frac{\theta}{2} \right) \cdot (1 - \beta^2) \quad (2.5)$$

$$\xi_{estr} = 0,513$$

Tabla 2.1: Coeficientes de pérdidas en los accesorios de la tubería de succión. (Valores tomados de REF # 21)

Accesorio	ξ	$\Sigma \xi_s$
1 Estrechamiento	0,513	0,513
2 Codos 20°	0,3	0,6
1 Válvula de pie	10	10
		$\sum_3^1 \xi_s = 11,113$

Con los valores obtenidos anteriormente se procede a sustituir ecuación 2.6 (Referencia # 19, Pág. 85)

$$\Sigma h_s = \left(\frac{\lambda \times L_s}{D} + \Sigma \xi \right) \times \frac{v^2}{2g} \quad (2.6)$$

$$\Sigma h_s = \left(\frac{0.02 \times 11.5}{0.3} + 11.113 \right) \times \frac{0.5^2}{2 \times 9.81} = 0.15m$$

Por lo tanto las pérdidas totales en la tubería de succión son iguales a 0.15m.

Pérdidas totales en la tubería de descarga (Pérdidas primarias y locales)

Cálculo de las pérdidas locales en los ensanchamientos: $\xi_{ensanch}$

El valor del cálculo de las pérdidas locales en los ensanchamientos se lo obtiene mediante la ecuación 2.7 (Referencia # 19. Pág. 77)

Diámetro mayor: $D_d = 0,3$ m

Diámetro menor: $d_d = 0,15$ m

$\theta = 30^\circ$

$$\beta = \frac{d_d}{D_d}$$

$$\xi_{ensanch} = 0,8 \cdot \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot (1 - \beta^2) \quad (2.7)$$

$$\xi_{ensanch} = 0,071$$

**Tabla 2.2. Coeficientes de pérdidas en los accesorios de la tubería de descarga
(Valores tomados de REF. # 21 de Bibliografía)**

Accesorio	ξ	$\sum \xi_s$
1 Ensanchamiento	0,071	0,071
4 Codos 45°	0,8	3,2
1 Codo 135°	2,2	2,2
3 Válvula de reten	2	6
1 Válvula de comp.	2,9	2,9
1 T	0,5	0,5
		$\sum_6^1 \xi_d = 14,87$

Con los valores obtenidos anteriormente se procede a sustituir en la ecuación 2.8 (Referencia # 19. Pág. 86) y determinar directamente las perdidas primarias y locales en la tubería de descarga.

$$\Sigma h_d = \left(\frac{\lambda \times L_d}{d} + \Sigma \xi \right) \times \frac{v^2}{2g} \quad 2.8$$

$$\Sigma h_d = \left(\frac{0.02 \times 803.5}{0.3} + 14.87 \right) \times \frac{0.5^2}{2 \times 9.81} = 0.87m$$

Por lo tanto las perdidas totales en la tubería de descarga son iguales a 0.87m

2.3.2 Cálculo del régimen de trabajo y cavitación en la instalación, teniendo en cuenta los parámetros del fabricante de la bomba.

Con los cálculos realizados anteriormente determinamos la ecuación y la altura de la red, lo cual se expresa a través de la ecuación 2.9 (Referencia # 19. Pág. 123).

$$H_{nec} = \Delta Z + RQ^2 \quad (2.9)$$

Sumatoria de los coeficientes locales del sistema: $\sum \xi$.

$$\sum \xi = \sum_3^1 \xi_s + \sum_6^1 \xi_d$$

$$\sum \xi = 14.87 + 11.11 = 25.98$$

Coefficiente de pérdidas por rozamiento: λ

$$\lambda = 0,02$$

$$R = \left(\lambda \cdot \frac{L_T}{D} + \sum \xi \right) \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot d^4} \quad (2.10)$$

$$R = \left(0.02 \times \frac{815}{0.3} + 25.98 \right) \frac{8}{9.81 \times 3.1416^2 \times 0.3^4} = 819.26 \frac{s^2}{m^5}$$

Altura geodésica:

$$\Delta Z = 246,9 \text{ m}$$

Aplicado este procedimiento se obtienen los datos necesarios para obtener la curva de la red al variar el caudal:

$$H_{nec} = 246.9 + 819.26 \text{ s}^2/\text{m}^5 \cdot Q^2$$

Con los datos proporcionados por el fabricante se obtiene la curva de la bomba. En la siguiente tabla se muestra los datos para trazar las curvas de la bomba y de la red.

Tabla 2.3 Datos de alturas de bomba y la red con respecto al caudal.

Q(m³/h)	H Bomba (m)	H Red (m)
0	285	246,9
20	285	246,9
40	282	247,0
60	277	247,1
80	269	247,3
100	260	247,5
120	248	247,8
140	231	248,1
160	210	248,5
180	185	248,9
200	155	249,4

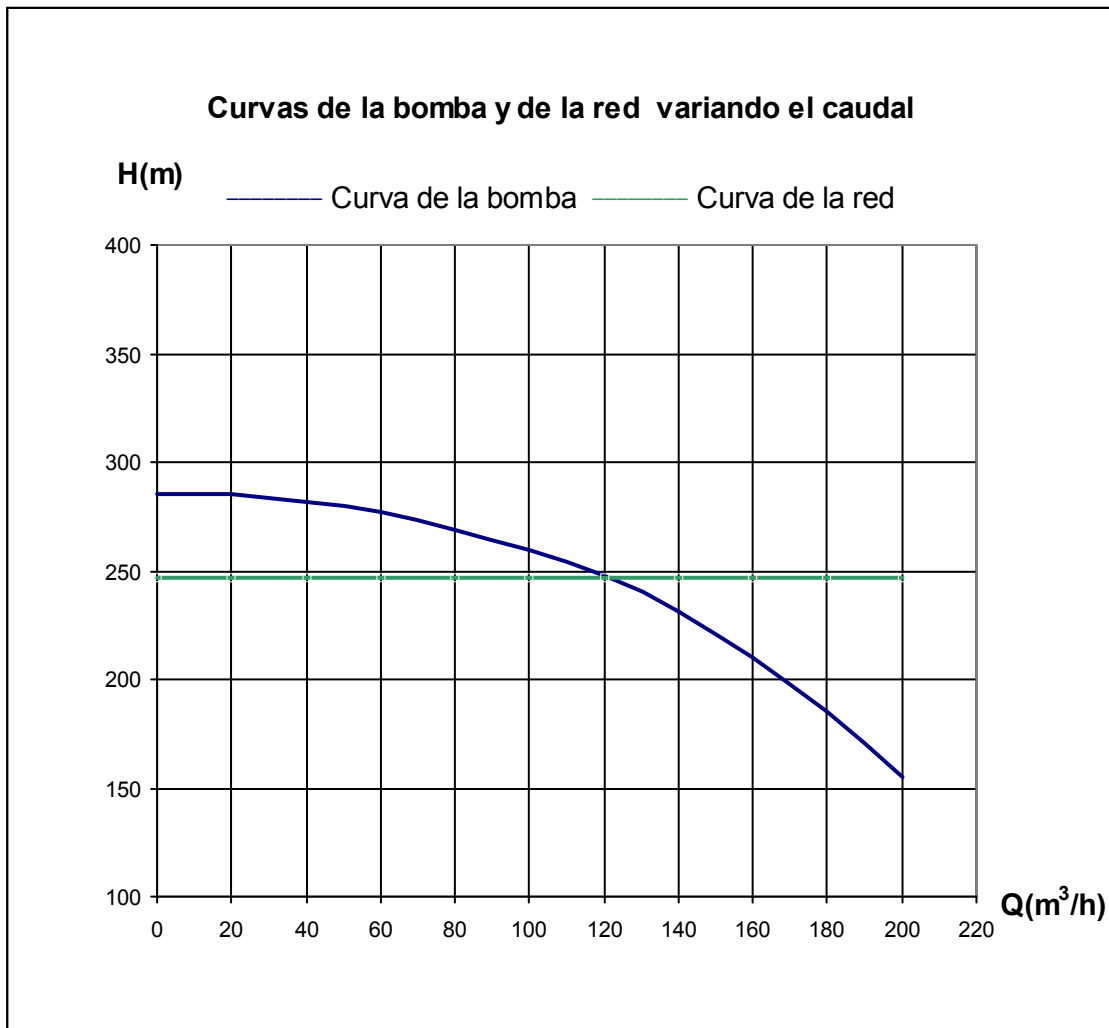


Fig. 2.2 Curva de la bomba y la red según la variación de caudal utilizando los parámetros del fabricante.

Construyendo las curvas $H_{nec} = f(Q)$ y $H_{bomba} = f(Q)$ en un solo gráfico (Fig. 2.2) se obtiene el régimen de trabajo, el punto de intersección de estas curvas define el punto de trabajo de la instalación:

$$Q_t = 120 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$H_t = 247.8 \text{ m}$$

Altura neta positiva en la aspiración según los parámetros del fabricante de la bomba:

NPSH disponible: Es una función de la instalación e independiente del tipo de bomba.

$$(NPSH)_A = \frac{P_{atm}}{\gamma} - H_s - H_{eva} - H_{rs} \quad (2.11)$$

A una altura de 1105 m.s.n.m la presión atmosférica es:

$$\frac{P_{atm}}{\gamma} = 9,1 \text{ m.c.a}$$

La altura de succión desde el tanque hasta el eje de la bomba:

$$H_s = 1,9 \text{ m}$$

La presión de saturación a una temperatura promedio de 20 °C es igual:

$$P_s = 238 \text{ kg/m}^2$$

$$H_{eva} = \frac{238 \frac{Kg}{m^2}}{\rho_{agua}} = 0,238m$$

Las pérdidas totales en la tubería de succión: Σh_s

$$\Sigma h_s = 0.15m$$

Con todos los valores obtenidos procedemos a sumar, teniendo en cuenta que el $(NPSH)_A$ debe ser mayor que el $(NPSH)_R$ del catalogo del fabricante para evitar el fenómeno de la cavitación.

$$(NPSH)_A = 9.1 - 1.9 - 0.238 - 0.15$$

$$(NPSH)_A = 6.81m$$

Del catalogo de la bomba obtenemos la altura de succión requerida para un caudal de 127 m³/h: (NPSH)_R

$$(NPSH)_R = 5,1 \text{ m}$$

$$(NPSH)_A = 6,85 \text{ m}$$

$$(NPSH)_A > (NPSH)_R$$

Comparando el (NPSH)_A y (NPSH)_R se llega a la conclusión que la bomba no esta cavitando.

En la tabla 2.4 y Fig. 2.2 se muestra el comportamiento de (NPSH)_A = f(Q) y (NPSH)_R = f(Q). Los valores de (NPSH)_R los obtenemos de la curva característica de la bomba (Ver anexo 1) y los valores del (NPSH)_A los adquirimos variando el caudal de la siguiente ecuación:

$$(NPSH)_A = P_{atm} - H_s - H_{eva} - RQ^2$$

Tabla 2.4 Datos de (NPSH)_A y (NPSH)_R.

Q (m ³ /h)	(NPSH) _A (m)	(NPSH) _R (m)
0	6,96	0
20	6,94	1,5
40	6,86	3
60	6,73	3,5
80	6,56	4
100	6,33	4,4
120	6,05	5
140	5,72	6,1
160	5,34	9
180	4,91	12
200	4,43	15

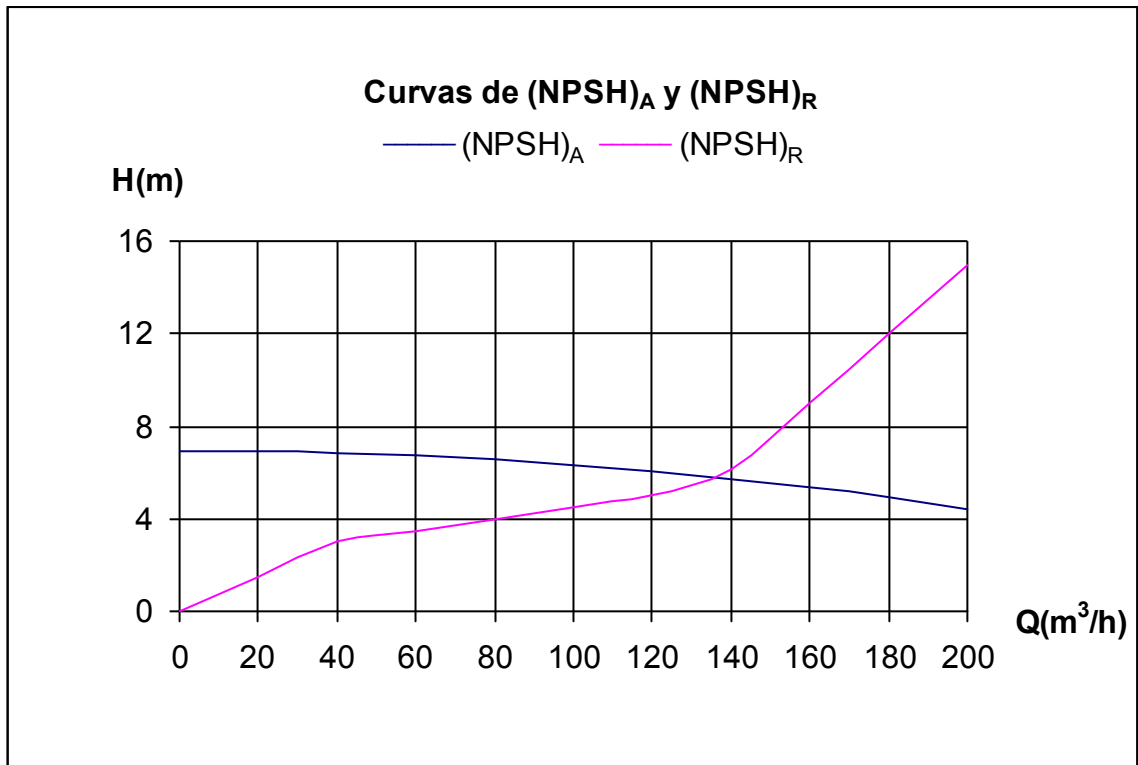


Fig. 2.3 Curvas de (NPSH)_A y (NPSH)_R según los parámetros del fabricante de la bomba.

