



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA

MECANICA ELÉCTRICA

**“REDISEÑO DE UN EJE DE BOMBA VERTICAL  
PARA RECUPERAR LOS SÓLIDOS EN EL PROCESO DE  
FABRICACION DE HARINA DE PESCADO EN LA EMPRESA  
HAYDUK S.A”**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO

MECANICO ELECTRICISTA

AUTOR:

ABANTO VALLE, PABLO WILLIAM

ASESOR:

Ing. EDWARD JAVIER LEON LESCANO

LÍNEA DE INVESTIGACION:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECÁNICOS.

TRUJILLO – PERÚ

2017

## **PÁGINA DEL JURADO**

Ing. Luis Julca Verategui

.....

(Presidente)

Ing. Jorge Inciso Vasquez

.....

(Secretario)

Ing. Javier León Lescano

.....

(Vocal)

## DEDICATORIA

**A Dios.** Por darme la dicha de tener el espíritu emprendedor, y haberme dado la salud y vida, por abrirme puertas donde humanamente se piensa que están cerradas y por poner a las personas indicadas en mi camino para la culminación de esta tesis.

**A Mis Padres.** Por estar siempre a mi lado y ayudarme los momentos más difíciles. Por ser pacientes en todas circunstancias adversas, y poder ver en ellos el ejemplo a seguir en esta trayectoria que es la vida humana, y eso me ha permitido ser una persona de bien, pero más importante por su amor incondicional.

**A Mis Hermanos.** Por ser pacientes y ver en mí una persona que va a salir adelante con sus proyectos anhelados, su constante amor inexplicable para mi fortalecimiento personal.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradecemos a Dios por estar siempre en nuestras vidas y corazones. A nuestros amados padres por forjarnos con ese pensamiento de superación, creer en nosotros y darnos la dicha de realizarnos como profesionales.

Debemos agradecer al Mg. Ing. León Lescano, Javier, por su orientación en este trabajo de tesis. Su apoyo para guiar nuestras ideas en el desenvolvimiento de esta tesis, y en la formación como Ingenieros Mecánicos.

Un agradecimiento a todos los maestros que nos apoyaron durante toda la carrera profesional y también a los compañeros de clase de la Universidad Cesar Vallejo por contribuir en mi formación académica.

Un agradecimiento muy especial a la empresa HAYDUK S.A, Por su grandiosa colaboración en la realización de esta tesis.

## **DECLARACION DE AUTENTICIDAD**

Yo Pablo William, Abanto Valle, con DNI N° 32985361, A EFECTO DE FORMALIZAR LAS DISPOSICIONES vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de **Ingeniería**, Escuela de **Ingeniería Mecánica Eléctrica**, manifiesto bajo juramento que toda la documentación que está declarada es sincera y auténtica.

Así mismo, expongo también bajo compromiso que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

Y en ese contexto asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier documento falso, ocultamiento u falta tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 6 de noviembre del 2017

---

**ABANTO VALLE, PABLO WILLIAM**

**DNI. 32985361**

## **PRESENTACION:**

SEÑORES MIEMBROS DEL JURADO:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada “Rediseño de un eje de bomba vertical para recuperar los sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado en la empresa HAYDUK S.A”, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

ABANTO VALLE, PABLO WILLIAM

## INDICE

PÁGINA DEL JURADO .....	ii
DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO .....	iv
DECLARACION DE AUTENTICIDAD .....	v
PRESENTACION:.....	vi
RESUMEN.....	x
ABSTRACT.....	xi
I. INTRODUCCIÓN: .....	12
1.1 Realidad problemática: .....	12
1.2 Trabajos Previos: .....	2
1.3 Teorías relacionadas al tema: .....	5
1.3.1 Bomba de agua residual vertical: [4].....	5
1.3.2 Conceptos generales de hidráulica: .....	7
1.3.3 Principio de la conservación de la energía ecuación de Bernoulli: [6]....	7
1.3.4 Regímenes de corriente: [6] .....	8
1.3.4.1. Flujo laminar: .....	8
1.3.4.2. Flujo turbulento: .....	9
1.3.5 Número de Reynolds: [6].....	9
1.3.6 Rugosidad: [6].....	10
1.3.6.1. Rugosidad absoluta:.....	10
1.3.6.2. Rugosidad relativa: .....	10
1.3.7 Diagrama de Moody: [6] .....	11
1.3.8 Perdidas de carga de un sistema de bombeo: [6] .....	12
1.3.8.1. Calculo de pérdidas primarias: .....	12
1.3.8.2. Calculo de pérdidas secundarias: .....	12
1.3.9 Determinación de cargas en un sistema de bombeo: [7] .....	13
1.3.9.1. Carga estática de descarga (hd):.....	13
1.3.9.2. Carga estática de succión negativa: .....	14
1.3.9.3. Carga estática de succión positiva (hs):.....	14
1.3.9.4. Carga de rozamiento (hf): .....	14
1.3.9.5. Carga de velocidad (hv): .....	15
1.3.9.6. Carga de presión: .....	15

1.3.10	Carga dinámica total (CDT): [7]	15
1.3.11	Potencia nominal del motor: [7]	17
1.3.12	Acoplamiento rígido (Brida): [7]	17
1.3.13	Calculo de la fuerza en la superficie del eje: [7]:	18
1.3.14	Impulsor o Rodete de la bomba: [7]	18
1.3.15	Condiciones de equilibrio y diagramas: [8]	19
1.3.16	Teoría de falla: [8]	20
1.3.17	Fatiga en los metales: [8]	20
1.3.18	Resistencia a la fatiga: [8]	21
1.3.19	Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga: [8]	22
1.3.20	Criterios de falla de ED-Goodman: [8]	23
1.3.21	Selección de rodamientos [8]:	255
1.4	Formulación del problema:	27
1.5	Justificación:	277
1.5.1	Relevancia tecnológica:	277
1.5.2	Relevancia económica:	277
1.5.3	Relevancia ambiental:	277
1.5.4	Relevancia institucional:	27
1.6	Hipótesis:	28
1.7	Objetivos:	29
1.7.1.	Objetivo General:	29
1.7.2.	Objetivos Específicos:	29
II.	MARCO METODOLÓGICO:	29
2.1	Diseño de investigación:	29
2.2	Variables de operación:	29
2.2.1	Variables independientes:	29
2.2.2	Variables dependientes:	29
2.3	Metodología:	30
2.4	Población y muestra:	31
2.4.1	Población:	31
2.4.2	Muestra:	31
2.5	Técnicas de recolección de datos:	31
2.6	Método de análisis de datos:	31
2.7	Aspectos éticos:	33

<b>III. RESULTADOS:</b> .....	33
<b>3.1. Condiciones de operación actuales de la bomba vertical:</b> .....	34
<b>3.1.1. Aplicando la ecuación de la energía al sistema:</b> .....	34
<b>3.1.2. Ecuación de Bernoulli:</b> .....	35
<b>3.2. Calculo de las condiciones actuales del eje de motor-bomba:</b> .....	41
<b>3.2.1. Acoplamiento rígido (Brida):</b> .....	43
<b>3.2.2. Elementos de fijación del eje (cuña):</b> .....	44
<b>3.2.3. Impulsor o Rodete de la bomba:</b> .....	45
<b>3.3. Determinación del diámetro requerido para que el eje de la bomba no falle:</b> 55	
<b>3.4. Selección de los rodamientos del eje de la bomba:</b> .....	59
<b>3.5. Selección de acoplamientos rígidos (bridas):</b> .....	61
<b>3.6. Presupuesto:</b> .....	622
<b>IV. CONCLUSIONES:</b> .....	633
<b>V. DISCUSIONES:</b> .....	644
<b>VI. RECOMENDACIONES:</b> .....	655
<b>VII. REFERENCIAS:</b> .....	66
<b>ANEXOS</b> .....	67

## RESUMEN

El siguiente trabajo de tesis titulado “Rediseño de un eje de bomba vertical para recuperar los sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado en la empresa HAYDUK S.A” tuvo como objetivo principal rediseñar el eje de la bomba vertical tipo VN de 10 HP para evitar su falla por fatiga en la recuperación de sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado.

Para ello se analizaron los parámetros de operación de la bomba vertical en condiciones actuales, en el rediseño del eje de la bomba se analizaron los componentes y el par motor que ejercen fuerzas sobre el eje, analizando el acoplamiento rígido (brida), donde por el elemento de fijación se estableció la fuerza para el primer tramo del eje actual. Se analizó la fuerza que ejerce el impulsor sobre el lado extremo del eje, y determino la fuerza de empuje del impulsor.

Mediante los diagramas de fuerza cortante y momento flector en un plano se determinaron los puntos críticos. Con el criterio de Ed-Goodman modificado se determinó el factor seguridad para cada uno de los puntos críticos están bajo el límite de resistencia de fluencia,  $n_A = 1.03$ ,  $n_B = 0.91$ .

El rediseño y redimensionamiento del eje se realizó con el criterio de Ed-Goodman modificado, se buscó relacionar los nuevos diámetros con un factor de seguridad mínimo establecido ( $n=1.5$ ), luego poder así hallar los nuevos parámetros para el eje obteniendo un eje con diámetros nuevos que pueda resistir las falla por cargas estáticas y de fatiga;  $d_1 = 32$  mm,  $d_2 = 37$ mm,  $d_3 = 39$  mm,  $d_4 = 36$  mm,  $d_4 = 26$  mm, y seleccionar sus respectivos elementos de acople, como los rodamientos, designación 61908 y 6308 y las bridas.

Finalmente se verificó la inversión para ejecutar el proyecto.

Palabras clave: bomba vertical, falla, fatiga, eje.

## ABSTRACT

This thesis titled "Redesign of a vertical pump shaft to recover solids in the fishmeal manufacturing process at HAYDUK SA" had as its main objective to redesign the shaft of the vertical pump type VN of 10 HP for avoid fatigue failure in solids recovery in the fish meal manufacturing process.

In order to do this, the operating parameters of the vertical pump were analyzed under current conditions. In the redesign of the pump shaft, the components and the torque that exerted forces on the shaft were analyzed, analyzing the rigid coupling (flange), where by the Fixing element was set the force for the first section of the current axis. The force exerted by the impeller on the end side of the shaft was analyzed, and determined the thrust force of the impeller.

The critical points were determined by the shear and bending moment diagrams in one plane. With the modified Ed-Goodman criterion, the safety factor was determined for each of the critical points below the creep resistance limit,  $n_A = 1.03$ ,  $n_B = 0.91$ .

The redesign and resizing of the axis was performed using the modified Ed-Goodman criterion, it was sought to relate the new diameters with an established minimum safety factor ( $n = 1.5$ ), then to be able to find the new parameters for the axis obtaining an axis with new diameters that can withstand static and fatigue load faults  $d_1 = 32$ ,  $d_2 = 37$ ,  $d_3 = 39$ ,  $d_4 = 36$ ,  $d_4 = 26$  and select their respective coupling elements, such as bearings designation 61908 and 6308 and flanges.

In this way resist the work of the pump for solids recovery in the fishmeal process, and finally verify the investment to run the project.

**Key words: vertical pump, failure, fatigue, axis.**

## **I. INTRODUCCIÓN:**

### **1.1 Realidad problemática:**

La empresa HAYDUK es una empresa peruana líder en la producción sostenible de recursos marinos con consumo nutricionales que se dedica a la fabricación de harina, aceite y conserva de pescado, esto lo hace con la extracción de pescado del mar que procesa en su planta de 120 toneladas hora, para luego ser exportadas.

La empresa está ubicada en el distrito de Coishco provincia del Santa departamento de Ancash. [11]

Actualmente existen diferentes métodos para la recuperación de aceite a partir del agua de bombeo, que se utiliza para transportar los residuos de pescado.

La obtención de los sólidos y las grasas que están actualmente en el agua de bombeo debido al destrozado del pescado, en la actualidad se tratan de recuperar para evitar una contaminación en el mar al momento de su expulsión, pero también esto aumenta el ingreso económico por parte de la compañía pesquera.

La empresa cuenta con dos bombas principales las cuales están encargadas de impulsar las aguas residuales que se concentran de todo el proceso de la harina de pescado. En el proceso existen fallas en una de las bombas, el motivo es la rotura del eje principal de transmisión, y esto provoca sobrecargas en las pozas de almacenamiento que luego está provocando que la otra bomba comience a trabajar con sobrecarga ocasionando que parte del residuo sólido que proviene de las aguas residuales sean arrojados al mar producto de la sobrecarga del mismo, produciendo pérdidas ya que

de este proceso de aguas residuales se recuperan solidos de harina las cuales permiten aumentar la producción.

Durante el tiempo de trabajo promedio diario de producción en planta que puede ser de 20 a 22 horas, solamente 15 horas son las que realizarán las bombas ya que son paradas para que las pozas de almacenaje lleguen a su nivel máximo de carga. [11]

## **1.2 Trabajos Previos:**

Antecedente N°1

Tesis para optar el título de ingeniero mecánico, Pontificia Universidad Católica del Perú. 2015.

Título:

“Análisis de la fluctuación de las cargas sobre el conjunto eje-impulsor de un agitador de eje vertical mediante simulación numérica”.

Autor:

Austin Armando Lozano Salas.

Resumen:

El presente trabajo de investigación está enfocado en realizar el estudio de las cargas fluctuantes generadas por el movimiento rotacional del conjunto eje-impulsor en un agitador vertical, a partir de los datos obtenidos del estudio fluido-dinámico en régimen transitorio del sistema utilizando simulación numérica.

Los resultados obtenidos a partir del análisis numérico, utilizando el software ANSYS, fueron validados con las pruebas realizadas en el laboratorio, las variaciones presentes en el análisis son inferiores al 12% entre ellos.

Además, mediante el cálculo de falla a la fatiga se demuestra que el sistema está sobre dimensionado cuando se analizan los factores de seguridad para los cuales se diseñó el eje.