De la Fig. 2.3 se puede observar que la bomba no cavita cuando el gasto es menor a 120 m³/h, debido a que (NPSH)_A > (NPSH)_R

2.3.3 Determinación de los parámetros del proyecto. Cálculo del caudal y altura necesaria.

La ciudad de Catamayo tiene aproximadamente 20000 habitantes, con la Estación de bombeo “La Sota” se pretende bombear agua para abastecer a 10000 habitantes. Si consideramos que cada persona necesita aproximadamente 130 litros (0.13m³) diarios de

agua. (*Según Normas Internacionales de Saneamiento Básico, Referencia # 29*), por lo tanto necesitamos bombear eficientemente 1300 m³ diarios para abastecer a la ciudadanía.

$$V = 1300m^3$$

$$t = 12h$$

Cálculo del caudal (Para el volumen de líquido que necesita la población).

$$Q = \frac{V}{t} \tag{2.12}$$

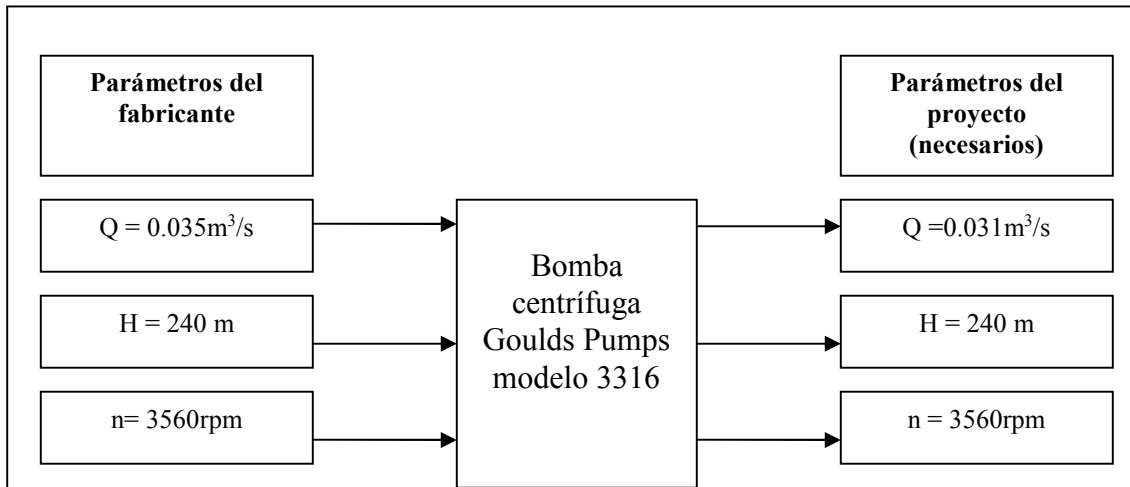
$$Q = \frac{900m^3}{12h} = 110 \frac{m^3}{h} = 0.031 \frac{m^3}{s}$$

Donde t es el tiempo que se estima que trabaje la bomba para obtener el volumen de agua que se necesita para abastecer a la población.

La altura total del sistema.

La bomba centrífuga evaluada es la misma, por lo tanto la altura total del sistema no varía, (H_T = 240m)

Obtenemos los parámetros del proyecto (necesarios) que se resumen en el siguiente esquema, donde además constan los parámetros del fabricante.



2.4 METODOLOGÍA DE CÁLCULO DEL IMPULSOR DE LA BOMBA

El cálculo corriente se basa en una determinada altura de elevación y en el caudal que se desea obtener, condiciones estas bajo las cuales la bomba deberá funcionar la mayor parte del tiempo.

Por lo que los datos de partida son:

H	Altura de elevación. (m)
Q	Caudal deseado. (m^3/h)
n	Nº de revoluciones (r.p.m)

1. Gasto tomando en consideración las fugas.

“Al diseñar una bomba es necesario tener en cuenta las fugas, en la práctica se consideran entre 2 y 5 %”⁶, entonces el gasto que debe entregar el impulsor para obtener el flujo deseado se determina por la expresión 2.13 (Referencia # 23):

⁶ RAMOS, P. Nestor. Bombas, Ventiladores y Compresores. Pág. 94

$$Q_{calc} = (1,02 - 1,05) \times Q \quad (2.13)$$

Donde:

Q- es el gasto deseado en m^3 / s

1. Coeficiente de velocidad.

“Para las bombas centrífugas este valor se halla entorno a 40 – 200”⁷. Utilizamos la ecuación 2.14 (Referencia # 23)

$$n_s = \frac{3,65 \times n \times \sqrt{Q_{calc}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.14)$$

Donde:

n- es el número de revoluciones (rpm)

H- es la altura de elevación (m)

3. Rendimiento volumétrico de la bomba.

Las pérdidas volumétricas (fugas) están condicionadas por el paso de líquido a través de los huelgos entre el impulsor y el cuerpo de la bomba, en la zona de elevada presión a la cavidad de aspiración. Depende en sumo grado del estado de las empaquetaduras. El rendimiento se lo obtiene utilizando la ecuación 2.15 (Referencia # 12. Pág. 102)

$$\eta_v = \frac{1}{1 + a \times n_s^{-0,66}} \quad (2.15)$$

⁷ FERNÁNDEZ, Pedro. Bombas Centrífugas y Volumétricas. Pág. 21

Donde:

a - es el coeficiente que depende de la relación de los diámetros de entrada y de salida y tiene un valor próximo a 0,68.

2. Diámetro reducido en la entrada.

“Es el diámetro condicional en la sección de entrada a la rueda de trabajo”⁸. Ocupamos la ecuación 2.16 (Referencia # 22. Pág. 113)

$$D_{red} = 4,25 \times \sqrt[3]{\frac{Q_{calc}}{n}} \quad (\text{m}) \quad (2.16)$$

3. Rendimiento Hidráulico.

Las pérdidas hidráulicas que surgen como resultado del rozamiento hidráulico y la formación de torbellinos. Los canales contorneados del impulsor, la ausencia de bruscos virajes, ensanchamiento y estrechamiento, el tratamiento minucioso de las superficies interiores de la parte de paso aseguran un elevado rendimiento hidráulico. La apreciación de la máquina en el sentido de las pérdidas hidráulicas se realiza con ayuda de este valor.

La expresión utilizada es la 2.17 (Referencia # 12. Pág. 102)

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log D_{red} - 0,172)^2} \quad (2.17)$$

4. Rendimiento Mecánico

Las pérdidas mecánicas están condicionadas por el rozamiento en las empaquetaduras y los cojinetes y también por el rozamiento hidráulico contra las superficies del impulsor y de los

⁸ PFLEIDERER, Karls. Bombas Centrífugas y Turbocompresores. Pág. 113

discos de descarga. “Para grandes bombas el valor del rendimiento mecánico oscila entre 0,92 y 0,96”⁹. Asumimos el siguiente rendimiento mecánico:

$$\eta_{mec} = 0,93$$

5. Rendimiento total de la bomba.

Aprecia el perfeccionamiento de la máquina en conjunto. Es el producto de rendimiento hidráulico, volumétrico y mecánico.

$$\eta = \eta_h \times \eta_v \times \eta_{mec} \quad (2.18)$$

6. Potencia, momento torsor y diámetro del árbol de la bomba.

La potencia necesaria en el eje de la bomba se determina por la ecuación 2.19. (Referencia # 23. Pág. 127). El esfuerzo principal que actúa sobre el árbol de una máquina centrífuga es el originado por el momento torsor aplicado a la zona más débil del mismo, pero parcialmente está cargado con fuerzas transversales y centrífugas condicionadas por el desequilibrio del motor. Por esta razón la tensión de torsión admisible se toma reducida

$$\tau = 1,2 \dots 2 \text{ kN} / \text{cm}^2$$

$$N = \frac{\rho \times Q_{calc} \times g \times H}{1000 \times \eta} \quad (2.19)$$

Donde:

N - Es la potencia que desarrolla el árbol en (Kw)

ρ - Es la densidad del líquido a bombear (1000 Kg/m³)

⁹ KARASSIK, Igor. Bombas centrífugas. Selección uso y mantenimiento. Pág. 103

El momento torsor se calcula empleando la ecuación 2.20 (Referencia # 23. Pág. 128)

$$Mt = 9600 \times \frac{N}{n} (Nm) \quad (2.20)$$

El diámetro del eje puede calcularse con la expresión 2.20 (Referencia # 23. Pág. 128).

$$d = \sqrt[3]{\frac{Mt}{0,2 \times [\tau]}} \quad (\text{mm}) \quad (2.21)$$

Donde:

τ - Es el esfuerzo permisible a la torsión (KN/cm²)

9. Diámetro del cubo del impulsor.

La principal función del cubo del impulsor consiste en proporcionarle a éste posibilidades mecánicas de sujeción con el eje que le trasmite movimiento. Se calcula mediante la ecuación 2.22 (Referencia # 23. Pág. 121)

$$D_{cub} = (1,2 \dots 1,4) \times d \quad (\text{mm}) \quad (2.22)$$

10. Diámetro de entrada del impulsor.

Una vez determinado el diámetro del cubo del impulsor se determina el diámetro de entrada. Según la ecuación de continuidad 2.23 (Referencia # 23. Pág. 123):

$$D_o = \sqrt{D_{red}^2 + D_{cub}^2} \quad (\text{mm}) \quad (2.23)$$

11. Longitud del cubo del impulsor.

“La longitud del cubo del impulsor es igual al diámetro del cubo del impulsor aumentado entre un 1 y 5 %”¹⁰. La longitud se la obtiene ocupando la ecuación 2.24

$$L_{cub} = (1,1 \dots 1,5) \times D_{cub} \quad (\text{mm}) \quad (2.24)$$

12. Diámetro de entrada a los álabes

“El diámetro de entrada D_1 en comparación con D_o se debe aumentar en 20 mm. Con el fin de sacar el borde entrada del álabe de la zona de viraje del flujo a la zona de fluencia plana”¹¹ Se plantea la ecuación 2.25 (Referencia # 23. Pág. 125)

$$D_1 = D_o + 0,02m \quad (\text{mm}) \quad (2.25)$$

13. Velocidad circunferencial a la entrada de los álabes del impulsor.

Haciendo uso de la ecuación de Euler se obtiene la velocidad circunferencial (Referencia # 23. Pág. 34)

$$v_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (2.26)$$

14. Velocidad del flujo en la aspiración.

“Esta velocidad tiene que estar en el intervalo de 1,2 a 3 m/s”¹².

$$V_{asp} = \frac{4 \times Q_{calc}}{\pi \times D_{asp}^2} \quad (\text{m/s}) \quad (2.27)$$

¹⁰⁻¹¹ RAMOS, P. Nestor. Bombas, Ventiladores y Compresores. Pág. 123, Pág 125

¹² PFLEIDERER, Karls. Bombas Centrifugas y Turbocompresores. Pág. 134

Donde:

Dasp - Es el diámetro de la tubería de succión (mm)

15. Velocidad de entrada del líquido al impulsor.

“Esta velocidad debe ser ligeramente mayor que la existente en la entrada del conducto de aspiración y se recomienda en un intervalo entre 3 y 5 m/s”¹³

$$C_1 = \frac{4 \times Q_{calc}}{\eta_v \times \pi \times (D_o^2 - D_c^2)} \quad (\text{m/s}) \quad (2.28)$$

16. Ángulo de entrada del flujo.

Estableciendo la condición de que el flujo penetre radialmente al interior de la corona de los álabes queda fijada la condición que: $C_1 = C_1 r$ (Referencia # 23. Pág. 27)

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{C_1}{v_1}\right) \quad (2.29)$$

“El valor calculado se debe incrementar ligeramente entre 2 y 6° para tener en cuenta una pequeña desviación del flujo producida por la reducción del área del flujo debido al espesor de los álabes, así como a una cierta prerotación que el impulsor al girar, le induce al líquido antes de que este penetre al mismo”¹⁴

$$\beta_{1p} = \beta_1 + i \quad (2.30)$$

Donde: i - es el incremento entre 2 y 6 grados para el ángulo de la paleta en la entrada.

(Ángulo de ataque)

^{13,14} PFLEIDERER, Karls. Bombas Centrífugas y Turbocompresores. Pág. 139, Pág. 140

17. Ángulo de salida del fluido.

“A la salida del impulsor será necesario suponer el ángulo de salida del fluido, el cual para impulsor con álabes atrasados ($\beta_2 < 90^\circ$). Se recomienda el intervalo de 25 a 30°, que experimentalmente ha demostrado mejores resultados”¹⁵

- Ángulo de salida del flujo. Según la bibliografía consultada, asumimos un ángulo de 28°

$$\beta_2 = 28^\circ \quad (2.31)$$

El ángulo de salida del álabe es:

$$\beta_{2p} = \beta_2 + \sigma \quad (2.32)$$

Donde:

σ - es el ángulo de retraso de 3-5 grados (Referencia # 22. Pág. 145)

18. Velocidad tangencial a la salida del impulsor.

Haciendo uso de la ecuación de Euler 2.32 (Referencia # 23. Pág. 33) en el caso de entrada radial a los canales entre las paletas ($C_{U1}=0$), se obtiene:

$$v_2 = \frac{1}{2} \times C_1 \times \text{ctg} \beta_2 + \sqrt{\left(\frac{C_1 \times \text{ctg} \beta_2}{2}\right)^2 + \left(\frac{g \times H}{\eta_h}\right)} \quad (\text{m/s}) \quad (2.33)$$

Donde:

g - es la aceleración de la gravedad (m/s^2)

¹⁵ PFLEIDERER, Karls. Bombas Centrifugas y Turbocompresores. Pág. 145

19. Ancho de la paleta a la entrada.

El valor del ancho de la paleta a la entrada se lo obtiene mediante la ecuación 2.34 (Referencia # 23. Pág. 136).

$$b_1 = \frac{Q_{calc}}{\pi \times D_1 \times C_1 \times \mu} \quad (\text{mm}) \quad (2.34)$$

Donde:

“ μ - es el coeficiente de estrechamiento de la sección de entrada de los canales entre las paletas y se considera igual a 0.9”¹⁶

$$\mu = 0,9 .$$

20. Cálculo del diámetro de la salida del impulsor.

El diámetro de la salida del impulsor se lo obtiene mediante la fórmula 2.34 (Referencia # 23. Pág. 97)

$$D_2 = \frac{60 \times v_2}{\pi \times n} \quad (\text{mm}) \quad (2.35)$$

21. Relación entre diámetros.

Para obtener la relación entre el diámetro de salida con el diámetro de entrada del impulsor empleamos la expresión 2.35 (Referencia # 23. Pág. 112)

$$m = \frac{D_2}{D_1} \quad (2.36)$$

¹⁶ RAMOS, P. Nestor. Bombas, Ventiladores y Compresores. Pág. 117

22. Cantidad de álabes del impulsor.

Los experimentos demuestran que el número óptimo será tal número de paletas con el cual la distancia media entre ellas es aproximadamente igual a la mitad de su longitud. A esta condición responde la Formula empírica de Pfleiderer 2.36 (Referencia # 22)

$$z = 6,5 \times \left(\frac{m+1}{m-1} \right) \times \text{sen} \left(\frac{\beta_{1p} + \beta_{2p}}{2} \right) \quad (2.37)$$

22. Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro interior.

El valor del espesor del álabe proyectado sobre el diámetro interior se lo obtiene mediante la expresión 2.37 (Referencia # 23. Pág. 128)

$$\delta_{w1} = \frac{\delta}{\text{sen}\beta_1} \quad (\text{mm}) \quad (2.38)$$

24. Paso entre álabes a la entrada de la corona.

Para calcular el paso entre álabes a la entrada de la corona del impulsor aplicamos la fórmula 2.39 (Referencia # 23. Pág. 131)

$$t_1 = \frac{\pi \times D_1}{Z} \quad (\text{mm}) \quad (2.39)$$

25. Paso entre álabes a la salida de la corona.

El valor del paso entre álabes a la salida de la corona del impulsor aplicamos la fórmula 2.40 (Referencia # 23. Pág. 132)

$$t_2 = \frac{\pi \times D_2}{Z} \quad (\text{mm}) \quad (2.40)$$

26. Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro exterior.

Para obtener el valor del espesor del álabe sobre el diámetro utilizamos la fórmula 2.41 (Referencia # 23. Pág. 133)

$$\delta_{w2} = \frac{\delta}{\text{sen}\beta_2} \quad (\text{mm}) \quad (2.41)$$

Donde:

δ : Espesor de los álabes (3 a 10mm)

27. Ancho de la paleta a la salida

La anchura de la paleta en la salida en la mayoría de los casos se determina de la condición de igualdad de las proyecciones radiales de las velocidades antes y después del impulsor, y se calcula mediante la ecuación 2.42 (Referencia # 23. Pág. 137).

$$C_{1r} = C_{2r}$$

$$b_2 = b_1 \times \frac{D_1}{D_2} \quad (\text{mm}) \quad (2.42)$$

28. Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe.

Esta velocidad se determina basándose en el ángulo de salida del álabe β_{2a} , mediante la ecuación 2.43 (Referencia # 23. Pág. 129)

$$C_{2\infty} = u_2 - C_{2r} \times \tan g\beta_{2a} \quad (2.43)$$

29. Coeficiente de Pfleiderer.

Se determina el coeficiente de Pfleiderer con el objetivo de encontrar el valor de la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida, utilizando la fórmula 2.44 (Referencia # 22. Pág. 156)

$$P = \frac{1,2}{Z} \times \frac{1 + \operatorname{sen} \beta_{2p}}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (2.44)$$

Según la formula semiempírica de Pfleiderer la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida se determina con la ecuación 2.45 (Referencia # 22. Pág. 156)

$$C_{2u} = \frac{C_{2\infty}}{1 + P} \quad (2.45)$$

30. Trazado del álabe.

Existen varios métodos para determinar la configuración del álabe del impulsor, en este caso se utilizó el de la espiral logarítmica la cual se expresa mediante la ecuación 2.46 (Referencia # 1. Pág. 198):

$$r = r_1 \times e^{\left(\frac{\pi \times \varphi}{180}\right) \tan g \beta} \quad (2.46)$$

Donde:

φ - es el ángulo que se forma entre el radio interior r_1 y el que se va a determinar.

β - Es el ángulo de salida del álabe.

Haciendo variar estos elementos dentro de los límites de entrada y salida, se obtendrá la curva que define la línea media de los álabes.

e - es el número de Euler para una espiral logarítmica y es igual a 2,718

31. Forma de conexión del impulsor con el árbol.

La forma de conexión será por chavetas. La longitud de la chaveta se la obtiene mediante la fórmula 2.47 (Referencia # 10. Pág. 187), el valor del ancho y la altura se la selecciona en Tablas a partir del diámetro nominal del eje donde va el cubo del impelente.

$$\text{Longitud} \quad l = \frac{2(Mt)}{bd(\tau)} \quad (2.47)$$

Donde:

Mt - Momento torsor (Nm)

τ - Esfuerzo admisible cortante (Pa)

2.5 COMPROBACIÓN DEL DISEÑO DEL IMPULSOR DE LA BOMBA GOULDS PUMPS MODELO 3316 TENIENDO EN CUENTA LOS PARÁMETROS DEL FABRICANTE DE LA BOMBA

Los parámetros de entrada los obtenemos de la curva característica de la bomba: (Ver anexo 1), y son los siguientes:

$$Q = 127m^3 / h = 0.035m^3 / s$$

$$H = 240m$$

$$n = 3560rpm$$

- Caudal que debe entregar el impulsor

$$Q_{calc} = 1,05 \times 0,035 m^3 / s = 0,037 m^3 / s$$

- Velocidad específica

$$n_s = \frac{3,65 \times 3560 rpm \times \sqrt{0,037 m^3 / s}}{(240 m^{\frac{3}{4}})} = 40,99$$

- Rendimiento volumétrico.

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0,68 \times (40,99)^{-0,66}} = 0,94$$

- Diámetro reducido

$$D_{red} = 4,25 \times \sqrt[3]{\frac{0,037 m^3 / s}{3560 rpm}} = 0,093 m = 93 mm$$

- Rendimiento hidráulico.

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log 0,093 - 0,172)^2} = 0,71$$

- Rendimiento mecánico.

$$\eta_{mec} = 0,93$$

- Rendimiento total de la bomba.

$$\eta = 0,94 \times 0,71 \times 0,93 = 0,62$$

- Potencia, Momento Torsor y diámetro del eje.

$$N = \frac{1000 \text{ kg} / \text{m}^3 \times 0,037 \text{ m}^3 / \text{s} \times 9,81 \text{ m} / \text{s}^2 \times 240 \text{ m}}{1000 \times 0,62} = 140.5 \text{ Kw}$$

$$Mt = 9600 \times \frac{140.5 \text{ Kw}}{3560 \text{ rpm}} = 378.88 \text{ Nm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{378.88 \text{ Nm}}{0,2 \times (1,2 \times 10^7 \text{ KN} / \text{cm}^2)}} = 0,054 \text{ m} = 54 \text{ mm}$$

- Diámetro del cubo

$$D_{\text{cub}} = 1,4 \times 0,054 \text{ m} = 0,076 \text{ m} = 76 \text{ mm}$$

- Diámetro de entrada del impulsor.

$$D_o = \sqrt{(0,093 \text{ m})^2 + (0,076 \text{ m})^2} = 0,12 \text{ m} = 120 \text{ mm}$$

- Longitud del cubo.

$$L_{\text{cub}} = 1,2 \times 0,076 \text{ m} = 0,091 \text{ m} = 91 \text{ mm}$$

- Diámetro de entrada a los álabes.

$$D_1 = 0,12 \text{ m} + 0,020 \text{ m} = 0,14 \text{ m} = 140 \text{ mm}$$

- Velocidad circunferencial a la entrada de los álabes del impulsor.

$$v_1 = \frac{3,1416 \times 0,14 \times 3560 \text{ rpm}}{60} = 26.1 \text{ m} / \text{s}$$

- Velocidad del flujo en la aspiración.

$$V_{asp} = \frac{4 \times 0,037}{3,1416 \times (0,3)^2} = 0,52 \text{ m / s}$$

- Velocidad de entrada del líquido al impulsor.

$$C_1 = \frac{4 \times 0,037}{0,94 \times 3,1416 \times ((0,12)^2 - (0,076)^2)} = 5,8 \text{ m / s}$$

- Ángulo de entrada del flujo.

$$\beta_1 = \text{arctg} \frac{5,8 \text{ m / s}}{26,1 \text{ m / s}} = 13^\circ$$

$$\beta_{1p} = 13^\circ + 4^\circ = 17^\circ$$

- Ángulo de salida del flujo.

$$\beta_2 = 28^\circ$$

- Ángulo de salida del álabe.

$$\beta_{2p} = 28 + 4^\circ = 32^\circ$$

Velocidad tangencial a la salida del flujo.

$$v_2 = \frac{1}{2} \times 5,8 \text{ m / s} \times \text{ctg} 28^\circ + \sqrt{\left(\frac{5,8 \text{ m / s} \times \text{ctg} 28^\circ}{2}\right)^2 + \frac{9,81 \text{ m / s}^2 \times 240 \text{ m}}{0,71}} = 63,29 \text{ m / s}$$

- Anchura de la paleta a la entrada.

$$b_1 = \frac{0,037 \text{ m}^3 / \text{s}}{3,1416 \times 0,14 \text{ m} \times 5,8 \text{ m / s} \times 0,9} = 0,016 \text{ m} = 16 \text{ mm}$$

- Diámetro de salida del impulsor.

$$D_2 = \frac{60 \times 63.29 \text{ m/s}}{3,1416 \times 3560 \text{ rpm}} = 0,340 \text{ m} = 340 \text{ mm}$$

- Relación entre diámetros.

$$m = \frac{340}{140} = 2.43$$

- Cantidad de álabes del impulsor.

$$z = 6,5 \times \left(\frac{2.43 + 1}{2.43 - 1} \right) \times \text{sen} \left(\frac{17^\circ + 32^\circ}{2} \right) = 6$$

- Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro.

$$\delta_{w1} = \frac{10 \text{ mm}}{\text{sen} 13^\circ} = 44.5 \text{ mm}$$

- Paso entre álabes a la entrada.

$$t_1 = \frac{3,1416 \times 0,14 \text{ m}}{6} = 0,073 \text{ m} = 73 \text{ mm}$$

- Paso entre álabes a la salida.

$$t_2 = \frac{3,1416 \times 0,340 \text{ m}}{6} = 0,178 \text{ m} = 178 \text{ mm}$$

- Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro exterior.

$$\delta_{w2} = \frac{10 \text{ mm}}{\text{sen} 28} = 21.3 \text{ mm}$$

- Anchura del álabe a la salida.

$$b_2 = 0,014m \times \frac{0,14m}{0,340m} = 0.006m = 6mm$$

- Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe.

$$C_{2\infty} = 63.29m/s - 5.8m/s \times \tan 32^\circ = 59.67m/s$$

- Coeficiente de Pfeleiderer.

$$P = \frac{1,2}{6} \times \frac{1 + \text{sen}32^\circ}{1 - \left(\frac{0,14m}{0,340m}\right)^2} = 0.37$$

- Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe.

$$C_{2u} = \frac{62.1m/s}{1 + 0.37} = 45.33m/s$$

- Determinación de la línea media del álabe, para dibujar el plano del impulsor, según la ecuación:

$$r = r_1 \times e^{\left(\frac{\pi \times \varphi}{180}\right) \tan g\beta}$$

Los resultados son los siguientes:

r ₁	70mm	70mm	70mm	70mm	70mm
β	28°	28°	28°	28°	28°
φ	100°	80°	60°	40°	20°
r	177mm	147mm	122mm	102mm	84mm

Ver anexo 4. Plano del impulsor según los parámetros del proyecto

- Forma de conexión del impulsor con el árbol.

Para el diámetro del eje $d = 54 \text{ mm}$

Según tablas (Referencia # 10. Pág. 235)

Ancho $b = 16 \text{ mm}$

Altura $h = 10 \text{ mm}$

Longitud $l = \frac{2(Mt)}{bd(\tau)}$

τ - esfuerzo admisible cortante $25 \times 10^6 \text{ Pa}$. Para el acero grado 1045

(Referencia # 10. Pág. 135)

Por lo tanto la longitud es igual a 34 mm, normalizándolo es igual a 36 mm.

2.6 CÁLCULO DEL IMPULSOR DE LA BOMBA GOULDS PUMPS MODELO 3316 TENIENDO EN CUENTA LOS PARÁMETROS DEL PROYECTO.

Los parámetros son los siguientes:

$$Q = 0.031 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$H = 240 \text{ m}$$

$$n = 3560 \text{ rpm}$$

- Caudal que debe entregar el impulsor.

$$Q_{calc} = 1,05 \times 0.031 \text{ m}^3 / \text{s} = 0,033 \text{ m}^3 / \text{s}$$

- Coeficiente de velocidad

$$n_s = \frac{3,65 \times 3560 \text{rpm} \times \sqrt{0,033}}{(240^{\frac{3}{4}})} = 38.71$$

- Rendimiento volumétrico.

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0,68 \times (38.71)^{-0,66}} = 0,94$$

- Diámetro reducido.

$$D_{red} = 4,25 \times \sqrt[3]{\frac{0,033 \text{m}^3 / \text{s}}{3560 \text{rpm}}} = 0,089 \text{m} = 89 \text{mm}$$

- Rendimiento hidráulico.

$$\eta_h = 1 - \frac{0,42}{(\log 0,089 - 0,172)^2} = 0,72$$

- Rendimiento mecánico.

$$\eta_{mec} = 0,93$$

- Rendimiento total de la bomba.

$$\eta = 0,93 \times 0,72 \times 0,94 = 0,63$$

- Potencia, momento torsor y diámetro del eje.

$$N = \frac{1000 \times 0,033 \times 9,81 \times 240}{1000 \times 0,63} = 123.32 \text{Kw}$$

$$M_t = 9600 \times \frac{123.32}{3560} = 332.56 Nm$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{332.56}{0.2 \times (1.2 \times 10^7)}} = 0.052 m = 52 mm$$

- Diámetro del cubo.

$$D_{cub} = 1.4 \times 0.052 = 0.073 m = 73 mm$$

- Diámetro de entrada del impulsor.

$$D_o = \sqrt{(0.089)^2 + (0.073)^2} = 0.115 m = 115 mm$$

- Longitud del cubo.

$$L_{cub} = 1.5 \times 0.073 = 0.11 m = 11 mm$$

- Diámetro de entrada a los álabes

$$D_1 = 0.115 m + 0.02 m = 0.135 m = 135 mm$$

- Velocidad circunferencial a la entrada de los álabes del impulsor.

$$v_1 = \frac{3.1416 \times 0.135 \times 3560}{60} = 25.16 m / s$$

- Velocidad del flujo en la aspiración.

$$V_{asp} = \frac{4 \times 0.033}{3.1416 \times (0.3)^2} = 0.47 m / s$$

Velocidad de entrada del líquido al impulsor.

$$C_1 = \frac{4 \times 0.033}{0.94 \times 3.1416 \times ((0.115)^2 - (0.073 m)^2)} = 5.66 m / s$$

- Ángulo de entrada del flujo.

$$\beta_1 = \arctg \frac{5,66 \text{ m/s}}{25,16 \text{ m/s}} = 13^\circ$$

$$\beta_{1p} = 13^\circ + 4^\circ = 17^\circ$$

- Ángulo de salida del flujo.

$$\beta_2 = 28^\circ$$

- Ángulo de salida del álabe.

$$\beta_{2p} = \beta_2 + 4^\circ = 32^\circ$$

- Velocidad tangencial a la salida del flujo.

$$v_2 = \frac{1}{2} \times 3,3 \times \text{ctg} 28^\circ + \sqrt{\left(\frac{5,66 \times \text{ctg} 28^\circ}{2}\right)^2 + \frac{9,81 \times 240}{0,72}} = 60,53 \text{ m/s}$$

- Anchura de la paleta a la entrada.

$$b_1 = \frac{0,033}{3,1416 \times 0,135 \times 5,66 \times 0,9} = 0,015 \text{ m} = 15 \text{ mm}$$

- Diámetro de salida del impulsor.

$$D_2 = \frac{60 \times 60,53}{3,1416 \times 3560} = 0,325 \text{ m} = 325 \text{ mm}$$

- Relación entre diámetros.

$$m = \frac{325}{135} = 2,4$$

- Cantidad de álabes del impulsor

$$z = 6,5 \times \left(\frac{2.4 + 1}{2.4 - 1} \right) \times \text{sen} \left(\frac{17^\circ + 32^\circ}{2} \right) = 6$$

- Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro.

$$\delta_{w1} = \frac{10}{\text{sen}13^\circ} = 44.45 \text{mm}$$

- Paso entre álabes a la entrada.

$$t_1 = \frac{3,1416 \times 135}{6} = 70.69 \text{mm}$$

- Paso entre álabes a la salida.

$$t_2 = \frac{3,1416 \times 325}{6} = 170.17 \text{mm}$$

- Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro exterior.

$$\delta_{w2} = \frac{10}{\text{sen}28^\circ} = 21.3 \text{mm}$$

- Anchura del álabe a la salida.

$$b_2 = 0,016 \times \frac{135}{325} = 0.007 \text{m} = 7 \text{mm}$$

- Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe.

$$C_{2\infty} = 60.53 - 5,66 \times \tan 32^\circ = 57 \text{m} / \text{s}$$

- Coeficiente de Pfeleiderer.

$$P = \frac{1,2}{9} \times \frac{1 + \text{sen}32^\circ}{1 - \left(\frac{135}{325}\right)^2} = 0,25$$

- Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe.

$$C_{2u} = \frac{57m/s}{1 + 0,25} = 45.6m/s$$

- Determinación de la línea media del álabe, para dibujar el plano del impulsor, según la ecuación:

$$r = r_1 \times e^{\left(\frac{\pi \times \varphi}{180}\right) \tan g \beta}$$

Los resultados son los siguientes:

r ₁	67.5 mm.	67.5 mm.	67.5 mm.	67.5 mm.	67.5 mm.
β	28°	28°	28°	28°	28°
φ	100°	80°	60°	40°	20°
R	164 mm.	137mm	113mm	94mm	78mm

Ver anexo 5. Plano del impulsor según los parámetros del proyecto.