El factor de seguridad en el análisis de fatiga para el conjunto eje-impulsor utilizando el método conservador es de 1.8 y desde la perspectiva de la simulación numérica el factor de seguridad es de 3.3 por lo que se concluye que se debe utilizar el método numérico para obtener factores de seguridad relativamente bajos. [1]

Antecedente N° 2:

Tesis para optar el título de ingeniero mecánico eléctrico. Universidad de Piura. 2009

Título:

“Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de elementos finitos”

Autor:

Pierre Francisco García Loza.

Resumen:

La tesis es una introducción al análisis de fatiga sobre elementos mecánicos donde se expone de manera sencilla los métodos más usados. Método analítico y análisis por software basado en el método por elementos finitos.

Para ejemplificar los conceptos vertidos en el desarrollo de la tesis, se realizó un caso de estudio real donde se recogen y se exponen otros conceptos útiles para un diseño de ejes preliminar.

Se analizó el eje de un generador de aproximadamente 6 toneladas y con una potencia de generación nominal de 2.5 MW de material Fundición gris nodular con dureza 240 HB con una resistencia a la fluencia de 45 Kg/mm<sup>2</sup> y módulo de elasticidad 1 150 000 kg/cm<sup>3</sup>. Los estudios que se realizaron fueron, “sometido a fatiga ciclos picos” y un segundo llamado “fatiga dos eventos” cada uno de ellos con 10<sup>6</sup> ciclos. [2]

Antecedente N° 3

TESIS:

“Diseño y construcción de un rotor de bomba centrífuga en el centro mecanizado” 2001.

Autor:

Silva Pacheco Daniel de Jesús

Resumen:

En este trabajo se comprueba la teoría potencial como medio para diseñar alabes de bombas centrífugas. Para esto se utiliza la superposición de dos flujos simples como lo son el sumidero y el vértice libre.

Para la comprobación de este diseño, se utilizó la tecnología asistida por computador, tanto para el diseño como para la fabricación como en el caso del uso del centro de mecanizado. Como se puede constatar en este trabajo.

En cuanto al control numérico como medio para fabricar rodetes, se puede decir que, no es lo más adecuado para la producción en grandes cantidades de ellos, ya que el tiempo de fabricación es muy alto y por lo tanto no sería rentable como medio habitual de producción. Sin embargo, es una buena opción para la fabricación de prototipos, como es el caso de este trabajo, en el que se diseña un rodete y luego se fabrica para comprobar su eficiencia y cualquier otra característica imaginable.

También es útil este proceso, el de la fresa por control numérico, para realizar el negativo que sirve para darle la forma al molde donde se hará después la fundición. Como se sabe el método tradicional de producción de rodetes es a través de la fundición, pero para darle la forma hace falta el negativo del molde que se introduce en el yeso, por ejemplo, para que al sacarlo quede la cavidad donde se vacía el metal del que se hará el rodete.

En cuanto a la teoría del flujo potencial para darle la forma al alabe, se demostró que efectivamente, como se había planteado, al interceptar una

fuente con un vértice libre queda una línea en forma de espiral que sirve para fijar la dirección de la trayectoria relativa del fluido con respecto al rodete, para que el flujo sea suave, sin turbulencias.

Debido a que se realizaron los cálculos para un fluido ideal por buena y efectiva que sea la teoría de flujo potencial, no considera las pérdidas por roce por lo que era de esperar, que la eficiencia y las presiones fueran inferiores a los del rodete calculado posiblemente según los medios tradicionales, sin embargo, estos fueron superiores. Peculiaridad que confirma aún más la vigencia de la teoría de flujo potencial en el desarrollo de perfiles de bomba centrifugas. [3]

### **1.3 Teorías relacionadas al tema:**

#### **1.3.1 Bomba de agua residual vertical: [4]**

En la figura 1.1 muestra una bomba de residuos sólidos, estas bombas son encargadas de bombear todo los líquidos y las partículas de residuos sólidos a las pozas de decantamiento para su respectiva aireación para ser flotar las grasas y los pequeños residuos sólidos, que luego son destinados al proceso.

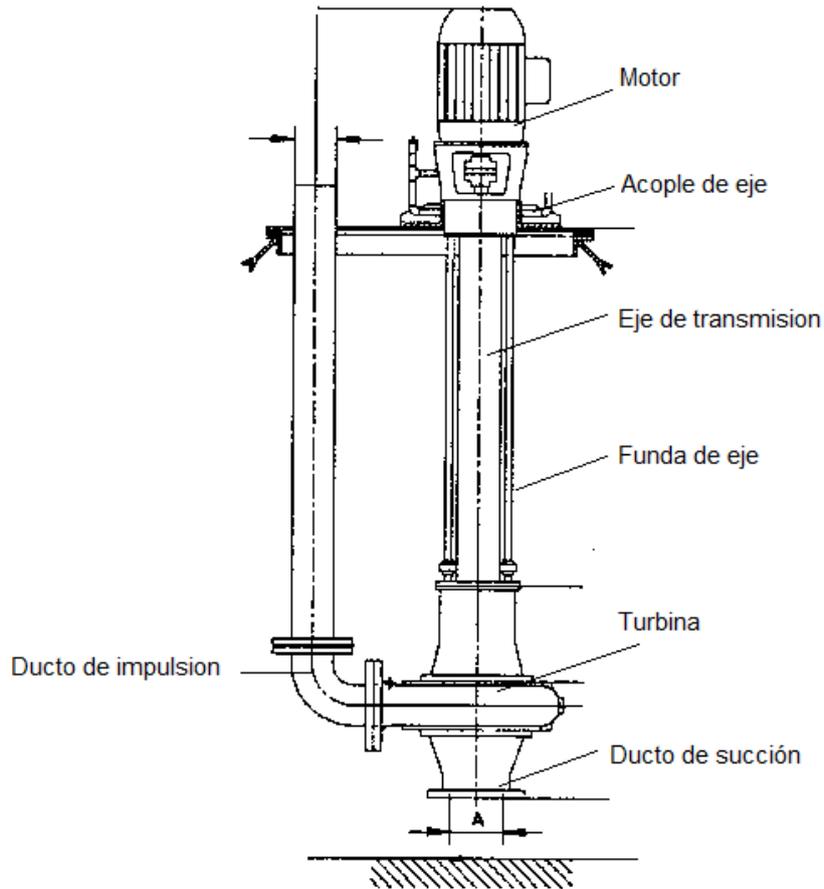


Figura 1.1: bomba residual vertical

En una compañía de productos hidrobiológicos, su cadena productiva depende en gran medida de la calidad de materia prima que obtiene y de la forma en que se separe para su proceso adecuado, y también depende del momento de su captura, desde donde se obtiene el pescado.

Una eficaz filtración del agua de bombeo, implica un proceso de pesado en las tolvas balanzas, con mayor exactitud para el correspondiente pago a las embarcaciones que ofertan el pescado.

La obtención de aceite a partir del agua de bombeo, es obtenida de acuerdo a la cantidad de grasa que tenga la materia prima que se le denomina como sanguaza, y esta fluctúa entre 5% y 6.5%, con lo cual la grasa que se puede obtener del agua de bombeo estará entre los valores del 0.3% al 0.5% dependiendo del estado de rotura del producto hidrobiológico durante su trayecto a planta.

### 1.3.2 Conceptos generales de hidráulica:

#### **Fluido.** [5]

Es la sustancia capaz de fluir y experimentar propiedades en presión, temperatura y peso.

#### **Caudal.** [5]

El caudal es la cantidad de fluido que pasa por unidad de tiempo, el gasto de una bomba es la rapidez de flujo, líquido o suspensión que circula a través de la bomba.

$$Q = V * A \quad \dots(1.1)$$

Dónde:

- Q : Caudal o flujo volumetrico  $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$
- V: Velocidad  $\left[ \frac{m}{s} \right]$
- A: Area transversal  $[m^2]$

### 1.3.3 Principio de la conservación de la energía ecuación de Bernoulli:

Bernoulli nos dice que la energía se manifiesta de tres maneras, en un fluido.

- a) Energía de presión:  $\frac{P_1}{\rho g}$
- b) Energía potencial:  $Z_1$
- c) Energía cinética:  $\frac{V_1^2}{2g}$

Para un fluido real entre dos puntos, la ecuación de Bernoulli establece:

La energía del fluido en el punto 1 y la energía perdida entre el punto 1 y en el punto 2, la energía suministrada al fluido por las bombas que haya entre el punto 1 y 2, ha de ser igual a la energía en el punto 2. [6]

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + H_{P_t} \quad \dots(1.2)$$

Dónde:

$P_1$ : Presión de succión [Pa]

$P_2$ : Presión de impulsión o descarga [Pa]

$V_1$ : Velocidad de succión  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$V_2$ : Velocidad de impulsión o descarga  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$Z_1$ : altura geodesica de succión [m]

$Z_2$ : altura geodesica de impulsión o descarga [m]

$H_B$ : Altura energetica de la bomba [m]

$H_{P_t}$ : Altura de perdidas energeticas [m]

$g$ : Aceleracion de la gravedad  $\left[9.81 \frac{m}{s^2}\right]$

$\rho$ : Densidad de aguas residuales [Kg/m<sup>3</sup>]

### 1.3.4 Regímenes de corriente:

#### 1.3.4.1. Flujo laminar:

Es un flujo perfectamente bien ordenado de manera que el fluido se mueva en láminas paralelas (si la corriente tiene lugar entre dos planos paralelos) o en capas cilíndricas coaxiales.

Este presenta generalmente con velocidades bajas en donde la acción de la viscosidad amortigua la tendencia a la turbulencia. [6]

#### 1.3.4.2. Flujo turbulento:

Este tipo de flujo, las partículas se mueven en forma desordenada en todas direcciones, además de existir variaciones continuas de sus características por lo que es difícil hacer un análisis detallado del flujo turbulento, de ahí que para su estudio se recurre a la obtención de valores experimentales así por tener en cuenta algunas consideraciones: como tomar los valores promedios de velocidad y presión si se conservan constantes a través de un intervalo de tiempo razonables (flujo permanente) lo que facilita su estudio. [6]

#### 1.3.5 Número de Reynolds:

Debido a que los fluidos laminar y turbulento son diferentes entre sí, tanto en naturaleza como en su efecto, es importante conocer las condiciones bajo las cuales se pueden expresar cada uno de ellos, el número de Reynolds (Re) es en esencia el medio para determinar si el fluido es de una u otra clase.

Es una forma de ordenar el grado de turbulencia (desordenamiento de las partículas) en un flujo, es la siguiente ecuación: [6]

Número de Reynolds en la descarga:

$$Re = \frac{V_2 * d_{int}}{v} \quad \dots(1.3)$$

Dónde:

$d_{int}$ : *Diametro de la tuberia*

V: *velocidad media de la corriente*

$v$ : *Viscosidad cinematica, (para una temperatura de 25°C)*

Este valor adimensional se denomina número de Reynolds y nos ayuda a definir si es un flujo laminar o turbulento.

Si el Reynolds  $Re \leq 2000$ , se dice que el flujo es laminar; este valor es de interés práctico, ya que por debajo de este límite toda turbulencia es amortiguada por acción de la viscosidad del fluido.

La experiencia demuestra que si en una tubería el valor de Reynolds es  $Re > 2000$ , se tendrá flujo turbulento. [6]

### 1.3.6 Rugosidad:

#### 1.3.6.1. Rugosidad absoluta:

Son aquellas imperfecciones en el interior de la tubería depende del diámetro interior y tipo de tubería expresada en centímetros. [6]

#### 1.3.6.2. Rugosidad relativa:

Es la relación de la rugosidad absoluta entre el diámetro de tubería es adimensional. En la figura 11 se visualiza la rugosidad en un tubo. [6]

$$e = \frac{\varepsilon}{d_{int}} \rightarrow \text{Rugosidad absoluta para el hierro dúctil: } \varepsilon = 0.25 \text{ mm} \quad \dots (1.4)$$

En la figura 1.2 se esquematiza la rugosidad en el interior de un tubo.

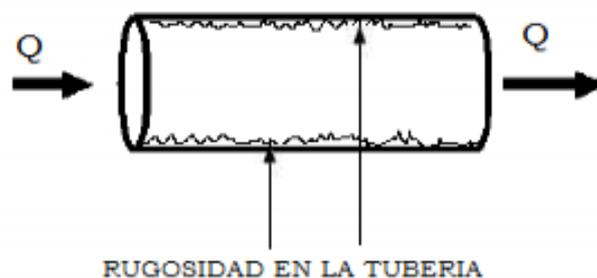


Figura 1.2 Rugosidad en una tubería

### 1.3.7 Diagrama de Moody: [6]

- Es aplicable a todos los problemas de pérdidas de cargas primarias en tuberías con cualquier diámetro, cualquier material de tubería y cualquier caudal.
- Puede aplicarse con tuberías de succión no circular sustituyendo el diámetro (D) por el radio hidráulico  $R_h$ .
- Se usa para determinar el coeficiente  $\lambda$ , el cual lleva a la ecuación de Darcy Weisbach. Por el contrario, en las tablas, curvas, etc., de que están llenos los formularios de hidráulica.}
- Con frecuencia no tienen en cuenta todas las variables de que en general depende el coeficiente  $\lambda$ .
- Sin embargo, pueden ser de uso más cómodo que el diagrama de Moody en casos particulares.

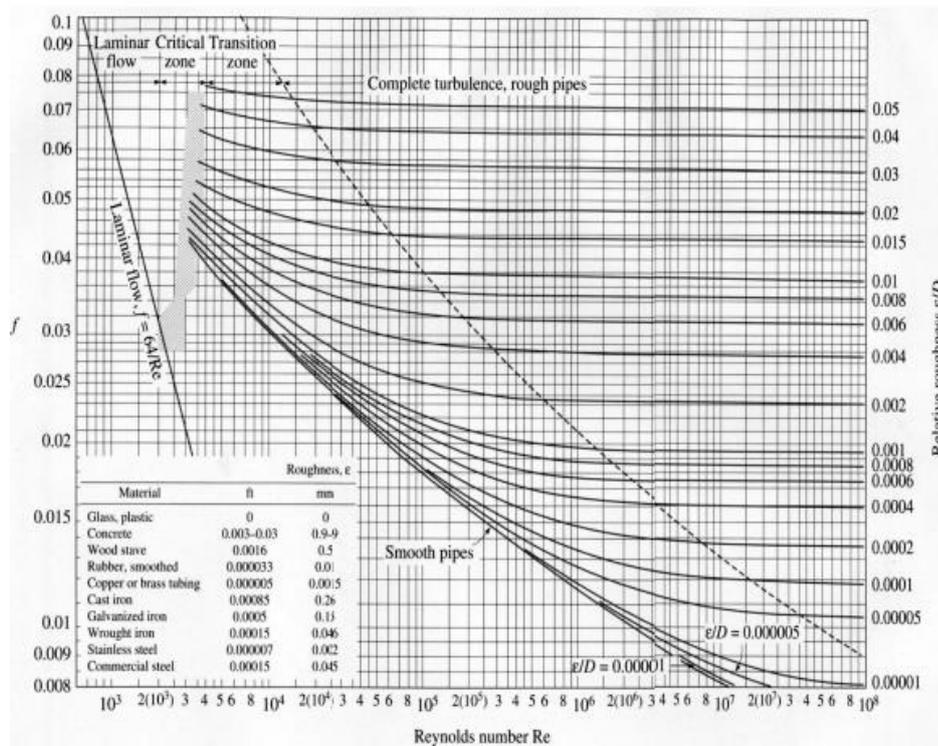


Figura 1.3 Diagrama de Moody

### 1.3.8 Pérdidas de carga de un sistema de bombeo: [6]

Para considerar el flujo real, deben tomarse en cuenta las pérdidas de carga o de energía que suceden debido a la resistencia al movimiento del mismo, ya sea en el contacto del fluido con el conducto o cauce, en el rozamiento interno entre las capas de fluido, o el rozamiento debido al intercambio de movimiento molecular de las partículas del fluido. El cálculo de cargas se divide en pérdidas de cargas primarias y pérdidas de carga secundarias.

#### 1.3.8.1. Cálculo de pérdidas primarias: [6]

Las pérdidas primarias se calculan mediante la expresión, conocida también como de Darcy Weisbach.

$$H_{rp} = \lambda \frac{Lv^2}{D2g} \quad \dots (1.5)$$

Dónde:

*H<sub>rp</sub>*: pérdidas de carga primarias (m)

*λ*: Coeficiente de rozamiento (adimensional)

*L*: longitud de la tubería

*D*: Diámetro de la tubería (m)

*v*: velocidad media del líquido en la tubería (m/s)

#### 1.3.8.2. Cálculo de pérdidas secundarias: [6]

Las pérdidas secundarias (llamadas menores) son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones, expansiones o estrechamientos de la corriente, codos, tees, válvulas, medidores y en toda clase de accesorios de las tuberías.

Si la conducción del fluido es larga como los gasoductos y oleoductos, las pérdidas secundarias tienen poca importancia relativa respecto a las pérdidas de carga primarias, pudiendo en ocasiones despreciarse las

secundarias o considerarse como un porcentaje pequeño de la pérdida de cargas primarias cuantificadas.

Altura de Pérdidas Energéticas:

$$H_{pt} = \sum h_{pm} + \sum h_{pM} \quad \dots (1.6)$$

Perdidas totales    Perdidas menores    Perdidas mayores

Por lo tanto:

$$H_{pt} = h_{pm} \text{ succión} + h_{pm} \text{ descarga} + h_{pM} \text{ succión} + h_{pM} \text{ descarga} \quad \dots (1.7)$$

Las perdidas menores y mayores en la succión serán nulas debido a que la pérdida por accesorios en ese tramo es insignificante.

- Pérdidas menores de descarga:

$$h_{pm} = \sum K \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad K: \text{Coeficiente de perdidas menores} \quad \dots (1.8)$$

- Pérdidas mayores de descarga:

$$h_{pM} = f \cdot \frac{L}{d_{int}} \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad \dots (1.9)$$

Dónde:

$f$ : Factor de fricción

$L$ : Longitud de impulsión

### 1.3.9 Determinación de cargas en un sistema de bombeo:

#### 1.3.9.1. Carga estática de descarga (hd):

Es la distancia vertical en metros, entre el eje vertical de la bomba y el punto de entrega libre del líquido. Debe tenerse cuidado que el punto de entrega libre del líquido se use cuando se calcule la columna de descarga. [7]

### **1.3.9.2. Carga estática de succión negativa: [7]**

Se tiene cuando la fuente de abastecimiento o suministro está por debajo de la línea central de la bomba. Es decir, es la distancia vertical en metros del nivel del suministro de líquido al eje central de la bomba, encontrándose la bomba arriba del nivel del suministro.

Así la altura estatica de succión, es la distancia vertical que existe entre la línea central de la bomba al nivel del líquido que va a ser bombeado.

Las distancias horizontales no se consideran como parte de la elevación de succión estática. No se consideran las perdidas por fricción en la tubería y sus accesorios. [7]

### **1.3.9.3. Carga estática de succión positiva (hs):**

Se tiene cuando la fuente de suministro está por arriba de la línea central de la bomba. Es decir, es la distancia vertical que existe entre línea central de la bomba al nivel del líquido que va a ser bombeado. [7]

### **1.3.9.4. Carga de rozamiento (hf):**

Es la columna en metros de líquido que se maneja, equivalente y necesaria para vencer la resistencia de las tuberías de succión descarga y de sus accesorios. La columna de rozamiento existe, tanto en el extremo de succión como en el de descarga de una bomba y varia con la velocidad del líquido, tamaño del tubo, condición interior del tubo y naturaleza del líquido que se maneje.

Las resistencias de los aditamentos de los tubos generalmente se expresan en función de la longitud equivalente de tubo recto de la misma dimensión de accesorio.

La carga se determina por la adición de pérdidas primarias y secundarias. [7]

$$h_{f1-2} = h_p + h_{sec} \quad \dots (1.10)$$

#### 1.3.9.5. Carga de velocidad (hv): [7]

Es la carga de un líquido que se mueve a cualquier velocidad dentro de un tubo, tiene energía cinética debido a su movimiento.

La carga de velocidad es la distancia de caída necesaria para que un líquido adquiera una velocidad dada. Dependiendo su naturaleza de la instalación de bombeo, la columna de velocidad puede no ser un factor importante en la columna de la bomba.

La carga se determina por la siguiente ecuación:

$$h_v = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1.11)$$

#### 1.3.9.6. Carga de presión: [7]

Esta es la carga que está referida cuando se tiene un sistema de bombeo que empieza o termina en un taque presurizado, misma que debe convertirse a columna de líquido.

#### 1.3.10 Carga dinámica total (CDT): [7]

La carga dinámica total de bombeo es la altura útil H que da una bomba, se define como la suma total de resistencias del sistema, correspondientes a la carga estática total, a la pérdida de carga por fricción en la tubería de succión y descarga a la carga dinámica de velocidad.

$$CDT = H_d + H_s \text{ (con carga de succión)} \quad \dots (1.12)$$

$$CDT = H_d - H_s \text{ (con elevacion de succión)} \quad \dots(1.13)$$

Para determinar la carga dinámica total del sistema, se hace uso de la ecuación de Bernulli, y que aplicada a un sistema de bombeo como el mostrado en la figura 1.3. (1) Nivel del agua en el poso de aspiración, (2) nivel del agua en el poso de impulsión, (s) entrada de la bomba, (d) salida de la bomba. [7]

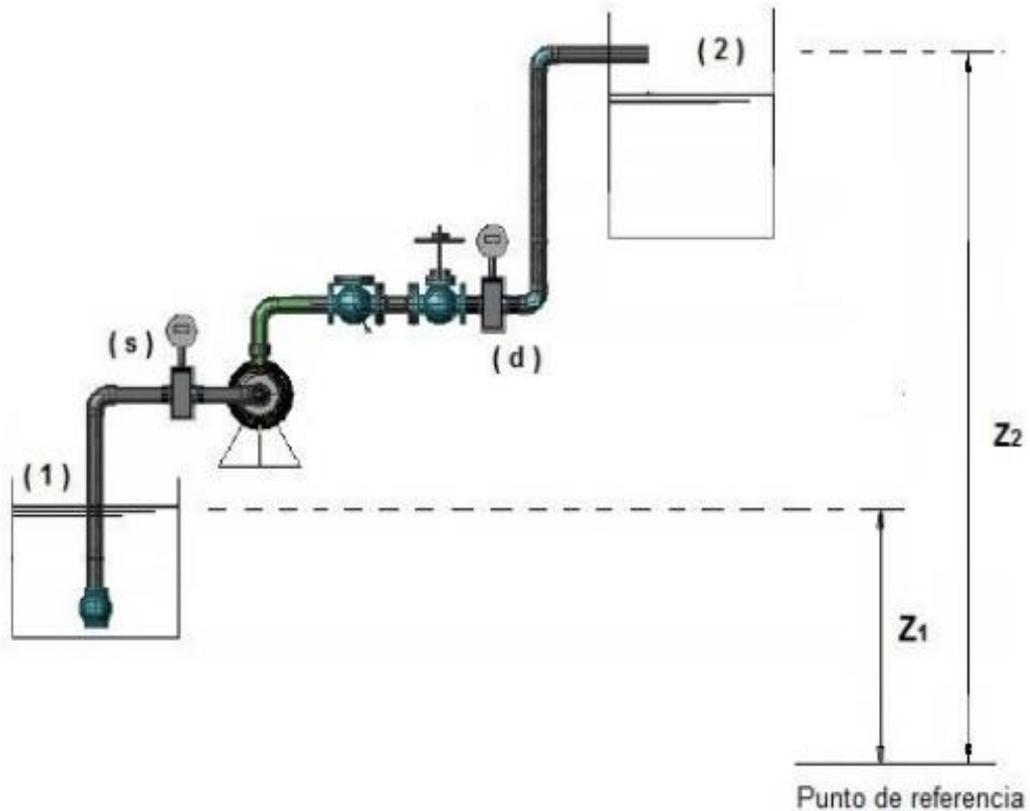


Figura 1.4 Esquema de bombeo.

Se tiene que:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - h_{f1-2} + CDT = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \dots(1.14)$$

Despejando:

$$CDT = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_2 - Z_1) + h_{f1-2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad \dots(1.15)$$

### 1.3.11 Potencia nominal del motor: [7]

El par motor es la fuerza que es capaz de ejercer un motor en cada giro. El giro de un motor tiene dos características: el par motor y la velocidad de giro. Por combinación de estas dos se obtiene la potencia, definida [7]

Motor Eléctrico:

$$P_n = \frac{T \times N \times \pi}{30} \quad T = \frac{30 \times P_n}{N \times \pi} \quad \dots (1.16)$$

Dónde:

$P_n$ : Potencia nominal del motor eléctrico, [W]

T: Torque del motor eléctrico [N.m]

N: Velocidad de giro del motor [RPM]

### 1.3.12 Acoplamiento rígido (Brida): [7]

Según lo establecido por la maquina actual, cuentan con una brida para poder conectar el eje con el motor y así poder transmitir el torque hacia el eje, se utiliza la siguiente ecuación (Ver Anexo A.1).

$$F_B = \frac{2 \times T}{D_B} \quad \dots (1.17)$$

Dónde:

$F_B$ : Fuerza generada en la brida, [N]

T: Torque del motor eléctrico [N.m]

$D_B$ : Diámetro entre centros de la brida [m]

### 1.3.13 Cálculo de la fuerza en la superficie del eje: [7]

$$F = \frac{T}{r} \quad \dots (1.18)$$

F: Fuerza generada en la cuña, [N].

T: Torque del motor eléctrico, [N.m].

r: Radio del tramo del eje que contiene la cuña, [m]. [7]

### 1.3.14 Impulsor o Rodete de la bomba:

El impulsor es el que se encarga de impulsar el fluido y está ubicado en el extremo inferior del eje. Esta vendría ser un impulsor de tipo vortex, que se utiliza para líquidos muy espesos, compuestos por lodos y partículas sólidas, es especialmente apto para el bombeo de aguas residuales.

Presenta 4 alabes y tiene un diámetro de 16 cm en las condiciones actuales de la bomba. Para el calcular la fuerza que genera sobre el eje al momento de su funcionamiento, se considera que el impulsor trabaja al igual que un agitador aproximadamente, por lo cual se procede a determinar los siguientes parámetros.

$$F_i = \frac{T_i}{R_e \times n_p} \quad \dots (1.19)$$

Dónde:

$F_i$ : Fuerza del impulsor sobre el eje, [m]

$T_i$ : Torque generado sobre el impulsor por el fluido, [N.m]

$R_e$ : Radio efectivo, [m].

$n_p$ : Número de palas o alabes.

Se analiza el número de potencia ( $N_p$ ), que es proporcional a la relación entre la fuerza de rozamiento que actúa sobre una unidad de área del

impulsor y la fuerza de inercia. Esta tiene buena correlación con el número de Reynolds, cuando existe régimen turbulento,  $N_p$  tiene valor constante. [7]

$$N_p = \frac{P_i}{N^3 \times d^5 \times \rho} \quad \dots (1.20)$$

Dónde:

$P_i$ : Potencia de agitación del impulsor, [Watts]

$N$ : Velocidad de rotación, [RPS]

$d$ : Diámetro del impulsor, [m].

$\rho$ : Densidad del fluido, [Kg/m<sup>3</sup>].

### 1.3.15 Condiciones de equilibrio y diagramas: [8]

La palabra sistema se usa para denotar cualquier parte aislada de una maquina o estructura que se estudia. Un sistema, de acuerdo con esta definición, puede consistir en un cuerpo.

En caso de equilibrio, las fuerzas y los momentos que actúan sobre el sistema se balancean de tal manera que:

$$\sum F = 0 \quad \dots (1.21)$$

$$\sum M = 0 \quad \dots (1.22)$$

Lo cual establece que la suma de todas las fuerzas y la suma de todos los momentos que actúan sobre un sistema en equilibrio es cero.