- Forma de conexión del impulsor con el árbol.

Para el diámetro del eje d = 52 mm

Según tablas (Referencia # 10. Pág. 235)

Ancho b = 16 mm

Altura $h = 10 \text{ mm}$

Longitud $l = \frac{2(Mt)}{bd(\tau)}$

τ - esfuerzo admisible cortante 25 X 106 Pa. Para el acero grado 1045

(Referencia # 10. Pág. 135)

Por lo tanto la longitud es igual a 34 mm, normalizándolo es igual a 36 mm.

Tabla 2.7 Resumen de los cálculos de las principales partes del impulsor según los parámetros del fabricante y según los parámetros del proyecto.

Simbo- logía	Metodología de cálculo	Parámetros del fabricante	Parámetros del proyecto
Qcal	Caudal que debe entregar el impulsor (m ³ /s)	0.037	0.033
n _s	Velocidad específica	40.49	38.71
η _v	Rendimiento volumétrico	0.94	0.94
Dred	Diámetro reducido (mm)	93	89
η _H	Rendimiento hidráulico	0.71	0.72
η _{mec}	Rendimiento mecánico	0.93	0.93
η	Rendimiento total de la bomba	0.62	0.63
N	Potencia (Kw)	140.5	123.32
M _t	Momento torsor (Nm)	378.88	332.56
d	Diámetro del eje (mm)	54	52
D _{cub}	Diámetro del cubo (mm)	76	73
D _O	Diámetro de entrada del impulsor (mm)	120	115
L _{cub}	Longitud del cubo (mm)	91	110
D ₁	Diámetro de entrada a los álabes	140	135
υ ₁	Velocidad circunferencial a la entrada de los álabes (m/s)	26.1	25.16
V _{asp}	Velocidad del flujo en la aspiración (m/s)	0.52	0.47

c_1	Velocidad de entrada del líquido al impulsor (m/s)	5.8	5.66
β_1	Ángulo de entrada del flujo	13°	13°
β_{1p}	Ángulo de entrada del álabe	17°	17°
β_2	Ángulo de salida del flujo	28°	28°
β_{2p}	Ángulo de salida del álabe	32°	32°
v_2	Velocidad tangencial a la salida del flujo (m/s)	63.29	60.53
b_1	Anchura de la paleta a la entrada. (mm)	16	15
D_2	Diámetro de salida del impulsor (mm)	340	325
m	Relación entre diámetros	2.43	2.4
z	Cantidad de álabes del impulsor	6	6
δ_{w1}	Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro (mm)	44.5	44.45
t_1	Paso entre álabes a la entrada (mm)	73	70.69
t_2	Paso entre álabes a la salida (mm)	178	170.17
δ_{w2}	Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro exterior (mm)	21.3	21.3
b_2	Anchura del álabe a la salida (mm)	6	7
$C_{2\infty}$	Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe (m/s)	59.67	57
P	Coefficiente de Pfleiderer	0.37	0.25
C_{2u}	Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe (m/s)	45.33	45.6
b	Ancho de chaveta (mm)	16	16
h	Altura de chaveta (mm)	10	10
l	Longitud de chaveta (mm)	36	36

De la tabla 2.7 podemos concluir que los cálculos de comprobación de las partes del impulsor utilizando como datos los parámetros del proyecto son semejantes a los cálculos según los parámetros del proyecto.

2.7 Comportamiento de la bomba utilizando las leyes de semejanza.

De acuerdo con los cálculos realizados utilizando los datos del fabricante de la bomba le corresponde un diámetro de salida del impulsor de 340 mm. Y según los parámetros del proyecto la bomba puede explotarse con un impulsor de menor diámetro de 325 mm. Para comparar estos diámetros utilizamos el criterio de las leyes de semejanza expuestos en las ecuaciones 2.49 y 2.50 (Referencia # 23. Pág. 77)

$$\frac{H_{1P}}{H_{2F}} = \left(\frac{D_{1P}}{D_{2F}} \right)^2 \quad (2.49)$$

$$\frac{Q_{1P}}{Q_{2F}} = \left(\frac{D_{1P}}{D_{2F}} \right)^3 \quad (2.50)$$

Donde:

D_{1F} : Diámetro del impulsor según los parámetros del fabricante y es igual a 340 mm

D_{2P} : Diámetro del impulsor según los parámetros del proyecto y es igual a 325 mm

H_{1F} : Altura para el diámetro de salida del impulsor de 340 mm.

H_{2P} : Altura para el diámetro de salida del impulsor de 325 mm.

Q_{1F} : Gasto para el diámetro de salida del impulsor de 340 mm.

Q_{2P} : Gasto para el diámetro de salida del impulsor de 325 mm.

La tabla 2.8 muestra los datos para realizar el grafico. Los valores de Q_{1P} y H_{1P} corresponden al diámetro de 340 mm y los obtenemos de la curva característica de la bomba (Ver anexo 1), a su vez estos valores los sustituimos en las ecuaciones 2.49 y 2.50 para encontrar Q_{2F} y H_{2F} que corresponden al diámetro de 325 mm.

Tabla 2.8 Datos para los diámetros del impelente. D - 340 y D – 325.

Q_{1P} (m ³ /s)	H_{1P} (m)	Q_{2F} (m ³ /s)	H_{2F} (m)
0	285	0,00	260,41
20	285	17,47	260,41
40	282	34,94	257,67
60	277	52,40	253,10
80	269	69,87	245,79
100	260	87,34	237,56
120	248	104,81	226,60
140	231	122,28	211,07
160	210	139,74	191,88
180	185	157,21	169,04
200	155	174,68	141,63

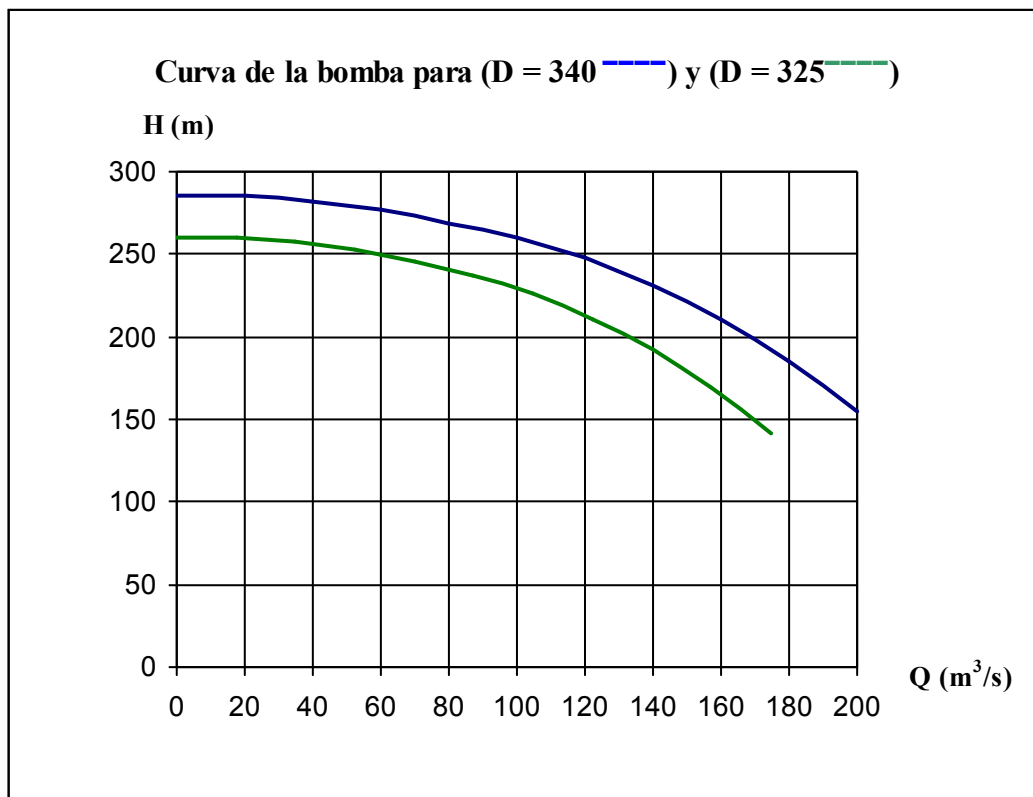


Fig. 2.4 Comparación de curvas de la bomba para los diámetros del impelente. D - 340 y D - 325.

De la Fig. 2.4 concluimos que al disminuir el diámetro del rodete disminuye la altura y el gasto. Siendo este gasto el que se necesita para obtener el volumen necesario para satisfacer la demanda de la población.

3. ABRASIÓN Y DESGASTE

Tomando en cuenta los principales cálculos realizados en el capítulo II donde se demostró lo siguiente.

1. Que las bombas no cavitan debido a que el $NPSH_A > NPSH_R$.
2. Se realizaron los cálculos de comprobación de los principales partes del impulsor y se demostró:
 - Que los cálculos según los parámetros del fabricante son semejantes a los cálculos realizados según los parámetros del proyecto, por la metodología de calculo del impulsor del capítulo II.
3. Que después de hacer un análisis de los defectos (Ver Anexos 6,7,8,9) se pudo determinar que las huellas de los defectos son características de desgaste producidos por abrasión de la arena que contiene esta agua al no tener el sistema un filtro adecuado a la entrada y desarenadores en la piscina de captación.

3.1 ESTUDIOS DEL DESGASTE EN BOMBAS

Las tres piezas de desgaste principales de una bomba centrífuga son: el rodete, el cuello de aspiración y la voluta, tal y como se muestra en la Figura 3.1. Cada una de estas piezas se desgasta a un ritmo distinto con tamaños de partículas y caudales de operación diferentes.

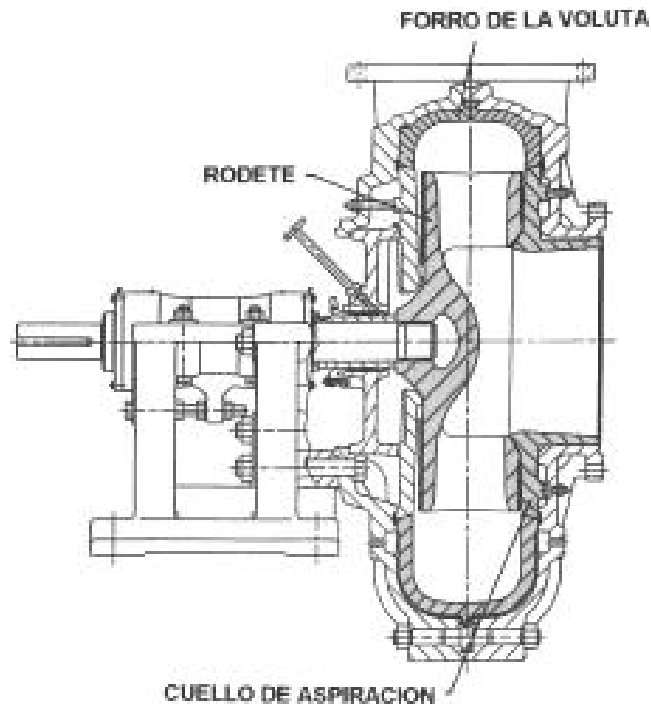


Fig. 3.1 Las tres piezas de desgaste principales de una bomba centrífuga

“El Departamento de I+D de la casa comercial WARMAN ha realizado el primer estudio completo, examinando los efectos que el caudal de pulpa y el tamaño de partícula producen en los desgastes, utilizando una bomba modelo 6/4 AH con piezas blandas de hierro fundido, para producir unos desgastes acelerados. Además, otros trabajos más recientes de WARMAN se han centrado en los efectos de la velocidad de la bomba y diseño del rodete”¹⁷

3.2 FORMA Y DISEÑO DE LA BOMBA

La forma básica de las bombas centrífugas se determina con un número sin dimensión llamado velocidad específica ($N_s = f(H, Q, n)$). Para una altura (H) y un caudal (Q) dados,

¹⁷ <http://concretonline.com/pdf/bombas.pdf>. Estudios de desgaste de bombas. Pág. 6

hay una relación inversa entre el diámetro del rodete (D_2) y la velocidad de rotación (n) en el punto de diseño o Punto de Mejor Rendimiento (PMR) de la bomba. Un rodete de diámetro grande precisa una velocidad de rotación lenta, mientras que un rodete pequeño tiene que girar más rápidamente para alcanzar una altura determinada.

La relación diámetro/anchura, o forma, está caracterizada por la velocidad específica. Con las bombas centrífugas no es práctico funcionar con diseños de Velocidad específica relativamente altos, a causa del desgaste producido por altas velocidades de giro.

Por otra parte, no es práctico tener rodets de baja Velocidad específica, por sus bajos rendimientos y escasa capacidad para el paso de sólidos.