El uso de los diagramas de cuerpo libre para el análisis de fuerzas sirve para los siguientes propósitos importantes:

- El diagrama establece las direcciones de los ejes de referencia; proporciona un lugar para registrar las dimensiones del subsistema y las magnitudes y direcciones de las fuerzas conocidas; además, ayuda a suponer las direcciones de las fuerzas desconocidas.
- El diagrama simplifica el análisis porque proporciona un lugar para almacenar una idea, mientras se procede con la siguiente.
- El diagrama proporciona un medio para comunicar a otras personas las ideas de forma clara sin ambigüedades.
- La construcción cuidadosa y completa del diagrama clarifica las ideas confusas y permite destacar puntos que no siempre son obvios en el enunciado o en la geometría del problema total. Así, el diagrama ayuda a entender todas las facetas del problema.
- El diagrama ayuda a planear un análisis lógico del problema y a establecer las relaciones matemáticas.
- También ayuda a registrar el avance del proceso de solución y a ilustrar los métodos que se utilizan en él.
- El diagrama permite que otros comprendan su razonamiento, pues muestra todas las fuerzas. [8]

#### **1.3.16 Teoría de falla: [8]**

El comportamiento del metal estructural se clasifica de manera típica como dúctil o frágil, aunque bajo situaciones especiales, un material considerado normalmente como dúctil puede fallar de una manera frágil. Normalmente, los materiales se clasifican como dúctiles y los materiales frágiles. [8]

#### **1.3.17 Fatiga en los metales: [8]**

Una falla por fatiga tiene una apariencia similar a la fractura frágil, dado que las superficies de la fractura son planas y perpendiculares al eje del esfuerzo con la ausencia de adelgazamientos. Sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática y surgen a partir de tres etapas de desarrollo. La etapa I es el inicio de una

o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica seguida de propagación cristalográfica que se extiende de dos o cinco granos alrededor del origen. En la etapa II las microgrietas se convierten en macrogrietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. La etapa III ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura súbita y rápida. [8]

### 1.3.18 Resistencia a la fatiga: [8]

Como se muestra en la figura 1.5, una región de fatiga de bajos ciclos se extiende desde  $N = 1$  hasta casi  $10^3$  ciclos. En esta región la resistencia a la fatiga  $s_f$  solo es un poco menor que la resistencia a la tensión,  $S_{ut}$ . Se proporciona un método analítico para las regiones de bajo y alto ciclo, en donde se requieren los parámetros de la ecuación de Manson-Coffin, más el exponente de endurecimiento por deformación  $m$ .

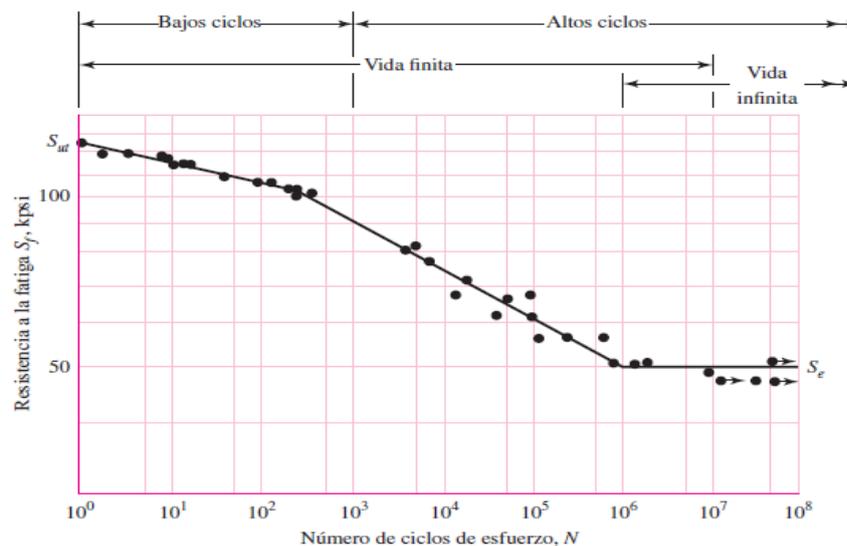


Figura 1.5 Resistencia a la fatiga.

En la figura 1.5 se identifica que el dominio de la fatiga de alto ciclo se extiende desde  $10^3$  ciclos para los aceros hasta la vida de resistencia a la fatiga límite  $N_e$ , que es aproximadamente de  $10^6$  a  $10^7$  ciclos. El propósito de esta sección es desarrollar métodos de aproximación del diagrama S-N en

la región de altos ciclos, cuando la información sea tan escasa como los resultados de un ensayo a la tensión simple. La experiencia ha mostrado que los datos de fatiga de altos ciclos se rectifican por medio de una transformación logarítmica del esfuerzo y los ciclos a la falla. La ecuación 1.23.

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_F}{E} (2N)^b \quad \dots (1.23)$$

Puede usarse para determinar la resistencia a la fatiga con  $10^3$  ciclos. Al definir la resistencia a la fatiga de una probeta con un número específico de ciclos como  $(S'_f)_N = E\Delta \varepsilon_e/2$  se escribe la ecuación 1.22 de la siguiente manera:

$$(S'_f)N = \sigma'_F (2N)^b \quad \dots (1.24)$$

### 1.3.19 Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga: [8]

Se presentan por algunas diferencias del objeto con el modelo real en:

Material: composición, base de falla, variabilidad.

Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial, concentración de esfuerzos.

Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.

Diseño: tamaño, forma, vida, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzos, velocidad, rozamiento, excoiación.

Se identificaron factores que cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y varios otros puntos. La ecuación de Marín se escribe:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \dots (1.25)$$

Dónde:

$K_a$  = factor de modificación de la condición superficial.

$K_b$  = factor de modificación del tamaño.

$K_c$  = factor de modificación de la carga.

$K_d$  = factor de modificación de la temperatura.

$K_e$  = factor de confiabilidad.

$K_f$  = factor de modificación de efectos varios.

0

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la maquina en la geometría y condición de uso. [8]

### 1.3.20 Criterios de falla de ED-Goodman: [8]

De la figura 1.6 se muestran varios criterios de falla. Para cada criterio, los puntos en o “arriba” de la recta respectiva indican falla. El punto A en la recta de Goodman proporciona la resistencia  $S_m$  como el valor límite de  $\sigma_m$  corresponde a la resistencia  $S_a$  la cual, emparejada con  $\sigma_m$ , es el valor límite de  $\sigma_a$ . [8]

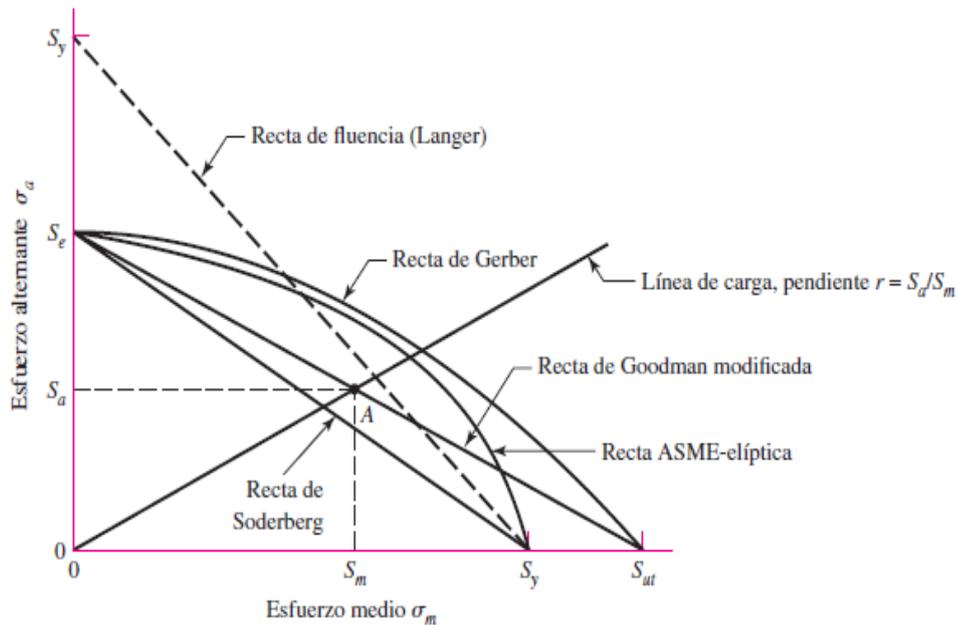


Figura. 1.6 Criterios de falla.

La ecuación de criterio de la recta de Goodman modificada es:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad \dots (1.26)$$

La ecuación se transforma en:

$$\text{Goodman mod} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \dots (1.27)$$

Cuando se combinan los esfuerzos alternantes en ejes de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\begin{aligned} \sigma'_a &= (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \\ &= \left[ \left( \frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 1 - 28a \end{aligned}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[ \left( \frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad 1 - 28b$$

Sustituyendo las ecuaciones 1-27 en 1-26, tenemos:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \times d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad 1.29$$

Y para el propósito de diseño, también es deseable resolver la ecuación para el diámetro. Esto resulta en:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \times d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad 1.30$$

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right] + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right] \right\} \right)^{1/3} \quad 1.31$$

### 1.3.21 Selección de rodamientos:

Sin embargo a si usemos aceros de muy alta dureza, todos los rodamientos tienen una duración finita, y finalmente terminan por fallar debido a la fatiga causada por altos esfuerzos de contacto. La durabilidad en horas de servicio de un cojinete se calcula según la ecuación.

Según la ecuación, de la vida de un rodamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \dots (1.32)$$

Tenemos,

- Velocidad del eje:  $n = 1730$  rpm
- Se seleccionara un rodamiento rígido de bolas de una hilera, donde:  $p = 3$

De la ecuación de la vida del rodamiento despejamos la carga de dinámica:

$$60 \times n \times L_{10h} = 10^6 \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$\sqrt[p]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{10^6}} = \frac{C}{P}$$

$$C = P \times \sqrt[p]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{10^6}} \quad \dots (1.33)$$

Dónde:

$L_{10h}$  = Duración en horas de servicio del rodamiento (Tablas o dato del ejercicio)  $p = 3$  Para rodamiento de bolas

$p = 10/3$  Para rodamientos de rodillos

$C$  = Capacidad de carga dinámica

$n$  = (Rpm) del eje

P= Carga dinámica equivalente

- Carga equivalente:

Debido a que no existe carga axial, la fuerza radial sería la carga equivalente del rodamiento.

$$P = F_r$$

- Vida estimada para el rodamiento:

De la guía de valores SKF, la vida nominal  $L_{10h}$ , sería:  $L_{10h} = 17000$  hrs.

#### **1.4 Formulación del problema:**

¿Cuáles serán las características técnicas del rediseño del eje de bomba vertical para recuperar los sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado en la empresa HAYDUK S.A?

#### **1.5 Justificación:**

##### **1.5.1 Relevancia tecnológica:**

El uso de la ingeniería en el rediseño de elementos de máquinas, logra conseguir elementos de alta resistencia, con alta confiabilidad en su operación. Accediendo a la empresa HAYDUK S.A, estar un paso adelante frente a otras compañías del mismo producto.

##### **1.5.2 Relevancia económica:**

La solución de este problema se extiende a toda las empresas harineras, ya que en su mayoría cuenta con este tipo de bombas permitiendo el eficiente funcionamiento tener un trabajo más fluido en la empresa.

##### **1.5.3 Relevancia ambiental:**

Este proyecto tiene un impacto muy importante ya que se evitaría arrojar residuos sólidos a las costas marinas, evitando la contaminación del mar y beneficiando a pobladores que viven cerca de ellas.

##### **1.5.4 Relevancia institucional:**

El análisis de problemáticas en el lado industrial, como el diseño de máquinas y elementos, permite al alumno de la Universidad Cesar Vallejo expandir sus conocimientos hacia el ámbito laboral y conducir los conocimientos adquiridos durante el trayecto universitario.

## **1.6 Hipótesis:**

Mediante el análisis de elementos de máquinas bajo cargas estáticas y cargas variables se logrará el rediseño del eje de la bomba vertical tipo VN de 10 HP para la recuperación de sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado en la empresa HAYDUK S.A.

## **1.7 Objetivos:**

### **1.7.1. Objetivo General:**

Rediseñar el eje de bomba vertical tipo VN de 10 HP para la recuperar los sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado en la empresa HAYDUK S.A.

### **1.7.2. Objetivos Específicos:**

- Conocer la bomba de tipo VN para recuperación de sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado y su aplicación en la industria.
- Conocer y analizar las condiciones de trabajo actuales de la bomba vertical.
- Calcular la potencia consumida por la bomba vertical en condiciones actuales y las cargas en los apoyos.
- Calcular el factor de seguridad por carga estática y variable del eje en condiciones actuales de trabajo.
- Calcular los nuevos parámetros del eje de la bomba vertical para un factor de seguridad mínimo aceptable para que no falle.
- Seleccionar los nuevos elementos de apoyo y acople del nuevo eje de la bomba vertical.
- Determinar la inversión para realizar el rediseño.

## II. MARCO METODOLÓGICO:

### 2.1 Diseño de investigación:

El análisis y rediseño del eje de la bomba vertical usada para la recuperación de sólidos en el proceso de elaboración de harina de pescado busca solucionar los problemas de falla y ruptura de este elemento, para ellos deberá considerar los argumentos siguientes, basados en el método científico.

De acuerdo al logro que busca:

- Aplicada.

De acuerdo al diseño de investigación:

- Este estudio corresponde a la aplicación del diseño mecánico.

### 2.2 Variables de operación:



Figura 2.1 Caja negra

#### 2.2.1 Variables independientes:

- Características geométricas del eje.
- Propiedades del material del eje.
- Propiedades del fluido de bombeo.

#### 2.2.2 Variables dependientes:

- Diámetros del eje.
- Resistencia del material del eje.
- Aumento en la confiabilidad de operación del eje.