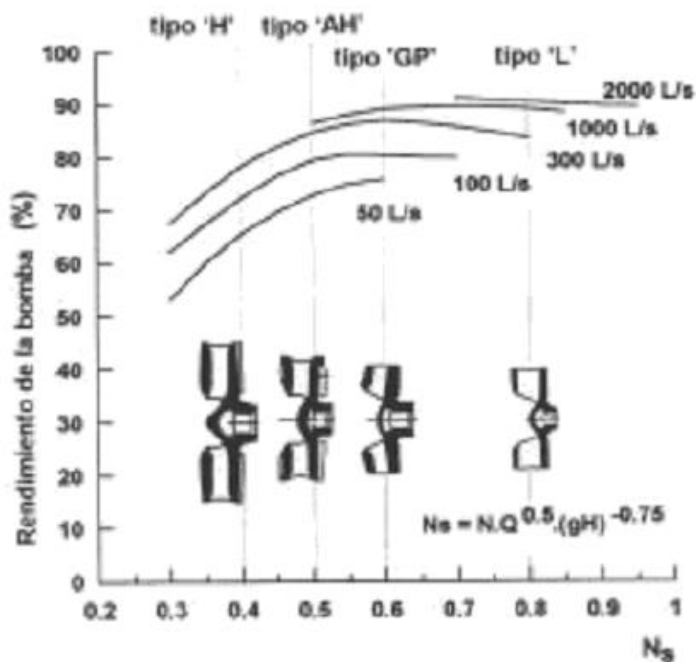


Fig. 3.2 Rendimiento con diversas velocidades específicas.

La Figura 3.2 indica la gama típica de rendimiento que pueden conseguirse con diversas velocidades específicas. “Los rendimientos máximos se producen con velocidad específica

de aproximadamente 0,8. Las bombas centrífugas con buenas características de desgaste, generalmente, una velocidad específica en la gama 0,3 - 0,8, con la mayoría de diseños para servicios pesados sobre $N_s = 0,5$ ¹⁸

Para determinar los desgastes en las bombas centrífugas exponemos las siguientes recomendaciones, basándose en la revisión bibliográfica realizada.

- a) Variar las condiciones de diseño de los elementos principales de la bomba es decir donde actúa principalmente las partículas y causa desgaste, estas partes son: el impulsor, el cuello de aspiración y la voluta. En estas recomendaciones trabajamos en el capítulo N° 2, y comprobamos que los cálculos según los parámetros del fabricante de la bomba son semejantes a los cálculos realizados utilizando los parámetros del proyecto.
- b) la bomba evaluada cumple con los parámetros geométricos dados por el fabricante con los parámetros de operación.
- c) Seleccionar materiales, teniendo en cuenta el desgaste comparativo para optimizar el periodo de mantenimiento y de las piezas a sustituir.

3.3 Material actual del impulsor de la bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316 serie 4 x 6 – 11 HG.

Se realizó un análisis detallado sobre la aleación del impulsor de la bomba y según el catálogo de la misma Pág. 6 se pudo determinar que la recomendación que da el fabricante es la siguiente.

¹⁸ <http://concretonline.com/pdf/bombas.pdf>. Estudios de desgaste de bombas. Pág. 8

Acero inoxidable grado 316 según AISI 316, ASTM A 296 CF – 8M, entre sus principales funciones esta prever la corrosión, fáciles de transformar, excelente soldabilidad, no se endurecen por tratamiento térmico (Ref. # 30). Esta aleación no está diseñada para fluidos que contengan granos abrasivos. Tiene las siguientes propiedades:

3.3.1 Propiedades químicas

- Cromo = 16 a 28%,
- Níquel = de 3.5 a 22%
- Molibdeno = 1.5 a 6%

Influencia de los elementos de aleación en las propiedades del acero inoxidable.

- **Cromo:** Sirve para aumentar la dureza y la resistencia a la tracción de los aceros, mejora la templabilidad, impide las deformaciones en el temple, aumenta la resistencia al desgaste, la inoxidableidad, etc.
- **Níquel:** Una de las ventajas más grandes que reporta el empleo del níquel, es evitar el crecimiento del grano en los tratamientos térmicos, lo que sirve para producir en ellos gran tenacidad. El níquel además hace descender los puntos críticos y por ello los tratamientos pueden hacerse a temperaturas ligeramente más bajas que la que corresponde a los aceros ordinarios.
- **Molibdeno:** Mejora notablemente la resistencia a la tracción, la templabilidad. Añadiendo solo pequeñas cantidades de molibdeno a los aceros cromo-níqueles, se disminuye o elimina casi completamente la fragilidad, que se presenta cuando estos aceros son revenidos en la zona de 450° a 550°. El molibdeno a aumenta también la resistencia de los aceros en caliente.

3.3.2 Propiedades mecánicas.

Resistencia a la Tracción de rotura (σ_2) = 23.5 kg/mm²

Dureza (HB) = 210-230

3.4 Selección del material idóneo para el impulsor de la bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316 serie 4 x 6 – 11 HG.

Teniendo en cuenta las condiciones del material actual del impulsor procedemos a la selección de un material que se ajuste mas a las condiciones de operación de la bomba que se evalúa.

Para la selección idónea de los materiales para los impulsores se tienen en cuenta las condiciones de servicio siguientes:

1. Resistencia a la corrosión.
2. Acción electroquímica.
3. Abrasividad de los sólidos suspendidos.
4. Carga hidráulica por paso (afecta tanto a las velocidades del líquido en las vías del agua)
5. Presión de operación (200 PSI)
6. Adaptabilidad del material por las propiedades estructurales particulares.
7. Factor de carga y vida esperada

Además debemos de tener en cuenta las siguientes condiciones de operación de la bomba

- La temperatura media del líquido a bombear: T = 20°C.

- La velocidad del fluido: $v = 0.5$ m/seg.
- Nivel de abrasión de los sólidos en suspensión que se puede observar en la tabla 3.1 la composición química del agua.

Tabla 3.1 Composición química del agua de la piscina de captación de la Estación de bombeo “La Sota” (REF. 25)

Elementos de la piscina de captación	Cantidad
Cadmio(mg/kg)	0,08
Cobre (mg/kg)	3,205
Cromo (mg/kg)	10,200
Níquel (mg/kg)	7,766
Plomo (mg/kg)	7,766
Vanadio (mg/kg)	20,405
Zinc(mg/kg)	44,268

Fuente: Juan Vinuesa, Tesis de grado. UNL, A.E.I.R.N.N.R., 2003.

- Se desconoce el pH. del fluido, pues no se han realizado mediciones en la estación de bombeo.

A partir de estos datos se propone la utilización de hierro fundido blanco aleado al cromo – níquel (ASTM 352 clase I tipo D Ni – Hard 4), resistente a la abrasión y a la corrosión, según (Ref. # 31). Además la aleación presenta las siguientes propiedades:

- Aleación estable frente a la acción del proceso de cavitación, erosión por partículas en suspensión en el líquido y corrosión electroquímica con altas velocidades de flujo relativo.

- Propiedades mecánicas dentro del rango de operación de las presiones del impulsor, pues la aleación aleada al cromo – níquel tiene mayor resistencia mecánica que la original del diseño de la bomba.
- Mayor posibilidad de ser mecanizado, pues se puede lograr con un proceso de tratamiento de dureza idónea para poder ser mecanizada.

Este material tiene las siguientes propiedades:

3.4.1 Propiedades químicas.

La aleación contiene niveles de cromo que van desde 7 a 11% y niveles de níquel que van desde 5 a 7%. Además posee los siguientes elementos.

- C = 3.2 a 3.6%
- Si = 1 y 1.5%
- Mn = 0.8 a 1.3%
- Cu = 0.8 a 1.3%
- Mo = 0.4 a 0,9%

Influencia de los elementos en las propiedades del hierro fundido

- **Níquel:** es elemento primario de la aleación debido a que en niveles entre 3 y 5% es muy efectivo, para suprimir la transformación de la austenita en perlita, asegurando así que la estructura dura de la martensita se desarrolle durante el enfriamiento en los moldes.
- **Cromo:** se incluye en estas aleaciones en niveles desde 1,4 a 4% para asegurar que se formen carburos durante la solidificación y contrarrestar el efecto grafitizante del níquel.

- **Carbono:** Se utiliza de 3,2 a 3,6% cuando se desea un máximo en la resistencia a la abrasión
- **Silicio:** se necesita por dos razones. Una pequeña cantidad para garantizar la fluidez del metal fundido y producir escoria fluida, pero de igual manera es importante su efecto sobre la dureza. Contenidos de silicio entre 1 y 1,5%, elevan el contenido de martensita y la dureza resultante.
- **Manganeso:** se mantiene típicamente entre 0,8% y hasta 1,3% como máximo mientras aumenta la templabilidad evita la formación de perlita, es un estabilizador de la austenita que el níquel y promueve cantidades de austenita retenida grandes y menos dureza como fundición. Por esta razón cantidades superiores de manganeso no son deseadas. Cuando se considere el contenido de níquel requerido para evitar la perlita en una fundición dada, el nivel de manganeso presente tiene que ser un factor a considerar.
- **Cobre:** incrementa la templabilidad y la austenita retenida.
- **Molibdeno:** es un potente agente para aumentar la templabilidad en estas aleaciones y es usado para inhibir la formación de perlita.

3.4.2 Propiedades mecánicas

Resistencia a la tracción: σ_2 (rotura) = 23 kg/mm²

Dureza

Con revenido a 220 – 250°C y enfriamiento al aire 470 – 650 HB

Con recocido 660 – 680°C y enfriamiento al aire 240 – 340 HB

Con normalizado a 860 – 880°C y enfriamiento al aire 500 – 600 HB

La alta dureza después del proceso de fundición donde la aleación no es maquinable, pues después de este proceso es de 470 – 650 HB, pero mediante un proceso de tratamiento térmico de recocido con temperatura de 660 – 680°C con enfriamiento al aire se obtiene una dureza de 240 – 340 HB.

Tabla 3.2 Resumen de la comparación de el material del impulsor de la bomba centrífuga GOULDS PUMPS MODELO 3316 SERIE 4 X 6 – 11 HG según el utilizado por el fabricante y el recomendado por el proyecto

Propiedades	Según el Fabricante Acero inoxidable AISI 316	Según el proyecto (Hierro fundido blanco aleado al cromo níquel ASTM 352)
Resistencia a la tracción de rotura (σ_2)	$\sigma_B = 23.5 \text{ Kg./mm}^2$	$\sigma_B = 23 \text{ Kg./mm}^2$
Dureza(Grados Brinnell)	210 - 230 HB	500 – 600 HB
Tiempo de duración estimado	6 meses	1 año *
Uso recomendado	Para equipamiento expuesto a fluidos con alto grado de corrosión. <i>Según la Llave de los aceros Pág. 308, sección 3. Aceros Inoxidables (Ref. # 32)</i>	Para fluidos con alto grado de abrasión, un alto grado de dureza. <i>Según el Manual de Hierros Fundidos Especiales. Pág.101-111. Sección 1. Hierros Blancos al Cromo-Níquel (Ref. # 16)</i>

- El tiempo de duración estimado de 1 año con la utilización del Hierro fundido blanco aleado al cromo níquel ASTM 352 es de datos experimentales según bases de datos para fluidos similares con alto grado de abrasión y una bomba centrífuga

similar del Grupo de Investigaciones de Fluidos MOAFLUJO del ISMM de Moa - Cuba. Autor Ing. Zoilo Suárez Pérez. (Ver tabla 3.3)

Tabla 3.3 Comparación de las características de la máquina de la Estación de Bombeo la Sota y la máquina según la base de datos del ISMM grupo de Investigaciones y Fluidos

Propiedades	Según la estación de bombeo “La Sota”	Según base de datos del ISMM grupo de investigaciones y fluidos
Marca de bomba centrífuga	Goulds Pumps	Neumann
Tipo de Rodete	Rodete cerrado	Rodete cerrado
Material del impulsor	Acero inoxidable AISI 316	Hierro fundido blanco aleado al cromo – níquel ASTM 352
Líquido de bombeo	Agua con alto grado de abrasión de los sólidos en suspensión	Agua con alto grado de abrasión de los sólidos en suspensión
Potencia del motor	200 HP	150 HP
Frecuencia de rotación	3560 rpm	3560 rpm
Tiempo de operación diaria	12 horas	12 horas

CONCLUSIONES DEL CAPÍTULO

- Como conclusión se puede decir que la fabricación del impulsor con la aleación de hierro fundido aleado al cromo – níquel se logra una duración estimada de 1 año. Este tiempo fue tomado de las estadísticas del libro de registros y fallas del ISMM, de la ciudad de Moa – Cuba, ya que las condiciones de operación de la bombas, así como las características del impulsor son semejantes con la analizada en la estación de bombeo “La Sota” de la ciudad de Catamayo.
- Con la utilización del nuevo material (**Hierro fundido blanco aleado al cromo níquel ASTM 352**) se tiene una dureza muy alta, pues desde el punto de vista estructural, es una estructura martensítica.

4 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL.

4.1 EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE MANTENIMIENTO ADECUADO DE ACUERDO A LAS CONDICIONES OPERACIONALES DE LA PLANTA.

En el presente capítulo se realiza una evaluación del Sistema de Mantenimiento de la Estación de Bombeo “La Sota” de Catamayo.

El objetivo del mantenimiento en la Estación de bombeo es lograr que las bombas operen sin fallas y averías, es demasiado conocido que las roturas imprevistas y catastróficas dan lugar a elevados costos por pérdida de producción y reparación.

Para que sean eficaces los trabajos de mantenimiento son necesarios el control, la planeación del trabajo y la distribución correcta de la fuerza humana, con el fin de reducir los costos, tiempo de parada de los equipos, etc.

Para cumplir estas metas es necesario establecer los lineamientos de mantenimientos, practicarlos y asegurar los resultados. Los tipos de mantenimiento que existen son: mantenimiento correctivo, mantenimiento preventivo, y mantenimiento predictivo.

4.2 MANTENIMIENTO CORRECTIVO.

Este tipo de mantenimiento no es planificado y está dirigido a resolver emergencias o reparar fallas ocurridas fortuitamente. Después de una falla, el equipo es llevado a sus condiciones de operación originales, por medio de restauración o reemplazo de piezas, componentes, elementos, partes de equipos o instalaciones, que hayan sufrido algún desgaste, daño o rotura.

Para realizar el mantenimiento correctivo no se necesitan equipos y personal sofisticados, sin embargo, disminuye la eficiencia y confiabilidad de los equipos y genera altos costos por mantenimiento e interrupciones operacionales no programadas.

4.3 EL MANTENIMIENTO PREVENTIVO.

Comprende aquellas operaciones programadas y ejecutadas con el fin de mantener un equipo o instalación bajo condiciones específicas de operación que disminuyan la posibilidad de ocurrencia de fallas.