### 2.3 Metodología:

#### Diagrama de flujo:

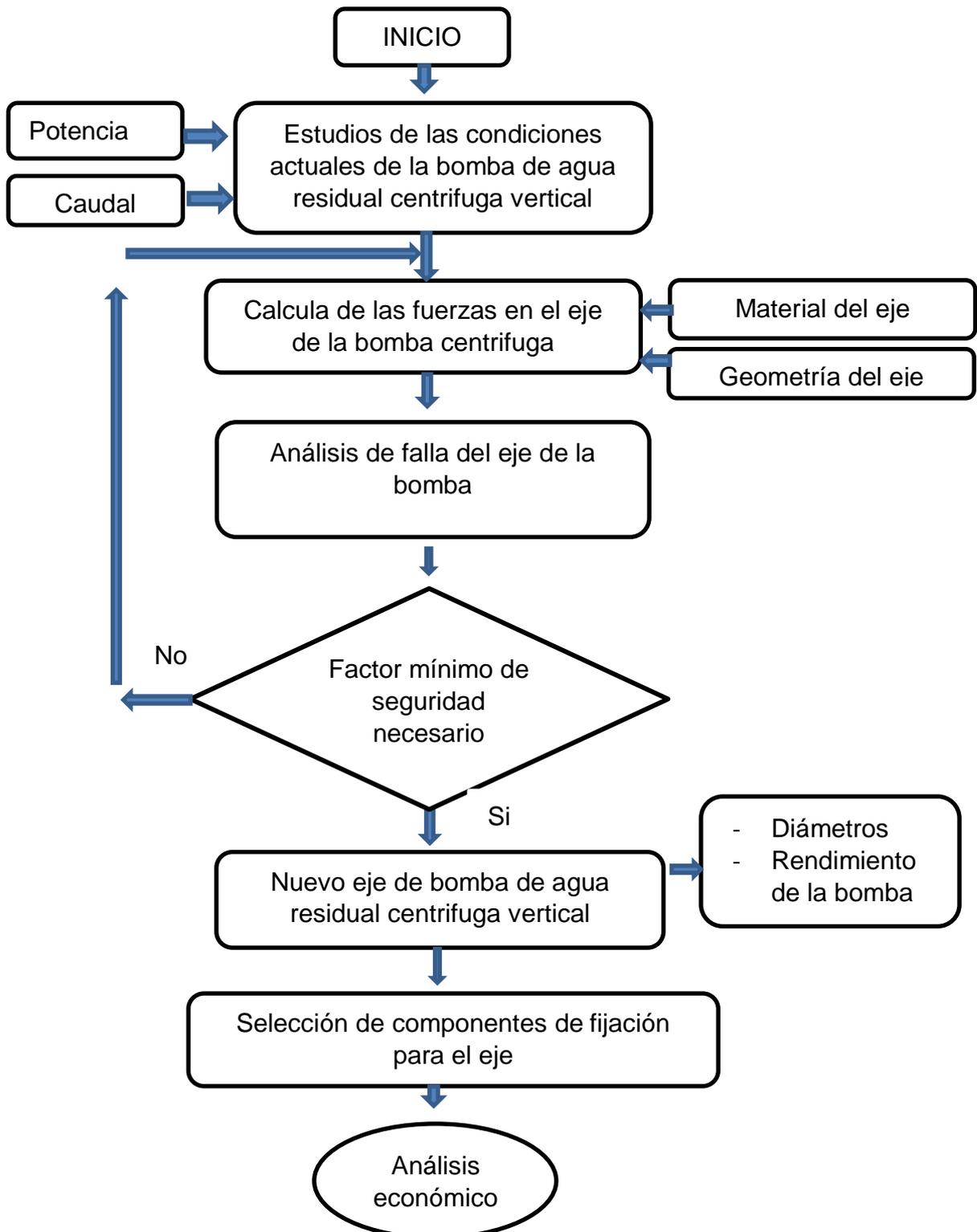


Figura 2.2. Flujo grama del proyecto de investigación

## **2.4 Población y muestra:**

### **2.4.1 Población:**

Bombas tipo VN con soporte vertical de eje extendido para el bombeo de fluidos con densidades mixtas de uso en la industria pesquera.

### **2.4.2 Muestra:**

Bomba de la marca HIDROSTAL, tipo VN de 10 HP de potencia utilizada para la recuperación de sólidos en el proceso de harina de pescado de la empresa HAYDUK S.A.

## **2.5 Técnicas de obtención de datos:**

Para la obtención de datos del actual proyecto de investigación, serán imprescindibles los métodos de análisis:

La entrevista:

Al personal de planta que trabaja activamente, técnicos de HAYDUK S.A. que analiza las fallas en los ejes de bombas utilizadas para la recuperación de sólidos en el proceso de harina de pescado.

La observación:

Consiste en detectar al personal laborando y equipos de mantenimiento presentes en la compañía.

Instrumentos:

Libros de la biblioteca de la Universidad Cesar Vallejo

Catálogos de equipos y componentes

Instrumentos de medición. Fotos (imágenes en el anexo A17).

## **2.6 Método de análisis de datos:**

**Primero:**

Se analizaron los parámetros de operación en condiciones actuales de la bomba vertical, donde se determinaron las presiones y la velocidad de salida para encontrar las pérdidas energéticas de altura por medio del caudal establecido, por medio del análisis del motor eléctrico trifásico se obtiene la potencia de operación para luego determinar el rendimiento actual de la bomba.

Para rediseño del eje de la bomba:

**Segundo:**

Se calcularon las condiciones actuales del eje de la bomba.

Teniendo un motor eléctrico trifásico, se calcula el torque que ejerce este sobre el eje por medio de un acoplamiento rígido (brida) y su respectivo elemento de fijación (cuña). Donde con una brida seleccionada para un diámetro de eje y un torque requerido, se busca la fuerza que ejerce esta sobre el eje, donde por el elemento de fijación se establece la fuerza para el primer tramo del eje actual.

Se calcula la fuerza que ejerce el impulsor sobre el lado extremo del eje, mediante una comparación del impulsor trabajando al igual que un agitador o rodete se determina la fuerza de empuje.

Luego por los rodamientos establecidos en los tramos restantes, se busca las reacciones que ejerce estas con las fuerzas calculadas en el eje.

Se generan los diagramas de fuerza cortante y momento flector en un plano, con las fuerzas y reacciones obtenidas, para determinar los puntos críticos que se da por las concentraciones de esfuerzos en los hombros.

**Tercero:**

Con el criterio de Ed-Goodman modificado se determina el factor seguridad para cada punto crítico que se da en los hombros, y con los datos ya establecidos se busca evaluar para los puntos críticos, el factor de seguridad desfavorable.

Cuarto:

Una vez determinado el factor de seguridad en los puntos críticos, se hace el rediseño y redimensionamiento del eje que pueda aumentar el factor de seguridad para estos puntos, donde por medio del criterio de Ed-Goodman modificado, se busca relacionar los nuevos diámetros con un factor de seguridad mínimo establecido ( $n=1.5$ ), luego poder así hallar los nuevos parámetros para el eje, y seleccionar sus respectivos elementos de acople, como los rodamientos y las bridas.

Obteniendo un eje con diámetros nuevos que pueda resistir las falla por cargas estáticas y de fatiga.

## **2.7 Aspectos éticos:**

La empresa HAYDUK S.A., fue informada del procedimiento, como parte de los criterios de seguridad establecidos por la empresa. Esta autorización fue aceptada en términos de estado y voluntario por parte del supervisor de la empresa HAYDUK S.A. para la recaudación de los datos requeridos.

## **III. RESULTADOS:**

### 3.1. Condiciones de operación actuales de la bomba vertical:

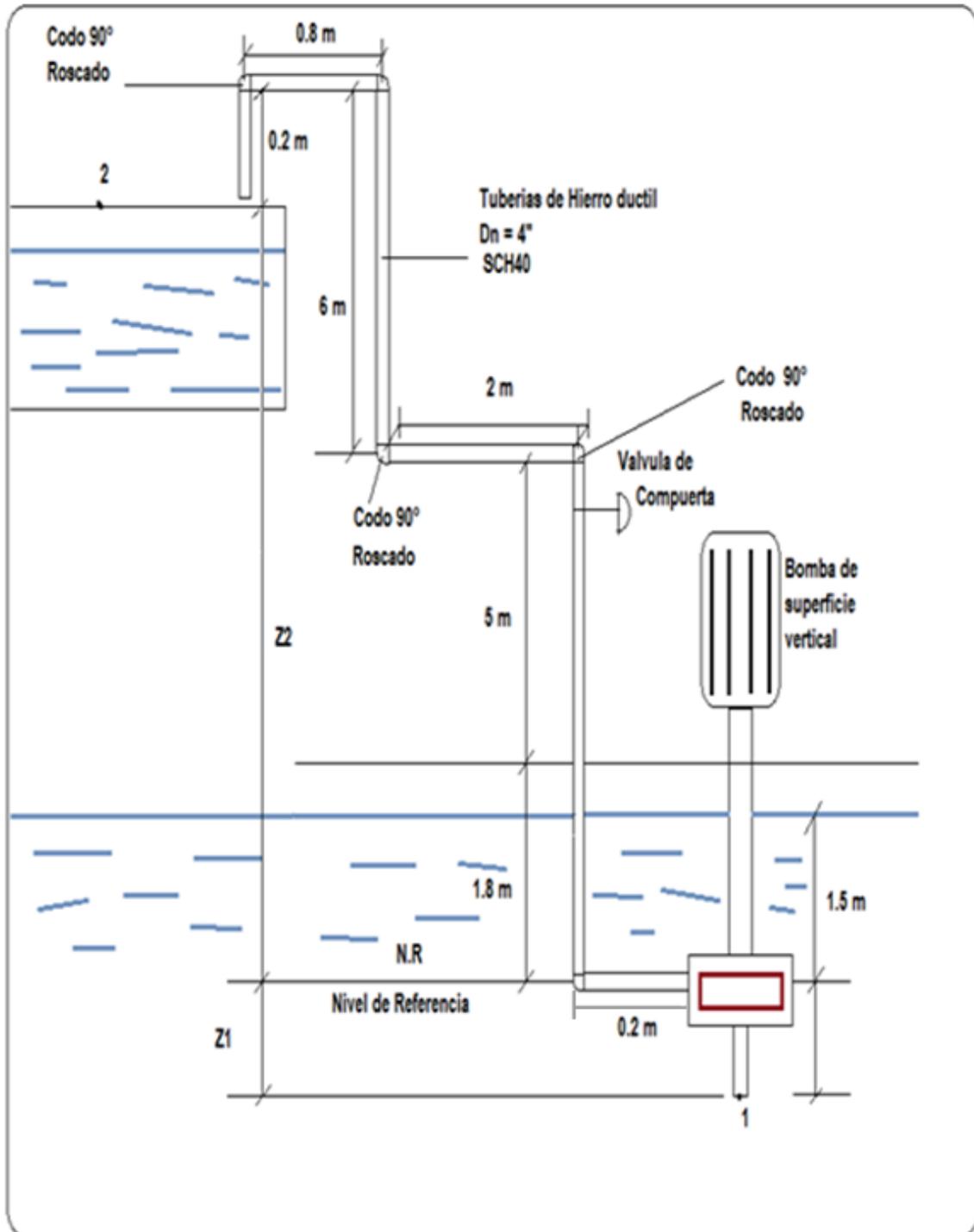


Figura 3.1. Sistema Hidráulico de la bomba en operación.

#### 3.1.1. Aplicando la ecuación de la energía al sistema:

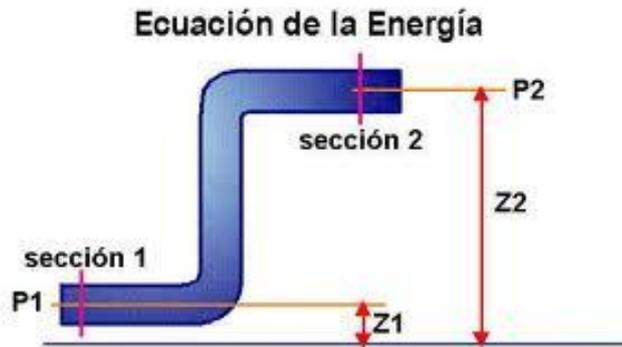


Figura 3.2. Conservación de la energía.

### 3.1.2. Ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + H_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + H_{P_t}$$

Simplificando la ecuación de la energía:

La presión en el punto 1,  $P_1 = 0$ , debido a que en el punto 1, está expuesto al medio ambiente, es decir la presión manométrica del aire es cero.

La velocidad en el punto 1,  $V_1 = 0$ , debido a que la velocidad de llenado del tanque o depósito de agua es insignificante.

Tenemos:

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + H_{P_t} = 0 + 0 + Z_1 + H_B$$

Datos según el esquema:

- $Z_1 = -0.05 \text{ m}$  (por debajo del nivel de referencia).
- $Z_2 = 1.8 \text{ m} + 5 \text{ m} + (6 - 0.2) \text{ m} = 12.6 \text{ m}$

Reemplazando:

$$\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + 12.6 + H_{P_t} = 0 + 0 - 0.05 + H_B$$

$$H_B = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + 12.65 + H_{P_t} \quad (\alpha)$$

Determinación de la presión en el punto 2:

Como se considera un fluido estático, la presión ejercida en el punto 2 depende solamente de la profundidad del fluido, la densidad del fluido y la aceleración de la gravedad.

$$P_2 = \rho \cdot g \cdot h$$

Datos:

- $\rho = 997 \text{ Kg/m}^3$ , (temperatura ambiente,  $T=25^\circ\text{C}$ )
- $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
- $h = 1.5 \text{ m} + 0.05 \text{ m} = 1.55 \text{ m}$ .

Reemplazando:

$$P_2 = 997 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1.55 \text{ m}$$

$$P_2 = 15\,159.8835 \text{ Pa}$$

Reemplazando, en la ecuación ( $\alpha$ ):

$$H_B = \left( \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right) + 12.65 + H_{P_t}$$

$$H_B = \left( \frac{15\,159.8835}{997 \cdot 9.81} + \frac{V_2^2}{2g} \right) + 12.65 + H_{P_t}$$

$$H_B = 14.2 + \frac{V_2^2}{2g} + H_{P_t} \quad (\beta)$$

Velocidad en el punto 2:

$$Q = V_2 * A_2$$

El área transversal está dado por:

$A_2 = \frac{\pi \cdot d_{int}^2}{4}$ , donde  $d_{int}$ , es el diámetro interior de la tubería.