El mantenimiento preventivo incluye: servicio y lubricación programada, ajustes, inspecciones, corrección oportuna de las deficiencias y riesgos de mantenimiento.

Con el mantenimiento preventivo se pueden planificar los recursos necesarios, tales como: recursos humanos, materiales herramientas e información. El tiempo necesario para la ejecución de trabajos se determina de acuerdo a las condiciones operacionales y los requerimientos de ventas.

Sin embargo el mantenimiento preventivo ofrece poca flexibilidad para modificar los ciclos de trabajo en función de nuevas funciones operacionales de los equipos.

4.4 MANTENIMIENTO PREDICTIVO.

Comprende aquellas acciones de mantenimiento programadas de acuerdo a las evaluaciones del estado en que se encuentren los equipos e instalaciones. Estas evaluaciones se realizan a través de instrumentos especiales y su ejecución se lleva a cabo de manera que no afecte el proceso productivo de forma imprevista.

El mantenimiento preventivo permite determinar el requerimiento de mantenimiento de una instalación o equipo por medio del monitoreo antes que ocurra una falla entre ciclos de mantenimiento programado. La medición y detención continua o periódica del comportamiento del equipo por medio de instrumentos (nivel de vibración, temperatura, emisión acústica, lubricación, grado de corrosión, etc.). La implementación del mantenimiento predictivo requiere de altas inversiones en equipos de monitoreo o en la

instalación de instrumentos para medir los distintos parámetros que exige un personal calificado.

4.5 CRITERIOS Y ASPECTOS DE MANTENIMIENTO EN LAS INSTALACIÓN DE BOMBEO “LA SOTA”

Los conceptos en que se fundamenta los tipos y procedimientos de mantenimiento y por medio de los cuales se define el que, donde, cuando, como y cuanto se mantiene una instalación o equipo son:

- Archivo de registro sobre la historia del equipo, donde se anota en forma sistemática y continua la historia y comportamiento de la máquina. De las observaciones realizadas en la Estación de bombeo “La Sota” se debe mejorar este procedimiento para aumentar la confiabilidad de estas bases de datos.
- Niveles de mantenimiento establecidos en forma compartida con las funciones directamente relacionadas a uso y aprovechamiento de las instalaciones. Estos niveles comprende el operador, el mantenedor y el inspector especializado.
- El operador se encarga del manejo de las instalaciones como usuario principal de las mismas .Su principal objetivo es cumplir con las metas de cantidad y calidad establecidas de los diferentes productos.
- El mantenedor se encarga de proporcionar los conocimientos técnicos y la pericia especializada en todas las áreas aplicadas en la preservación, restauración de equipos e instalaciones y lograr el funcionamiento seguro y confiable del equipo.
- El inspector especializado se encarga de suministrar la información oportuna, periódica y consistente sobre el estado actual de los equipos y sus índices de desgaste, con el fin de cumplir con las condiciones mínimas establecidas en normas y especificaciones.

Debe pronosticar las reparaciones o renovaciones futuras con suficiente anticipación y determinar el cambio de ciclo del mantenimiento programado en base a las nuevas condiciones operacionales o la edad de los equipos.

4.6 MANTENIMIENTO DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

Las especificaciones que proporciona el fabricante se deberá estudiar cuidadosamente antes de tratar de dar mantenimiento o intervenir en una bomba. En caso de que sea necesario, se deberá obtener del fabricante una curva de funcionamiento de la misma.

Factores como: el tipo de servicio a que esta sometida la bomba, su construcción general, la complejidad de las reparaciones requeridas, resultados del diagnostico por vibración, etc. Influyen en la decisión de efectuar mantenimientos en la instalación con personal propio o subcontratar el servicio. Además de las recomendaciones del fabricante, para establecer la estrategia apropiada de mantenimiento, se debe considerar lo siguiente:

- Régimen de trabajo y existencia de redundancia.
- Determinación de la criticidad de la función que realiza.
- Posibilidades de contaminación ambiental y evaluaciones de riesgo.
- Evaluación de la ficha histórica de la maquina.
- Determinación del costo de mantenimiento.

4.7 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LAS BOMBAS CENTRÍFUGAS GOULDS PUMPS MODELO 3316.

Un programa de mantenimiento de rutina puede extender la vida útil de la bomba. El equipo bien mantenido durará más tiempo y requerirá menos reparaciones. Se debe llevar las anotaciones del mantenimiento, las que ayudarán a identificar con precisión las causas potenciales de problemas.

Mantenimiento de rutina

- Lubricación de cojinetes
- Vigilancia de sellos
- Análisis de vibraciones
- Vigilancia de presión de descarga
- Vigilancia de temperatura

Inspecciones de rutina

- Verificar si hay niveles inusuales de ruido, de vibraciones y de temperaturas en los cojinetes.
- Inspeccionar la bomba y la tubería viendo si tienen fugas.
- Verificar el sello de la cámara/prensaestopas viendo si tienen fugas.

Inspecciones trimestrales

- Verificar la cimentación y los pernos de sujeción viendo si están apretados.
- Si la bomba estuvo fuera de servicio, verificar el empaque y reemplazar si se requiere.
- El aceite se debe cambiar por lo menos cada 3 meses (2000 horas) o más frecuentemente si hay condiciones atmosféricas adversas u otras condiciones que puedan contaminar o descomponer el aceite, o si éste es turbio o está contaminado visto por la inspección a través del indicador de nivel.
- Verificar la alineación y realinear si se requiere.

Inspecciones Anuales

- Verificar la capacidad, la presión y la potencia de la bomba. Si el rendimiento de la bomba no satisface los requerimientos del proceso, y si estos requerimientos no han

cambiado, se debe desmontar la bomba, inspeccionar, y reemplazar las piezas desgastadas, de lo contrario se debe hacer una inspección del sistema.

4.8 SEGURIDAD INDUSTRIAL EN LA OPERACIÓN DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.

A pesar que las instalaciones han sido diseñadas para ser operadas con gran seguridad, siempre está latente la posibilidad de un accidente; a continuación presentamos algunas recomendaciones para una correcta operación y funcionamiento de la bomba y medidas de seguridad que son necesarias para evitar accidentes en el trabajo.

Operación de la bomba centrífuga:

- Al arrancar la bomba hay que observar la presión en los manómetros. Si no se alcanza rápidamente la presión de descarga, es aconsejable detener la unidad de impulsión y repetir el cebado de la bomba.
- Para evitar las fallas prematuras de la bomba durante la puesta en marcha inicial debido a suciedad o residuos en el sistema de tuberías, es necesario asegurarse que la bomba pueda funcionar continuamente a plena velocidad y flujo durante 2 ó 3 horas.
- Los variadores de velocidad variable deben alcanzar la velocidad nominal lo más rápido posible. Además los variadores de velocidad variable no deben ajustarse ni deben verificarse los valores del regulador de velocidad o de disparo por sobrevelocidad mientras estén conectados a la bomba durante la puesta en marcha inicial. Si no se han verificado los valores, desconecte la unidad y consulte las instrucciones del fabricante del variador como guía.
- La bomba no de funcionar con un flujo inferior al flujo nominal mínimo o con las válvulas de succión/descarga cerradas

- Es necesario no que no se abran las válvulas de venteo o de drenaje ni quite los tapones mientras el sistema está presurizado

Vestimenta de seguridad:

- Se debe utilizar guantes de trabajo aislados cuando se maneje cojinetes calientes o cuando use el calentador de cojinetes y partes con bordes afilados, especialmente los impulsores.
- Anteojos de seguridad (con pantallas laterales) para proteger los ojos, especialmente en las áreas de talleres mecánicos
- Zapatos con punta de acero para proteger los pies cuando maneje partes, herramientas pesadas, etc.
- Otro equipo de protección personal para proteger contra los fluidos peligrosos/tóxicos

Protectores de acoplamiento:

- Nunca se debe operar una bomba sin un protector de acoplamiento instalado correctamente

Conexiones bridadas:

- Nunca fuerce la tubería para hacer una conexión con una bomba
- Es necesario utilizar sujetadores del tamaño y material apropiados
- Asegurarse que no falten sujetadores
- Tener cuidado con los sujetadores corroídos o sueltos

Seguridad de mantenimiento:

- Antes de realizar el mantenimiento es necesario desconectar el suministro eléctrico
- Verificar que la bomba esté aislada del sistema y que se haya descargado la presión antes de desarmar la bomba, quitar los tapones o desconectar la tubería

- Utilizar el equipo de levantamiento y apoyo apropiado para prevenir las lesiones graves.
- Inspeccionar los procedimientos de descontaminación apropiados
- Es necesario conocer y seguir los reglamentos de seguridad de la compañía.

5. EVALUACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL.

5.1 EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LA INSTALACIÓN DE BOMBEO “LA SOTA”

- Determinación de los gastos de energía según los parámetros de la instalación como se encuentra actualmente.

Potencia del motor: $N = 140.5 \text{ Kw}$

Tiempo de operación de la bomba actualmente: $t = 12 \text{ horas.}$

Consumo de energía de un motor: $E = N \times t$

$$E = 140.5 \times 12 = 1686 \text{ kwh}$$

Tarifa: $1 \text{ kw/h} = 0,12 \text{ USD}$

Gasto diario del motor:

$$1686 \text{ kwh} \times 0.12 = 202.32 \text{ USD}$$

$$\text{Gasto anual: } 202.32 \text{ USD} \times 365 \text{ días} = 73846.8 \text{ USD}$$

- Gastos de energía según los parámetros del proyecto.

Potencia del motor: $N = 123.32 \text{ Kw}$

Tiempo de trabajo: $t = 12 \text{ horas}$ (es el tiempo que se necesita para bombear el volumen de líquido que necesita la población)

Consumo de energía de un motor: $E = N \times t$

$$E = 123.32 \times 12 = 1479.84 \text{ kwh}$$

Tarifa: $1 \text{ kw/h} = 0,12 \text{ USD}$

$$\text{Gasto diario para un motor: } 1479.84 \text{ kwh} \times 0.12 = 177.58 \text{ USD}$$

$$\text{Gasto Anual: } 177.58 \text{ kwh} \times 365 \text{ días} = 64816.99 \text{ USD}$$

- Gastos por cambio de impulsor según los parámetros de la instalación.

Frecuencia de rotura del impulsor: Cada 6 meses.

Cantidad total estimada de impulsores que se averían al año por la bomba que se esta analizando: 2

Costo del impulsor: 1 impulsor = 1800 USD (Tomado de Referencia de precios de las piezas fabricadas en la Empresa Mecánica “La Llave” de la ciudad de Guayaquil)

Por lo que en un año la bomba gasta: 3600USD

- Gastos de las reparaciones. Balance económico en la parte de mantenimiento.

Tiempo e importe de la fuerza de trabajo en la reparación pequeña

Operarios	Cantidad	Tarifa USD /hrs	Tiempo hr	Importe USD
Soldador	1	1,96	2	3,92
Ayudante	1	1,44	2	2,88
Engrasador	1	1,44	2	2,88
Mecánico	1	2,00	2	4
Total	4	5.4	8	13.68 USD

Tiempo e importe de la fuerza de trabajo en la reparación mediana

Operarios	Cantidad	Tarifa USD	Tiempo hrs	Importe USD
Soldador	1	1,96	7	14,63
Ayudante	1	1,44	7	10,08
Engrasador	1	1,44	2	1,44
Mecánico	1	2,00	7	14
Total	4	6.84	23	40.15 USD

- Gasto de impulsor según los parámetros del proyecto.

Frecuencia de rotura del impulsor: Estimamos la rotura cada 1 año

Cantidad total estimada de impulsores que se averían en un año por la bomba que se esta analizando: 1

Costo del impulsor: 1 impulsor = 1800 USD (Tomado de Referencia de precios de las piezas fabricadas en la Empresa Mecánica “La Llave” de la ciudad de Guayaquil)

Por lo tanto en un año la bomba gastará: 1800USD

Tabla 4.1 Resumen de los gastos de operación de la bomba

	Según como se encuentra la instalación actualmente	Según los parámetros del proyecto
Consumo de energía	73846.8	64816.99
Gasto por cambio de impulsor	3600	1800
TOTAL	77446.8	66616.99

Del análisis económico concluimos que el gasto total de la red teniendo en cuenta los parámetros de la instalación como se encuentra actualmente alcanza un valor de: 77446.8 USD en un año y el gasto total de la instalación con los parámetros del proyecto es de 66616.99 USD en un año.

Por lo que se estima un ahorro de: 10829.81 USD.

5.2 VALORIZACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL DE LA INSTALACIÓN Y OPERACIÓN DE LAS BOMBAS.

La actuación sobre el medio ambiente que ha caracterizado a la estación de bombeo de Catamayo, se ha ejercido de la siguiente manera:

- a. Impacto por ocupación y limitación de uso de espacio y suelo,** es un impacto evaluado debido a las obras públicas necesarias para el montaje de la estación de bombeo y en la construcción en las vías de acceso, lo que provoca la interferencia de la vegetación y fauna del lugar. Sin embargo, existen aspectos bastante positivos derivados de la misma, como la construcción de caminos de interés (realizados en un principio para la construcción de la casa de máquinas de la estación de bombeo), creación de masas de arbolado para efectos de apantallamiento, etc.
- b. Impacto paisajístico,** esta valoración es más importante en zonas de alto valor histórico, cultural o ecológico.
- c. Energía eléctrica.** En el transporte de energía eléctrica a la estación de bombeo, mediante líneas de alta tensión y baja tensión, se pueden producir los campos electromagnéticos. Se han realizado muchos estudios para buscar una posible relación entre éstos y enfermedades mutágenas y cancerosas, pero hasta hoy no hay nada comprobado.

Los conductores pueden tener impactos medioambientales de menor relevancia. Así, afectan a la vegetación cuando es necesaria la apertura de una calle de seguridad, lo que supone talas periódicas de mantenimiento y puede constituir una barrera para determinadas especies animales. Como aspecto positivo, cabe subrayar que, en

determinados casos, la calle puede convertirse en cortafuegos. Otro efecto de los conductores es el ruido que pueden producir al paso de la corriente en las líneas de alta tensión; sin embargo, en condiciones normales apenas es perceptible y sólo se incrementa en casos de niebla o lluvia.

- d. Ruido y vibraciones.** En la operación de las bombas centrífugas, si existe el fenómeno de la cavitación el mayor efecto que se produce son las vibraciones y los ruidos lo que es molesto para el oído humano, sin embargo estos ruidos no sobrepasan el número de decibeles que resiste una persona.

CONCLUSIONES

Las investigaciones teóricas realizadas, así como los resultados obtenidos nos permitieron llegar a las siguientes conclusiones:

1. La instalación se encuentra trabajando en condiciones de alto riesgo de averías por la alta abrasión, lo que ocasiona el desgaste acelerado del impulsor.
2. Se pudo comprobar que el sistema no tiene cavitación cuando el caudal es igual menor a 120 m³/h.
3. La determinación del régimen de trabajo de la instalación permitió definir sus parámetros de trabajo y son los siguientes:

$$Q_t = 120m^3 / h$$
$$H_t = 250m$$

4. Se realizaron los cálculos de comprobación de los principales parámetros del impulsor y se demostró que: los cálculos de los parámetros geométricos del fabricante son semejantes a los cálculos de los parámetros geométricos del proyecto, utilizando la metodología de calculo del impulsor del capítulo II.
5. En el análisis económico realizado se demostró la viabilidad del proyecto con un ahorro anual de 10829.81 USD.
6. Con la fabricación del impulsor con la aleación de hierro fundido aleado al cromo – níquel se logra una duración estimada de 1 año. Este tiempo fue tomado de las estadísticas del libro de registros y fallas del ISMM, de la ciudad de Moa – Cuba, ya que las condiciones de operación de la bomba, así como las características del impulsor

son semejantes con la analizada en la estación de bombeo “La Sota” de la ciudad de Catamayo.

7. Con la utilización del nuevo material (**Hierro fundido blanco aleado al cromo níquel ASTM 352**) se tiene una dureza muy alta, pues desde el punto de vista estructural, es una estructura martensítica.

RECOMENDACIONES

1. Deben establecerse libros de registro y fallas para poder determinar adecuadamente la viabilidad del proyecto.
2. Diseñar y aplicar un sistema de mantenimiento predictivo que garantice el funcionamiento en estado óptimo de los elementos y accesorios de la instalación, para evitar pérdidas innecesarias.
3. En este sistema, por las condiciones ambientales actuales, y por estar ubicada en esta zona en un punto de extracción de elementos químicos peligrosos, se realice un constante control de las aguas para prevenir estas sustancias nocivas para la salud de los seres humanos.
4. Deben instalarse desarenadores a la entrada de la tubería de succión para evitar que el nivel de abrasión sea muy elevado.

SIMBOLOGÍA

Símbolo	Nombre	Unidades
Q	Gasto	(m ³ /h)
H _T	Carga o altura total	(m)
n	Número de revoluciones (rpm)	(rad/s)
A	Área	(m ²)
D	diámetro de la tubería de succión y descarga (mm)	(mm)
v	Velocidad del fluido (m/s)	(m/s)
Re	Nº de Reynolds crítico	
ν	Viscosidad cinemática del agua (m ² /s)	(m ² /s)
λ	Coefficiente de fricción	
ξ	Coefficientes de pérdidas en los accesorios de la tubería	
Σh _s	Pérdidas totales en la tubería de succión	(m)
Σh _d	Pérdidas totales en la tubería de descarga	(m)
ΔZ	Altura geodésica	(m)
P _{atm}	Presión atmosférica	(m.c.a)
Q _{cal}	Caudal que debe entregar el impulsor	(m ³ /s)
n _s	Velocidad específica	
η _v	Rendimiento volumétrico	
D _{red}	Diámetro reducido	(mm)
η _H	Rendimiento hidráulico	
η _{mec}	Rendimiento mecánico	
η	Rendimiento total de la bomba	
N	Potencia	(kW)
M _t	Momento torsor	(Nm)
d	Diámetro del eje	(mm)
D _{cub}	Diámetro del cubo	(mm)
D _O	Diámetro de entrada del impulsor	(mm)
L _{cub}	Longitud del cubo	(mm)
D ₁	Diámetro de entrada a los álabes	(mm)
υ ₁	Velocidad circunferencial a la entrada de los álabes	(m/s)
V _{asp}	Velocidad del flujo en la aspiración	(m/s)
c ₁	Velocidad de entrada del líquido al impulsor	(m/s)
β ₁	Angulo de entrada del flujo	
β _{1p}	Angulo de entrada del álabe	
β ₂	Angulo de salida del flujo	
β _{2p}	Angulo de salida del álabe	
υ ₂	Velocidad tangencial a la salida del flujo	(m/s)
b ₁	Anchura de la paleta a la entrada.	(mm)
D ₂	Diámetro de salida del impulsor	(mm)
m	Relación entre diámetros	
z	Cantidad de álabes del impulsor	
δ _{w1}	Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro	(mm)

t_1	Paso entre álabes a la entrada	(mm)
t_2	Paso entre álabes a la salida	(mm)
δ_{w2}	Espesor del álabe proyectado sobre el diámetro exterior	(mm)
b_2	Anchura del álabe a la salida	(mm)
$C_{2\infty}$	Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe	(m/s)
P	Coeficiente de Pfeleiderer	
C_{2u}	Velocidad que se determina basándose en el ángulo de salida del álabe	(m/s)
τ	Esfuerzo cortante admisible	(Pa)
b	Ancho de chaveta	(mm)
h	Altura de chaveta	(mm)
l	Longitud de chaveta	(mm)

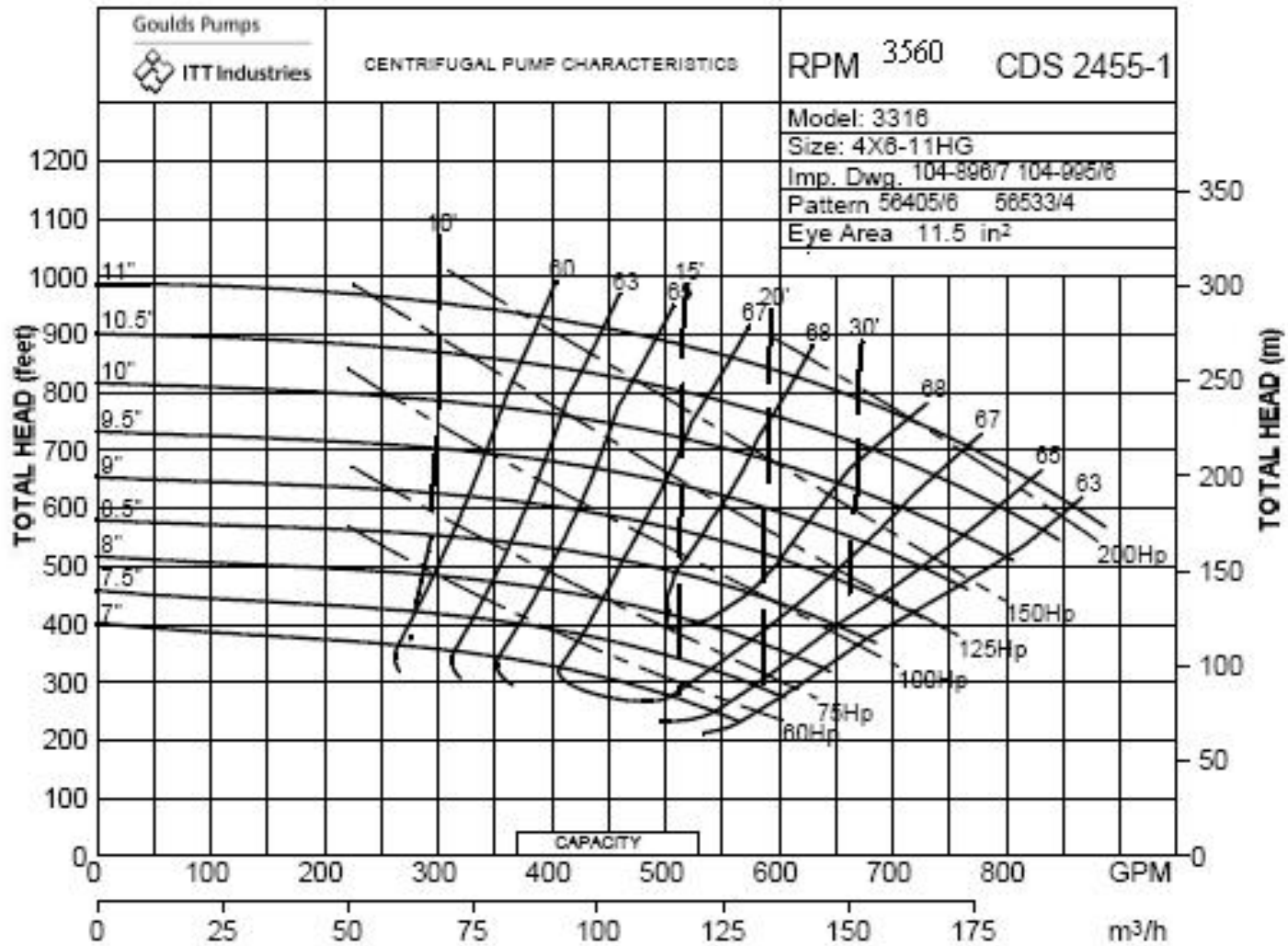
BIBLIOGRAFÍA

1. A.H. Church. Bombas y máquinas soplantes centrífugas. Teoría, cálculos, construcción y funcionamiento. Editorial Revolucionaria, La Habana 1968.
2. BARRAZUETA, Servio. Trabajo de Diploma. Metodología de cálculo para la explotación eficiente de bombas centrífugas y propuesta de sistema de mantenimiento Universidad Nacional de Loja, A.E.I.R.N.N.R., 2003.
3. Bombas Centrífugas. 2002. (<http://www.sulzer.com/com/main.htm>).
4. CHERKASSKI, V.M. Bombas, Ventiladores y Compresores. Moscú: Editorial Mir, 1986.
5. Díaz, A. Manual de hidráulica aplicada. Santiago de Cuba, Ediciones ISPJAM, 1990
6. Dolgachev F.M. Hidráulica y Maquinas hidráulicas. Editorial MIR, Moscú. 1985.(ruso)
7. Evaluación del Fenómeno de la Cavitación. 2002. (<http://http://www.fluidedesign.com>)
8. FERNÁNDEZ, Pedro. Bombas Centrífugas y Volumétricas. Departamento de Ingeniería Eléctrica Energética de la Universidad de Cantabria.
9. GOULDS PUMPS, Inc. Senecal Goulds Pump. Manual GPMG, 60 Hz, Performance Curves, Falls, New York.
10. GUTIERREZ R. L. Elementos de máquinas. Editorial Pueblo y Educación 1991. La Habana

11. Jiménez A. y Peirano R. Bombas Centrifugas Hidráulicas.
(<http://www.cipres.uchile.cl>)
12. KARASSIK, Igor. Bombas centrifugas. Selección uso y mantenimiento. Tomo 1.
Primera edición cubana, 1985.
13. KARASSIK, Igor. Bombas centrifugas. Selección uso y mantenimiento. Tomo 2.
Primera edición cubana, 1985.
14. KASATKIN, A.G. Operaciones básicas y aparatos de la tecnología química. TOMO
I.
15. Manual de Operaciones, Combinado Minero Metalúrgico “Comandante Erenesto
Che Guevara” Punta Gorga Moa. Taller de Recuperación de Amoniaco. Moa 1988.
16. Manual de Aleaciones de Hierro Aleados. Editorial Construcción de Maquinarias.
Leningrado. 1978 (En ruso).
17. MATAIX Claudio. Turbomáquinas Hidráulicas. Ed. ICAI. 1975.
18. MESSINA, Joseph. Pump Handbook. Second Edition, Mc Graw-Hill Book
Company.
19. NEKRASOV B. Hidráulica, Editorial MIR, Moscú. 1968.
20. N.N. Paskov, F.M. Dolgachev. Hidráulica y Máquinas Hidráulicas, MIR Moscú,
1985.
21. OCHOA Diego. Trabajo de Diploma. REDISEÑO Y AUTOMATIZACIÓN DEL
SISTEMA DE ABASTO DE AGUA A LA CIUDAD DE CATAMAYO.
Universidad Nacional de Loja, A.E.I.R.N.N.R., 2003.
22. PFLEIDERER, Karls. Bombas Centrifugas y Turbocompresores. Ed. Labor, S.A.
España, 1960.

23. RAMOS, P. Nestor. Bombas, Ventiladores y Compresores. Editorial I.S.P.J.A.E, 1994.Ciudad de la Habana.
24. SUÁREZ. P. Zoilo. Apuntes para un libro de Diseño Mecánico. ISMM. Moa 2001.
25. VINUEZA Juan. Trabajo de Diploma. Cálculo, diseño y selección de un sistema de captación y tuberías de succión en el sistema de bombeo de agua potable. Universidad Nacional de Loja, A.E.I.R.N.N.R., 2003.
26. <http://www.gouldspumps.com/>. Sitio Web
27. <http://www.monografias/bombas.com/> Sitio Web sobre bombas centrífugas.
28. <http://concretonline.com/pdf/bombas.pdf>. Estudios de desgaste de bombas.
29. <http://mindesarrollo.com/pdf/normas.pdf>. Ministerio de desarrollo económico de Colombia. Reglamento técnico del sector de agua potable y saneamiento básico
30. <http://www.wanadoo.es/>. Sitio Web sobre aceros inoxidable.
31. <http://www.monografias.com/trabajos15/hierros-aleados/hierros-aleados.shtml>.
Sitio Web sobre Hierros blancos resistentes al desgaste
32. Wegst W. C. Key to steel. Verlag Stahleisen GmbH. Dusseldorf. 2000. (En alemán, francés e inglés).(La llave del acero)

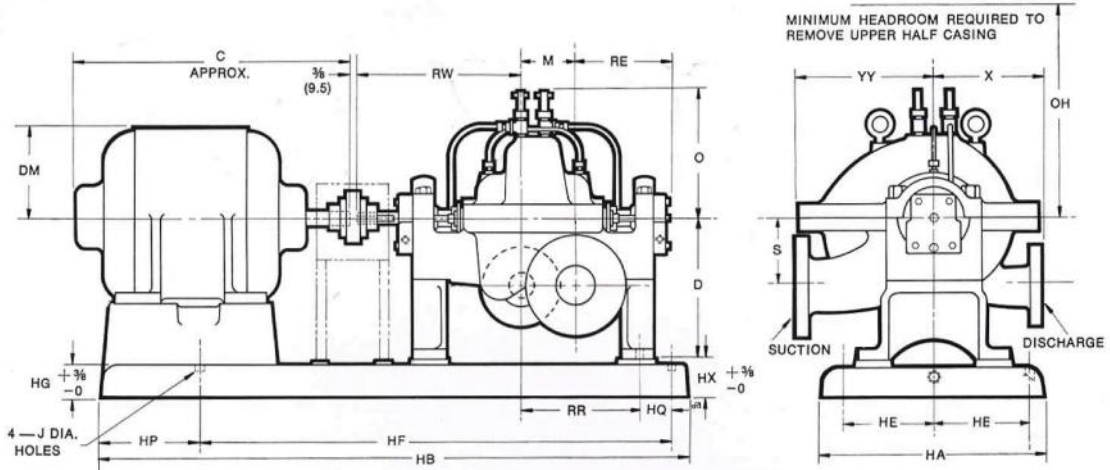
Anexo 1. Curva Característica de la bomba centrífuga