Dato:

$$Dn = 4" \begin{cases} d_{int} = 102.3 \text{ mm} \\ SCH40 \quad \begin{cases} t = 6.02 \text{ mm} \\ d_{ext} = 114.3 \text{ mm} \end{cases} \end{cases}$$

Calculando el área transversal de la tubería:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (0.1023)^2}{4} = 8.219 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Tenemos:

$$Q = V_2 \cdot 8.219 \cdot 10^{-3}$$

$$V_2 = \frac{Q}{8.219 \cdot 10^{-3}}$$

$$V_2 = 121.67 \cdot Q \quad (\theta)$$

Reemplazando la ecuación ( $\theta$ ) en ( $\beta$ ).

$$H_B = 14.2 + \frac{(121.67 \cdot Q)^2}{2 \cdot 9.81} + H_{Pt}$$

$$H_B = 14.2 + 754.51 \cdot Q^2 + H_{Pt} \quad (\mu)$$

Altura de Pérdidas Energéticas:

$$H_{Pt} = \sum h_{pm} + \sum h_{pM}$$

Perdidas totales    Perdidas menores    Perdidas mayores

Por lo tanto:

$$H_{Pt} = \underset{\text{succión}}{h_{pm}} + \underset{\text{descarga}}{h_{pm}} + \underset{\text{succión}}{h_{pM}} + \underset{\text{descarga}}{h_{pM}}$$

Las pérdidas menores y mayores en la succión serán nulas debido a que la pérdida por accesorios en ese tramo es insignificante.

➤ Perdidas menores de descarga:

$$h_{pm} = \sum K \cdot \frac{V_2^2}{2g} \quad K: \text{Coeficiente de perdidas menores}$$

$$\sum K = 5 \cdot K \left( \begin{array}{l} \text{codos } 90^\circ \\ \text{roscadas} \end{array} \right) + 1 \cdot K \left( \begin{array}{l} \text{valvula de} \\ \text{compuerta} \end{array} \right)$$

- $K \left( \begin{array}{l} \text{codos } 90^\circ \\ \text{roscadas} \end{array} \right) = 0.9$
- $K \left( \begin{array}{l} \text{valvula de} \\ \text{compuerta} \end{array} \right) = 0.14$

$$\sum K = 5 \cdot 0.9 + 0.14 = 4.64$$

Se tiene:

$$h_{pm} = \sum K \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

$$h_{pm} = 4.64 \cdot \frac{(121.67 \cdot Q)^2}{2 \cdot 9.81}$$

$$h_{pm} = 3500.95 \cdot Q^2 \quad (\varphi)$$

➤ Perdidas mayores de descarga:

$$h_{pM} = f \cdot \frac{L}{d_{int}} \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

Tenemos:

$$L_{imp} = 0.2 + 1.8 + 5 + 2 + 6 + 0.8 + 0.2 = 16 \text{ m}$$

Reemplazando se tiene:

$$h_{pM} = f \cdot \frac{16}{0.1023} \cdot \frac{(121.67 \cdot Q)^2}{2 \cdot 9.81}$$

$$h_{pM} = 118008.25 \cdot Q^2 \cdot f \quad (\delta)$$

Determinación del factor de fricción:

- Número de Reynolds en la descarga:

$$Re = \frac{V_2 * d_{int}}{\nu}$$

Dónde:

$\nu$ : Viscosidad cinemática, (para una temperatura de 25°C)

$$\nu_{25^\circ C} = 8.94 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Reemplazando:

$$Re = \frac{(121.67 \cdot Q)(0.1023)}{8.94 \cdot 10^{-7}}$$

$$Re = 1.4 \cdot 10^7 \cdot Q$$

- Rugosidad relativa:

$$e = \frac{\varepsilon}{d_{int}} \rightarrow \text{Rugosidad absoluta para el hierro dúctil: } \varepsilon = 0.25 \text{ mm}$$

$$e = \frac{0.25 \text{ mm}}{102.3 \text{ mm}}$$

$$e = 0.0024$$

Luego reemplazando ( $\varphi$ ), ( $\delta$ ) en ( $\mu$ ):

$$H_B = 14.2 + 754.51 \cdot Q^2 + H_{Pt}$$

$$H_B = 14.2 + 754.51 \cdot Q^2 + (h_{pm} + h_{pM})$$

$$H_B = 14.2 + 754.51 \cdot Q^2 + (3500.95 \cdot Q^2 + 118008.25 \cdot Q^2 \cdot f)$$

$$H_B = 14.2 + Q^2 \cdot (4255.46 + 118008.25 \cdot f)$$

El caudal en operación de la bomba vertical es:

$$Q = 96 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 96 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1h}{3600 \text{ seg}} = 0.0266 \text{ m}^3/s$$

Despejando Número de Reynolds y con la rugosidad se logra obtener por el diagrama de moody el factor de fricción.

- $Re = 1.4 \cdot 10^7 \cdot (0.0266) = 3.7 \cdot 10^5$
- $e = 0.0024$

El diagrama de Moody:  $f = 0.0024$

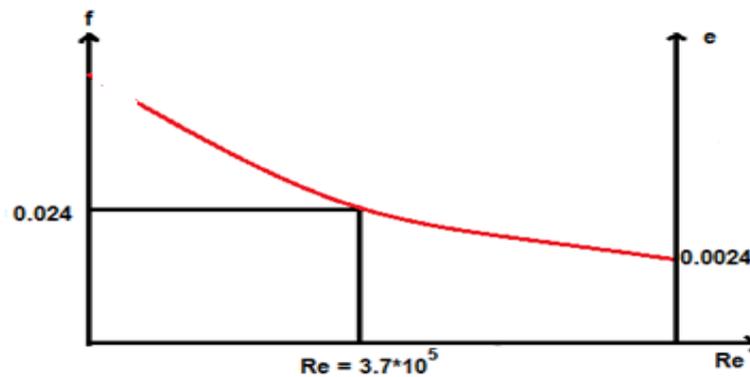


Figura 3.3. Diagrama de Moody.

Reemplazando, tenemos:

$$H_B = 14.2 + Q^2 \cdot (4255.46 + 118008.25 \cdot f)$$

$$H_B = 14.2 + (0.0266)^2 \cdot (4255.46 + 118008.25 \cdot 0.024)$$

$$H_B = 19.21 \text{ m}$$

Actualmente, los datos de operación del motor eléctrico trifásico son:

- El Amperaje:  $I = 11 \text{ A}$
- Tensión o voltaje:  $V = 440 \text{ v}$
- Factor de potencia  $\cos \varphi = 0.85$

La ecuación para un motor trifásico es:

$$P. \text{ motor } \text{ operacion} = \sqrt{3} * I * V * \cos \varphi$$

$$P. \text{ motor} \\ \text{operacion} = \frac{\sqrt{3} * 11 * 440 * 0.85}{1000}$$

$$P. \text{ motor} \\ \text{operacion} = 7.13 \text{ KW}$$

El motor tiene como potencia nominal:

- $P. \text{ nominal} \\ \text{motor} = 10hp = 7.46 \text{ KW}$

Aproximado:

$$P. \text{ motor} \\ \text{operacion} \cong P. \text{ bomba} = 7.13 \text{ KW}$$

Rendimiento actual de la bomba:

$$n_B = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_B}{1000 * P. \text{ bomba}}$$

$$n_B = \frac{997 \cdot 9.81 \cdot 0.0266 \cdot 19,21}{1000 \cdot 7.13} = \frac{5kw}{7.13kw} = 70\%$$

A través del análisis hidráulico podemos concluir que la bomba consume el 70% de la potencia entregada por el motor (7.46 KW). Podemos decir que solo se necesita una potencia de (5 KW) para el accionamiento de la bomba hidráulica, estos datos nos llevan a concluir que la potencia actual del motor es mucho mayor a la necesidad.

### 3.2. Cálculo de las condiciones actuales del eje de motor-bomba:

Con los datos actuales del eje del motor-bomba, en la siguiente figura 3.4, se distingue los elementos a intervenir sobre el eje para establecer los esfuerzos que se da sobre esta.

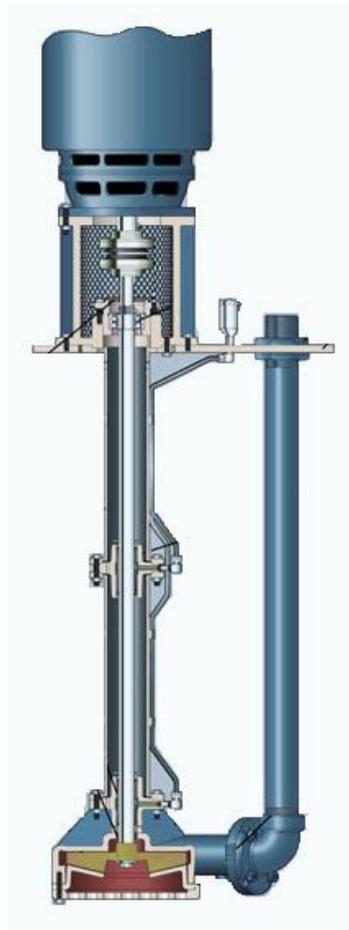


Figura 3.4. Esquema de Bomba para recuperación de sólidos.

Como se puede observar de la figura, el eje se acopla con el motor mediante una brida que está en la parte superior del eje y está unido por un chavetero con la brida, además que presenta 2 rodamientos que se ubican al costado del hombro del diámetro mayor, y al final esta acoplado mediante otro chavetero con el impulsor o rodete de 4 alabes.

Se establece los parámetros de los elementos que se acoplan con el eje y se calcula el esfuerzo transmitido sobre el eje.

Motor Eléctrico:

Para esta bomba vertical se acopla con un motor eléctrico trifásico (Ver Anexo A.0), y se plantea lo siguiente.

$$P_n = \frac{T \times N \times \pi}{30}$$

$$T = \frac{30 \times P_n}{N \times \pi}$$

Se procede a calcular el torque del motor eléctrico, con los siguientes datos establecidos.

$$P_n = 10 \text{ HP} = 7.46 \text{ KW}$$

$$N = 1730 \text{ RPM}$$

Calculando el torque del motor eléctrico establecido.

$$T = \frac{30 \times 7.46 \times 10^3}{1730 \times \pi}$$

$$T = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con un torque de 41.18 N.m, se transmitirá hacia los elementos que se acoplan con el eje y así poder calcular los esfuerzos sobre el eje.

### 3.2.1. Acoplamiento rígido (Brida):

Según lo establecido por la maquina actual, cuentan con una brida para poder conectar el eje con el motor y así poder transmitir el torque hacia el eje, se utiliza la siguiente ecuación (Ver Anexo A.1).

$$F_B = \frac{2 \times T}{D_B}$$

Se procede a calcular la fuerza generada en la brida, con los siguientes datos establecidos.

$$T = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$D_B = 70 \text{ mm (aproximado)}$$

$$F_B = \frac{2 \times 41.18}{0.07}$$

$$F_B = 1176.57 \text{ N}$$

### 3.2.2. Elementos de fijación del eje (cuña):

Para este rediseño del eje, presentara 2 elementos de fijación o cuña en cada extremo para poder conectar con el motor e impulsor por cada lado respectivamente, luego con el torque transmitido se dimensiona de acuerdo lo siguiente.

Primero se establece la forma y el material de la cuña, para este proyecto se elige una cuña cuadrada con un acero laminado en frio de bajo carbono (UNS G10100).

La resistencia de fluencia del material es de 300 MPa y como la cuña es cuadrada y el diámetro del eje donde se ubica es de 28 mm (diámetro actual del eje), de acuerdo a la tabla del (Ver Anexo A.2), se tiene una cuña con los siguientes parámetros.

$$w = h = 1/4 \text{ in} = 6.35 \text{ mm} \quad l = 20 \text{ mm}$$

$$\text{profundidad del cuñero} = 1/8 \text{ in} = 3.175 \text{ mm}$$

Calculo de la fuerza en la superficie del eje:

Para las condiciones actuales del eje, se conoce que el diámetro que se acopla con la brida y esta al motor, es de 28 mm y con torque calculado anteriormente de 41.18 N.m. se procede a calcular la fuerza que se genera en la cuña y esta a su vez sobre el eje.

$$F = \frac{T}{r}$$

Se procede a calcular la fuerza generada en la brida, con los siguientes datos establecidos.

$$T = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m} \quad r = 14 \text{ mm}$$

$$F = \frac{41.18}{0.014}$$

$$F = 2\,941.43 \text{ N}$$

### 3.2.3. Impulsor o Rodete de la bomba:

El impulsor es el que se encarga de impulsar el fluido y está ubicado en el extremo inferior del eje. Esta vendría ser un impulsor de tipo vortex, que se utiliza para líquidos muy viscosos, compuestos por lodos y partículas sólidas, es especialmente apto para el bombeo de aguas residuales.