Anexo 2. Dimensiones de la bomba centrífuga Goulds Pumps modelo 3316

Dimensions Model 3316

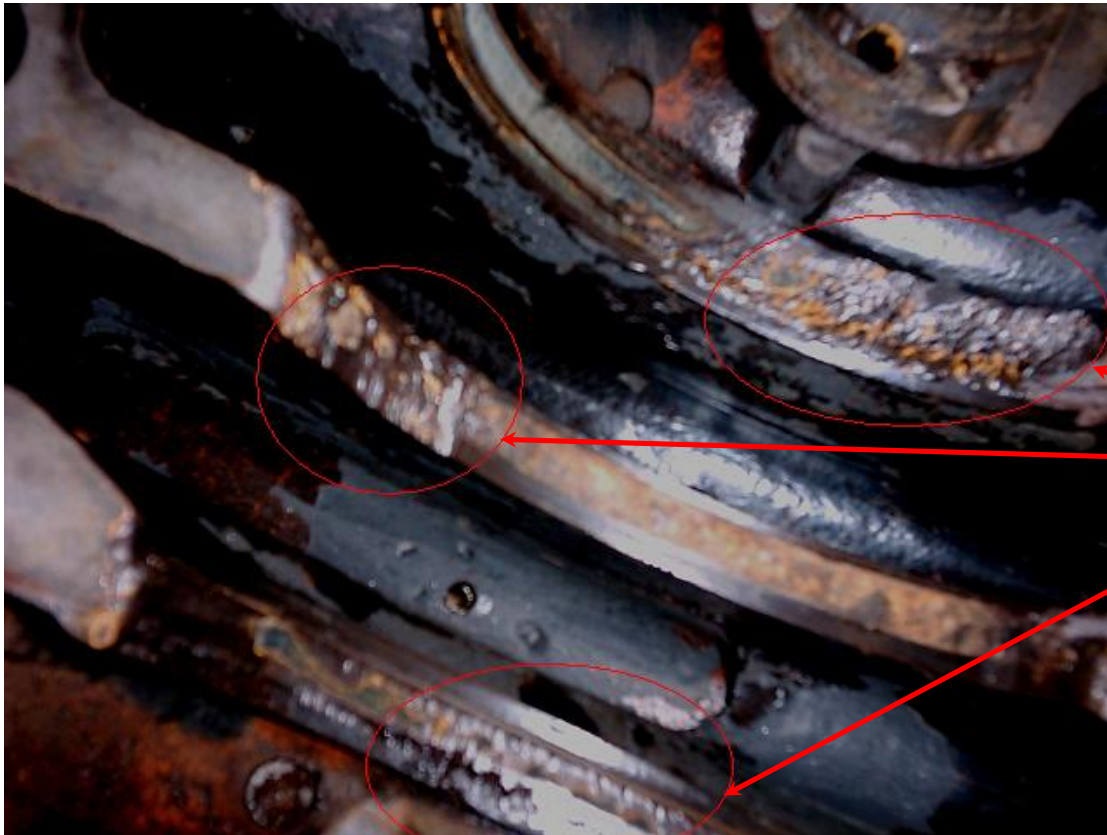
All dimensions in inches and (mm). Not to be used for construction.
Right hand rotation illustrated.



DIMENSIONS DETERMINED BY PUMP														
Group	Disch. Size	Suct. Size	Casing Class	O	OH	D	X	YY	S	RR	RW	M	RE	Weight Lbs. (Kg)
S	1 1/2 (38)	2 (51)	9	9 1/2 (241)	15 1/4 (387)	11 1/2	8 1/4 (210)	10 1/8 (257)	4 5/8 (117)	9 13/16 (249)	13 13/16 (351)	3 1/2 (89)	8 1/8 (227)	325 (147)
	2 (51)	3 (76)	9	10 (254)	15 3/4 (400)	11 1/2	8 3/4 (222)	11 1/4 (286)	5 1/2 (140)	9 9/16 (252)	13 1/4 (348)	4 3/8 (111)	9 1/8 (230)	400 (181)
M	2 (51)	3 (76)	11	11 1/2 (286)	17 3/4 (451)	16	10 (254)	12 1/4 (311)	4 1/2 (114)	12 (305)	17 (432)	5 (127)	8 3/8 (248)	620 (281)
	3 (76)	4 (102)	11	11 3/4 (298)	18 1/4 (464)	16	11 (279)	13 (330)	5 1/2 (140)	12 (305)	17 (432)	6 (152)	8 3/8 (222)	700 (318)
	4 (102)	5 (127)	11	12 1/4 (316)	19 (483)	16	11 1/2 (292)	16 (406)	6 1/2 (165)	12 3/8 (321)	16 3/8 (416)	7 1/8 (181)	8 1/2 (206)	810 (367)
L	6 (152)	8 (203)	17	17 1/4 (438)	26 1/4 (667)	22	16 (406)	20 1/2 (521)	9 (229)	16 9/16 (252)	18 1/4 (475)	9 1/8 (249)	9 1/4 (235)	1820 (826)
	8 (203)	10 (254)	17	18 3/8 (467)	27 3/8 (695)	22	17 1/2 (445)	23 1/2 (597)	10 1/4 (260)	16 3/8 (422)	18 1/4 (464)	11 (279)	8 1/2 (216)	2400 (1089)

DIMENSIONS DETERMINED BY MOTOR AND BEDPLATE															
Group	Bedplate No.	Bedplate No.	C	HA	HB	HE	HF	HG	J	HP	HX	HQ	DM	Bedplate Weight Lbs. (Kg)	
S	1	143T thru 215T	12 1/2 to 19 1/2 (318 to 495)	18 (457)	43 1/2 (1105)	7 7/8 (200)	38 1/2 (978)	2 1/2 (63.5)	3/4 (19)	3 3/4 (95)	3 (76)	2 5/8 (60)	3 1/2 to 6 (89 to 152)	200 (91)	
	2	154T thru 266T	22 1/2 to 27 (572 to 686)		50 1/2 (1283)		39 1/4 (997)			10 (254)				6 1/2 to 7 1/2 (165 to 191)	215 (98)
	3	324TS thru 265T	27 to 34 (666 to 864)	23 (584)	54 1/2 (1384)	10 1/4 (260)	42 3/4 (1086)	3 1/2 (89)		10 1/2 (267)	4 (102)	2 11/16 (68)		9 to 9 1/2 (229 to 241)	255 (116)
	4	404TST thru 406TS	34 to 35 1/2 (864 to 902)		57 1/4 (1454)		44 3/4 (1137)			11 1/4 (286)				11 (279)	275 (125)
M	1	182T thru 266T	14 1/2 to 27 (368 to 686)	24 (610)	57 1/4 (1454)	10 1/2 (267)	50 (1270)	3 1/2 (89)	7/8 (22)	5 3/4 (146)	4 (102)	3 3/8 (78)	5 to 7 1/2 (127 to 191)	410 (186)	
	2	324T thru 365T	27 to 34 (666 to 864)		61 (1549)		48 3/4 (1226)			11 1/4 (286)				9 to 9 1/2 (229 to 241)	440 (200)
	3	404TS thru 447TS	34 to 46 1/2 (864 to 1181)	26 (660)	69 3/4 (1772)	11 1/2 (292)	53 1/2 (1359)	4 (102)		14 3/4 (375)	4 1/2 (114)			11 to 12 1/2 (279 to 318)	590 (263)
L	1	254T thru 365T	22 1/2 to 34 (572 to 864)	33 (838)	68 (1727)	14 3/4 (375)	55 1/4 (1403)	4 1/2 (114)	1 (25)	11 (279)	5 (127)	3 3/8 (86)	6 1/2 to 9 1/2 (165 to 241)	850 (386)	
	2	404TS thru 447TS	34 to 46 1/2 (864 to 1181)		76 1/2 (1943)		59 3/16 (1519)			14 3/16 (379)	5 (127)			11 to 12 1/2 (279 to 318)	1050 (476)
	3	447T	48 (1218)		79 1/2 (2019)		61 1/4 (1568)			16 (406)				12 1/2 (318)	1200 (544)

Anexo 6. Voluta de la bomba centrífuga.



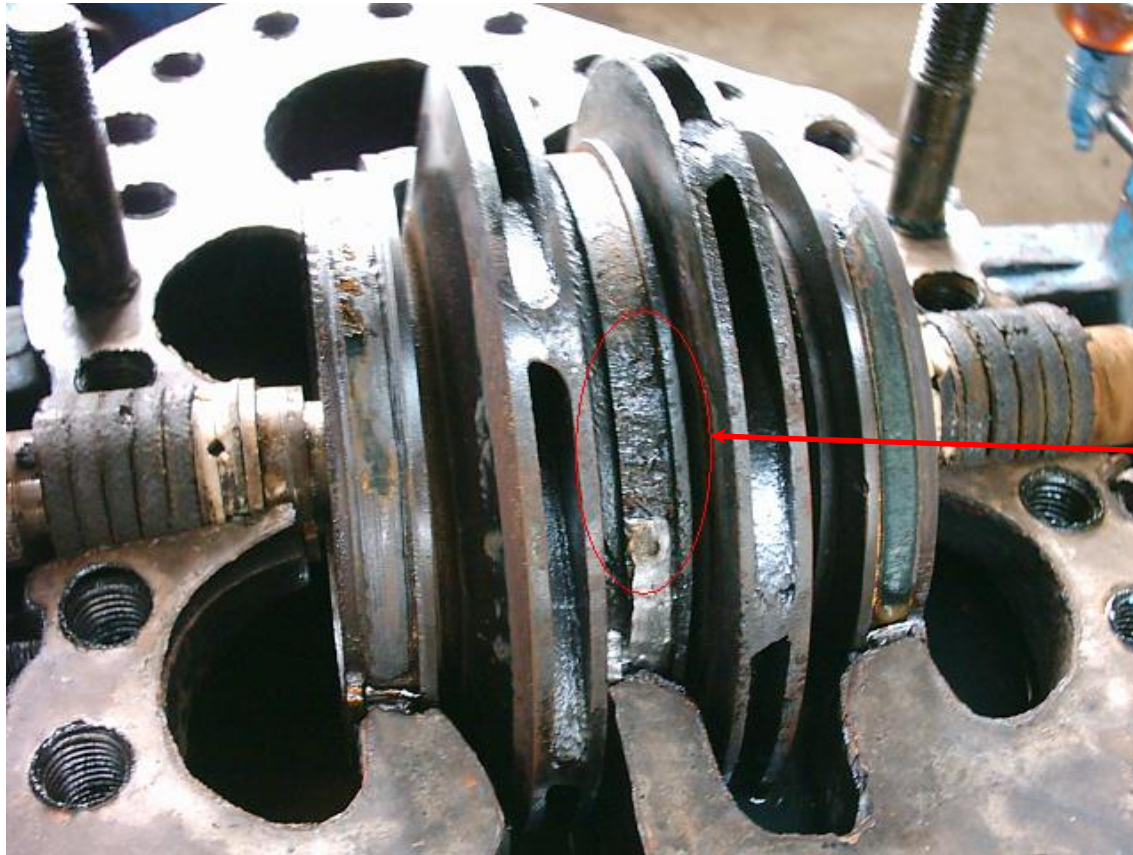
Deterioro producido por la fricción de partículas abrasivas en las paredes de la carcasa

Anexo 7. Rodete de la bomba centrífuga.



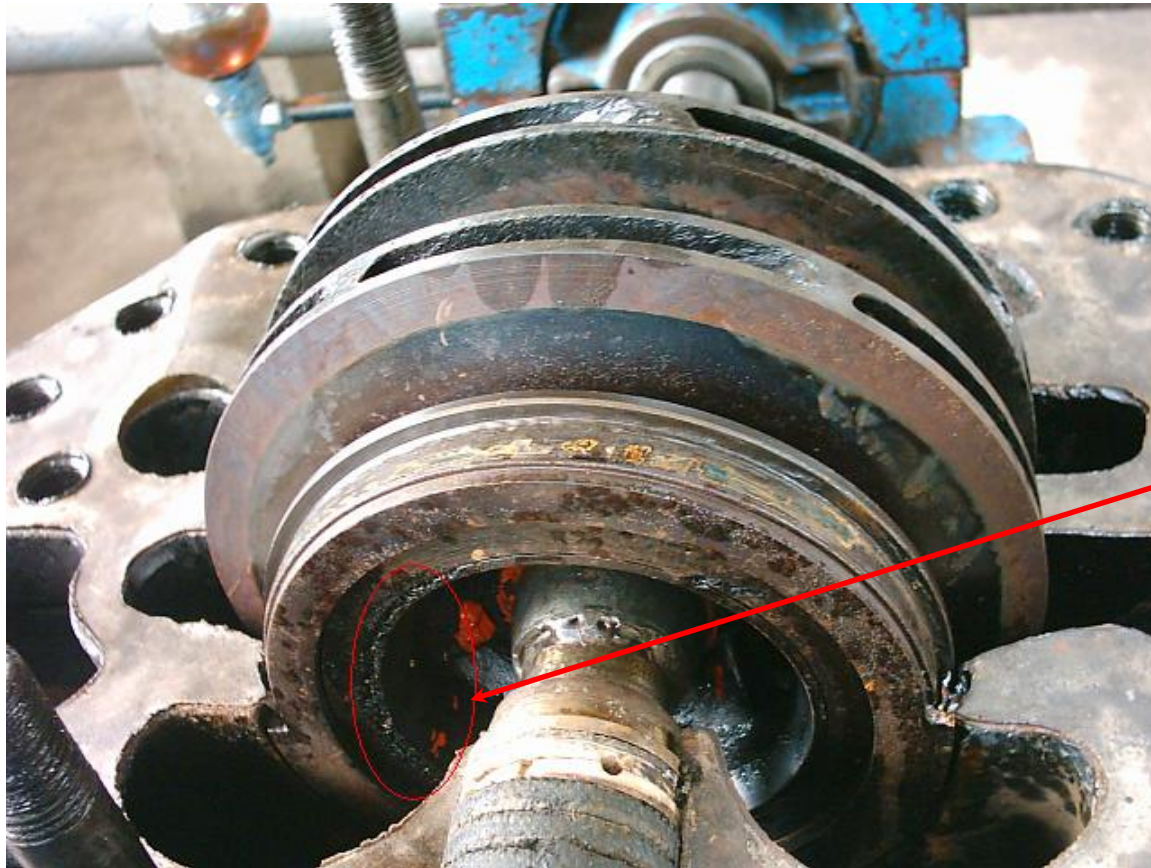
Deterioro de las paredes del impulsor debido a la alta abrasión

Anexo 8. Vista frontal del rodete de la bomba centrífuga de Goulds Pumps



Se puede observar en el impulsor grietas causadas por la alta abrasión

Anexo 9. Vista lateral del rodete de la bomba centrífuga de Goulds Pumps



El rodete muestra claramente picaduras provocadas por las partículas abrasivas