Presenta 4 alabes y tiene un diámetro de 16 cm en las condiciones actuales de la bomba. Para el calcular la fuerza que genera sobre el eje al momento de su funcionamiento, se considera que el impulsor trabaja al igual que un agitador aproximadamente, por lo cual se procede a determinar los siguientes parámetros.

$$F_i = \frac{T_i}{R_e \times n_p}$$

Se analiza el número de potencia ( $N_p$ ), que es proporcional a la relación entre la fuerza de rozamiento que actúa sobre una unidad de área del impulsor y la fuerza de inercia. Esta tiene buena correlación con el número de Reynolds, cuando existe régimen turbulento,  $N_p$  tiene valor constante.

$$N_p = \frac{P_i}{N^3 \times d^5 \times \rho}$$

Relaciones utilizadas:

$$N_p = \frac{P_i}{N^3 \times d^5 \times \rho} = \frac{T_i \times \omega}{N^3 \times d^5 \times \rho} = \frac{T_i \times (N \times 2\pi)}{N^3 \times d^5 \times \rho}$$

$$Np = \frac{T_i \times 2\pi}{N^2 \times d^5 \times \rho}$$

Donde despejamos  $T_i$ :

$$T_i = \frac{Np \times N^2 \times d^5 \times \rho}{2\pi}$$

Luego reemplazamos en la ecuación de  $F_i$ :

$$F_i = \frac{T_i}{R_e \times n_p}$$

$$F_i = \frac{Np \times N^2 \times d^5 \times \rho}{2\pi \times R_e \times n_p}$$

También se supone que,  $R_e = d/2$ , por lo que la ecuación quedaría de la siguiente forma.

$$F_i = \frac{Np \times N^2 \times d^4 \times \rho}{\pi \times n_p}$$

Se procede a determinar  $Np$  por el número de Reynolds; se tiene:

$$Re = \frac{N \times d^2 \times \rho}{\mu}$$

Donde la viscosidad dinámica " $\mu$ " y la densidad " $\rho$ " del fluido a una temperatura de 25°C es de,  $\mu = 8.91 \times 10^{-4} N \cdot s/m^2$  y  $\rho = 997 Kg/m^3$ .

Donde el diámetro del impulsor es  $d = 0.16 m$ , con una velocidad de rotación de:

$$N = 1730 \text{ RPM} = 28.83 \text{ RPS}$$

$$Re = \frac{28.83 \times 0.16^2 \times 997}{8.91 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 8.26 \times 10^5$$

Para determinar el número de potencia  $Np$ , se utiliza la gráfica (Ver Anexo A.3), donde por medio del número de Reynolds se obtiene un  $Np$  de 6.

Luego se determina la fuerza de impulsor sobre el eje.

$$F_i = \frac{N_p \times N^2 \times d^4 \times \rho}{\pi \times n_p}$$

$$F_i = \frac{6 \times 28.83^2 \times 0.16^4 \times 997}{\pi \times 4}$$

$$F_i = 259.30 \text{ N}$$

Con esta fuerza del impulsor, se evalúa el eje en condiciones actuales

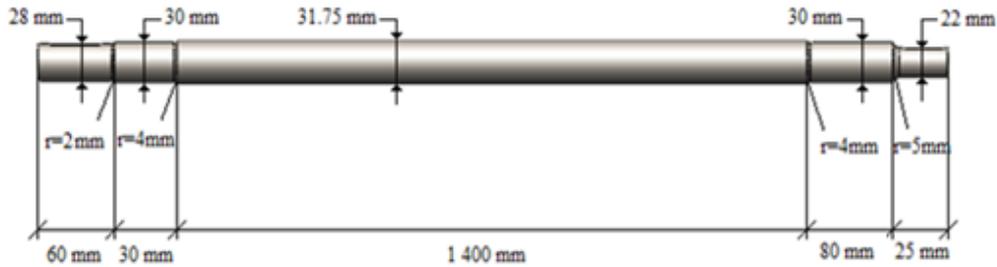


Figura 3.5. Parámetros del eje de la bomba en condiciones actuales.

Los rodamientos que se encuentran en el eje, son rodamientos SKF rígidos de bolas de una hilera con designación 6206 (Ver Anexo A.4), para encontrar la reacción que ejerce sobre el eje, se realiza un análisis del diagrama del cuerpo libre del eje con sus acoplamientos y rodamientos.

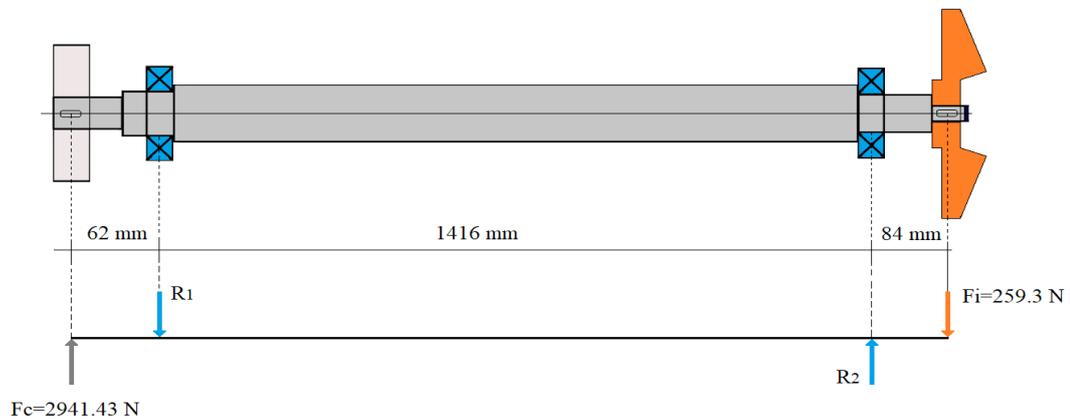


Figura 3.6. Esquema de las reacciones sobre el eje

Por análisis estático:

Por sumatoria de fuerzas verticales:

$$\sum F_v = 2\,941.43 - R_1 + R_2 - 259.30 = 0$$

$$R_1 - R_2 = 2\,682.13\text{ N}$$

Por sumatoria de momento.

$$\sum M_{R1} = -2\,941.43 \times 0.062 + R_2 \times 1.416 - 259.30 \times 1.5 = 0$$

$$R_2 = 403.47\text{ N}$$

Despejando R1, se tiene

$$R_1 = 3\,085.6\text{ N}$$

Luego se genera los diagramas de corte y momento en un plano, obteniendo lo siguiente.

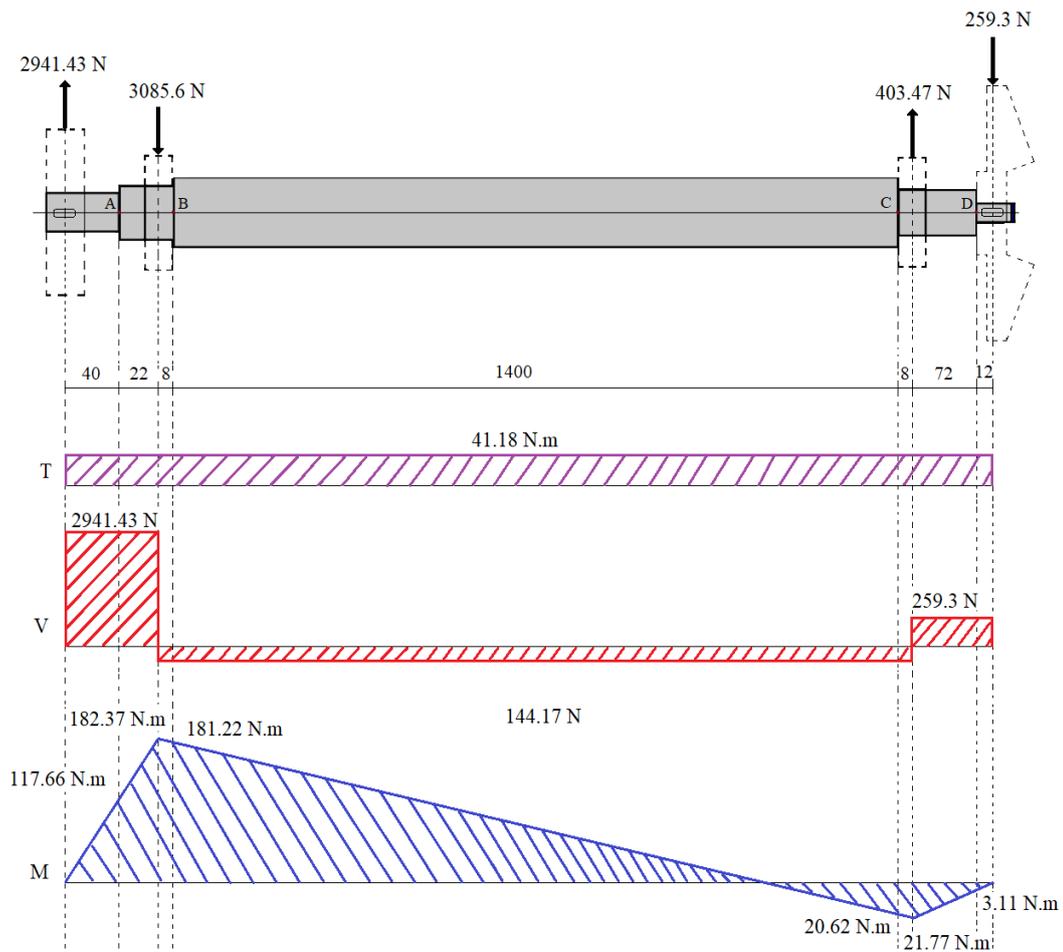


Figura 3.7. Diagrama de torque, corte y momento.

De los diagramas se obtienen los puntos críticos que se generan por el momento flexionante, pues existe una concentración de esfuerzos en los hombros y hay un par de torsión activa. Obteniendo los siguientes datos en puntos establecidos.

Punto A

$$M_a = 117.66 \text{ N} \cdot \text{m} \qquad T_m = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Punto B

$$M_a = 181.22 \text{ N} \cdot \text{m} \qquad T_m = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Punto C

$$M_a = 20.62 \text{ N} \cdot \text{m} \qquad T_m = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Punto D

$$M_a = 3.111 \text{ N} \cdot \text{m} \qquad T_m = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Luego se aplicara el criterio ED-Goodman para determinar el factor de seguridad en cada punto establecido, se tiene lo siguiente:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \times d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Este criterio es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador.

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, por lo cual puede simplificarse al igualar  $M_m = 0$  y  $T_a = 0$ . Lo cual la ecuación quedaría de la siguiente manera.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \times d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \times d^3} \left( \frac{2 \times K_f \times M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \times K_{fs} \times T_m}{S_{ut}} \right)$$

Despejando el factor de seguridad “n”:

$$n = \frac{\pi \times d^3}{16 \left( \frac{2 \times K_f \times M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \times K_{fs} \times T_m}{S_{ut}} \right)}$$

Con esta ecuación se estimará el factor de seguridad para cada punto establecido, donde se evaluará el material y el diámetro en las condiciones actuales para poder determinar sus factores de concentración de esfuerzo debido a la flexión “ $K_f$ ” y torsión “ $K_{fs}$ ”, para luego calcular el límite de resistencia a la fatiga “ $S_e$ ” y reemplazar en la ecuación para determinar su factor de seguridad para cada punto determinado.

El material del eje en las condiciones actuales es un acero AISI 1010 laminado en caliente (HR), con una resistencia a la tensión  $S_{ut} = 320 \text{ MPa}$  y una resistencia a la fluencia  $S_y = 180 \text{ MPa}$  (Ver Anexo A.5).

Calculo del factor de concentración de esfuerzo

Donde el factor de concentración de esfuerzo debido tanto a la flexión “ $K_f$ ” como a la torsión “ $K_{fs}$ ”, se determinará mediante la siguiente ecuación.

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1) \quad K_{fs} = 1 + q_c \times (K_{ts} - 1)$$

Para hallar los valores de la sensibilidad a la muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ”, se determina a partir del radio de la muesca y se utiliza las gráficas (Ver Anexo A.6 y A.7).

Para hallar los valores “ $K_t$ ” y “ $K_{ts}$ ”, se determina a partir de su geometría utilizando las gráficas (Ver anexo A.8 y A.9).

Determinado “ $K_f$ ” y “ $K_{fs}$ ” para cada punto establecido.

Punto A

Determinando los valores a la sensibilidad de la muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = 2 \text{ mm} \\ S_{ut} = 320 \text{ MPa} \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} q = 0.7 \\ q_c = 0.92 \end{array}$$

Determinando los valores “ $K_t$ ” y “ $K_{ts}$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{30}{28} = 1.07 \\ \frac{r}{d} = \frac{2}{28} = 0.07 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_t = 1.7 \\ K_{ts} = 1.2 \end{array}$$

Determinando los factores de concentración de esfuerzo “ $K_f$ ” y “ $K_{fs}$ ”:

$$\begin{array}{ll} K_f = 1 + q \times (K_t - 1) & K_{fs} = 1 + q_c \times (K_{ts} - 1) \\ K_f = 1 + 0.7 \times (1.7 - 1) & K_{fs} = 1 + 0.92 \times (1.2 - 1) \\ K_f = 1.49 & K_{fs} = 1.184 \end{array}$$

Punto B

Determinando los valores a la sensibilidad de la muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = 4 \text{ mm} \\ S_{ut} = 320 \text{ MPa} \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} q = 0.75 \\ q_c = 0.96 \end{array}$$

Determinando los valores “ $K_t$ ” y “ $K_{ts}$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{31.75}{30} = 1.06 \\ \frac{r}{d} = \frac{4}{30} = 0.13 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_t = 1.5 \\ K_{ts} = 1.1 \end{array}$$

Determinando los factores de concentración de esfuerzo “ $K_f$ ” y “ $K_{fs}$ ”:

$$\begin{array}{ll} K_f = 1 + q \times (K_t - 1) & K_{fs} = 1 + q_c \times (K_{ts} - 1) \\ K_f = 1 + 0.75 \times (1.5 - 1) & K_{fs} = 1 + 0.96 \times (1.1 - 1) \\ K_f = 1.375 & K_{fs} = 1.096 \end{array}$$

Punto C

Determinando los valores a la sensibilidad de la muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = 4 \text{ mm} \\ S_{ut} = 320 \text{ MPa} \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} q = 0.75 \\ q_c = 0.96 \end{array}$$

Determinando los valores “ $K_t$ ” y “ $K_{ts}$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{31.75}{30} = 1.06 \\ \frac{r}{d} = \frac{4}{30} = 0.13 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_t = 1.5 \\ K_{ts} = 1.1 \end{array}$$

Determinando los factores de concentración de esfuerzo “ $K_f$ ” y “ $K_{fs}$ ”:

$$\begin{array}{ll} K_f = 1 + q \times (K_t - 1) & K_{fs} = 1 + q_c \times (K_{ts} - 1) \\ K_f = 1 + 0.75 \times (1.5 - 1) & K_{fs} = 1 + 0.96 \times (1.1 - 1) \\ K_f = 1.375 & K_{fs} = 1.096 \end{array}$$

Punto D

Determinando los valores a la sensibilidad de la muesca “ $q$ ” y “ $q_c$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} r = 5 \text{ mm} \\ S_{ut} = 320 \text{ MPa} \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} q = 0.75 \\ q_c = 0.96 \end{array}$$

Determinando los valores “ $K_t$ ” y “ $K_{ts}$ ”:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{30}{22} = 1.36 \\ \frac{r}{d} = \frac{5}{22} = 0.23 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_t = 1.35 \\ K_{ts} = 1.2 \end{array}$$

Determinando los factores de concentración de esfuerzo “ $K_f$ ” y “ $K_{fs}$ ”:

$$\begin{array}{ll} K_f = 1 + q \times (K_t - 1) & K_{fs} = 1 + q_c \times (K_{ts} - 1) \\ K_f = 1 + 0.75 \times (1.35 - 1) & K_{fs} = 1 + 0.96 \times (1.2 - 1) \\ K_f = 1.262 & K_{fs} = 1.192 \end{array}$$

Calculo del límite de resistencia a la fatiga en los puntos críticos “ $S_e$ ”:

Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S'_e$$

- Límite de resistencia a la fatiga rotatorio “ $S'_e$ ”

$$S'_e = \left\{ \begin{array}{ll} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{array} \right\}$$

La resistencia de tensión

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 320 = 160 \text{ MPa}$$

- Factor de superficie: “ $K_a$ ”

$$K_a = a \times S_{ut}^b$$

Para un acabado superficial: (Ver Anexo A.10)

$$\text{Para eje laminado en caliente: } \left\{ \begin{array}{l} a = 57.7 \\ b = -0.718 \end{array} \right\}$$

$$K_a = 57.7 \times (320)^{-0.718}$$

$$K_a = 0.92$$

- Factor de tamaño: “ $K_b$ ”

Para este factor depende de los diámetros del eje (Ver Anexo A.11).

$$\text{Si: } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad K_b = 1.24 \times d^{-0.107}$$

Donde d esta expresado en milímetros.

- Factor de carga: “ $K_c$ ”

El eje está sometido a cargas combinadas, cargas por flexión y torsión (Ver Anexo A.12).

$$K_c = 1$$

- Factor de temperatura: “ $K_d$ ”

Se tiene que la temperatura de operación del eje es  $T=20^\circ$ , (Ver Anexo A.13)

$$K_d = 1$$

- Factor de confiabilidad: “ $K_e$ ”

Para una confiabilidad de 99.99 % (Ver Anexo A.14).

$$\text{Se tiene que: } K_e = 0.702$$

Determinando el límite de resistencia a la fatiga para un punto establecido:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S'_e$$

$$S_e = (0.92) \times (1.24 \times d^{-0.107}) \times (1) \times (1) \times (0.702) \times (160 \text{ MPa})$$

$$S_e = 128.13 \times d^{-0.107}$$

Determinado “ $S_e$ ” para cada punto establecido.

Punto A

$$d_A = 28 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad S_e = 89.7 \text{ MPa}$$

Punto B

$$d_B = 30 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad S_e = 89.04 \text{ MPa}$$

Punto C

$$d_C = 30 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad S_e = 89.04 \text{ MPa}$$

Punto D

$$d_D = 22 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad S_e = 92.05 \text{ MPa}$$

Calculan el factor de seguridad para cada punto establecido con la ecuación anteriormente escrito.

$$n = \frac{\pi \times d^3}{16 \left( \frac{2 \times K_f \times M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \times K_{fs} \times T_m}{S_{ut}} \right)}$$

Donde  $S_{ut}$  y  $T_m$ , se mantiene constante para cualquier punto.

$$S_{ut} = 320 \text{ MPa} \quad T_m = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Punto A

$$d_A = 0.028 \text{ m} \quad M_a = 117.66 \text{ N} \cdot \text{m} \quad K_f = 1.49 \quad K_{fs} = 1.184 \quad S_e = 89.7 \text{ MPa}$$

El factor seguridad  $n_A$  es:

$$n_A = 1.03$$

Punto B

$$d_B = 0.030 \text{ m} \quad M_a = 181.22 \text{ N} \cdot \text{m} \quad K_f = 1.375 \quad K_{fs} = 1.096 \quad S_e \\ = 89.04 \text{ MPa}$$

El factor seguridad  $n_B$  es:

$$n_B = 0.91$$

Punto C

$$d_C = 0.030 \text{ m} \quad M_a = 20.62 \text{ N} \cdot \text{m} \quad K_f = 1.375 \quad K_{fs} = 1.096 \quad S_e \\ = 89.04 \text{ MPa}$$

El factor seguridad  $n_C$  es:

$$n_C = 6.01$$

Punto D

$$d_D = 0.022 \text{ m} \quad M_a = 3.11 \text{ N} \cdot \text{m} \quad K_f = 1.262 \quad K_{fs} = 1.192 \quad S_e = 92.05 \text{ MPa}$$

El factor seguridad  $n_D$  es:

$$n_D = 5.96$$

Como se puede observar los factores de seguridad, en los puntos críticos A y B, verifica nuestro estudio ya que el eje falla debido a la mala selección de sus diámetros respectivos.

### 3.3. Determinación del diámetro requerido para que el eje de la bomba no falle:

Para el cálculo de los nuevos diámetros a determinar, se aplica también el criterio ED-Goodman.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi \times d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right. \\ \left. + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

Donde en su forma modificada para propósitos de diseño se obtiene la ecuación para el diámetro.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times n}{\pi} \left( \frac{2 \times K_f \times M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \times K_{fs} \times T_m}{S_{ut}} \right)}$$

Para empezar, se establece un factor de seguridad mínimo para cada punto establecido, donde será de:  $n = 1.5$

Se supondrá varios términos para que el desarrollo de la ecuación sea rápido y conservador, para luego verificar cada termino a considerar cuando se conozca el valor de los diámetros:

- Donde la sensibilidad de la muesca se supondrá que:

$$\begin{cases} q = 1 \\ q_c = 1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} K_f = K_t \\ K_{fs} = K_{ts} \end{cases}$$

Para un desarrollo rápido, se considera que:

$$K_f = K_t = 1.6 \quad K_{fs} = K_{ts} = 1.2$$

- El límite de resistencia a la fatiga rotatorio " $S'_e$ ", se mantiene igual:

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} = 0.5 \times 320 = 160 \text{ MPa}$$

- Para los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, se mantienen igual al anterior excepto el factor de tamaño " $K_b$ ", que se supondrá para el diámetro crítico ( $d=30$  mm), para luego con el diámetro obtenido volverse a calcular:

$$K_b = 0.86 \text{ (Punto critico: } d = 30 \text{ mm)}$$

Obteniendo un límite de resistencia a la fatiga para el punto crítico de:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times S'_e$$

$$S_e = (0.92) \times (0.86) \times (1) \times (1) \times (0.702) \times (160 \text{ MPa})$$

$$S_e = 88.87 \text{ MPa}$$

Calculo del diámetro en el punto crítico.

Con lo anteriormente establecido, para los puntos crítico (punto A y B) se tiene lo siguiente.

El diámetro en el punto A:

$$n = 1.5 \quad M_a = 117.66 \text{ N} \cdot \text{m} \quad T_m = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m} \quad K_f = 1.6 \quad K_{f_s} = 1.2$$

$$S_e = 88.87 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 320 \text{ MPa}$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{16 \times n}{\pi} \left( \frac{2 \times K_f \times M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \times K_{f_s} \times T_m}{S_{ut}} \right)}$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1.5}{\pi} \left( \frac{2 \times 1.6 \times 117.66}{88.87 \times 10^6} + \frac{\sqrt{3} \times 1.2 \times 41.18}{320 \times 10^6} \right)}$$

$$d_A = 0.032 \text{ m} = 32 \text{ mm}$$

El diámetro en el punto B:

$$n = 1.5 \quad M_a = 181.22 \text{ N} \cdot \text{m} \quad T_m = 41.18 \text{ N} \cdot \text{m} \quad K_f = 1.6 \quad K_{f_s} = 1.2$$

$$S_e = 88.87 \text{ MPa} \quad S_{ut} = 320 \text{ MPa}$$

El diámetro en el punto B:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \times n}{\pi} \left( \frac{2 \times K_f \times M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3} \times K_{f_s} \times T_m}{S_{ut}} \right)}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \times 1.5}{\pi} \left( \frac{2 \times 1.6 \times 181.22}{88.87 \times 10^6} + \frac{\sqrt{3} \times 1.2 \times 41.18}{320 \times 10^6} \right)}$$

$$d_B = 0.037 \text{ m} = 37 \text{ mm}$$

Los diámetros faltantes del eje, se evaluará por una relación típica para un soporte de un hombro. Para el diámetro del tramo central del eje donde su tamaño actual es 31.75 mm, se busca que la relación de este diámetro con el diámetro encontrado en el punto crítico ( $d_B$ ), sea lo más parecido al anterior, lo cual se tiene:

Por lo que el diámetro del tramo central del eje cambiara, para que se cumpla la condición anterior con los nuevos diámetros encontrados.

$$\frac{D}{d_B} = \frac{D}{37 \text{ mm}} = 1.06$$

$$D = 39 \text{ mm}$$

De igual forma para los diámetros en el punto C y D, como esto presenta factores de seguridad altos ( $n \cong 6$ ), se evaluará también por la relación de soporte de hombro como anteriormente.

Para el diámetro en el punto C:

$$\frac{D}{d_C} = \frac{39}{d_C} = 1.06$$

$$d_C = 36 \text{ mm}$$

Para el diámetro en el punto D:

$$\frac{D}{d_D} = \frac{38 \text{ mm}}{d_D} = 1.36$$

$$d_D = 26 \text{ mm}$$

Por lo cual los diámetros con los valores requeridos con un factor de seguridad mínimo de 1.5, para que la bomba no falle son los siguientes:

$$d_1 = 32 \text{ mm}$$

$$d_2 = 37 \text{ mm}$$

$$d_3 = 39 \text{ mm}$$

$$d_4 = 36 \text{ mm}$$

$$d_5 = 26 \text{ mm}$$

### 3.4. Selección de los rodamientos del eje de la bomba:

Para los puntos donde los diámetros son  $d_2 = 37 \text{ mm}$  y  $d_4 = 36 \text{ mm}$ , se procede a seleccionar los rodamientos, con las siguientes formula:

Selección del tamaño del rodamiento utilizando la fórmula de la vida.

- Carga equivalente:

Debido a que no existe carga axial, la fuerza radial seria la carga equivalente del rodamiento.

$$P = F_r$$

- Vida estimada para el rodamiento:

De la guía de valores SKF, la vida nominal  $L_{10h}$ , seria:

$$L_{10h} = 17000 \text{ hrs.}$$

Según la ecuación, de la vida de un rodamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times \left(\frac{c}{p}\right)^p$$

Tenemos:

- Velocidad del eje:  $n = 1730 \text{ rpm}$
- Se seleccionara un rodamiento rígido de bolas de una hilera, donde:  $p = 3$
- De la ecuación de la vida del rodamiento despejamos la carga de dinámica:

$$60 \times n \times L_{10h} = 10^6 \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$\sqrt[p]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{10^6}} = \frac{C}{P}$$

$$C = P \times \sqrt[p]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{10^6}}$$

Se procede a calcular la carga dinámica (C) para el eje en el tramo  $d_2$  y  $d_4$ .

Para  $d_2$ :

$$P = F_r = R_1 = 3\,085.6 \text{ N}$$

Calculando "C<sub>2</sub>" para "d<sub>2</sub>":

$$C_2 = P \times \sqrt[p]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{10^6}}$$

$$C_2 = 3\,085.6 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 1730 \times 17000}{10^6}}$$

$$C_2 = 37\,286.8 \text{ N}$$

Para  $d_4$ :

$$P = F_r = R_2 = 403.47 \text{ N}$$

Calculando "C<sub>4</sub>" para "d<sub>4</sub>":

$$C_4 = P \times \sqrt[p]{\frac{60 \times n \times L_{10h}}{10^6}}$$

$$C_4 = 403.47 \times \sqrt[3]{\frac{60 \times 1730 \times 17000}{10^6}}$$

$$C_4 = 4\,875.6 \text{ N}$$

Selección de rodamientos para  $d_2$  y  $d_4$ ,

De las tablas SKF, para rodamientos rígidos de bolas de una hilera, y para los diámetros del eje de  $d_2 = 37 \text{ mm}$  y  $d_4 = 36 \text{ mm}$ , con cargas dinámicas de  $C_2 = 37.3 \text{ KN}$  y  $C_4 = 4875.6 \text{ N}$ , seleccionamos rodamientos con la designación 61908 y 6308 respectivamente (Ver anexo A.15).

### **3.5. Selección de acoplamientos rígidos (bridas):**

Para el nuevo diámetro calculado anteriormente ( $d=32 \text{ mm}$ ), se selecciona una brida según lo establecido.

Donde por medio del catálogo Ringspann (Ver Anexo A.16).

Para un diámetro de eje ( $d=32 \text{ mm}$ ).

Se tiene un par de torsión de  $520 \text{ N.m}$ , la cual resiste al par producido por el motor trifásico ( $T=41.18 \text{ N.m}$ ).

La brida presenta un diámetro de  $D=75 \text{ mm}$  y una longitud de  $83 \text{ mm}$ .

### 3.6. Presupuesto:

Recursos y presupuesto del nuevo eje y accesorios.



**INTRACENTER E.I.R.L**

*Inversiones Trade Center E.I.R.L.*

**COMERCIALIZACIÓN Y SERVICIOS**

RUC 20541763172

MZA. G1 LOTE. 15A - COISHCO - SANTA - ANCASH  
NEXTEL 710\*3305 RPM \*954629 CEL. 943 059058

### COTIZACION 023-2013

SRS. : SIMET SRL.  
ATENCIÓN : WILLIAM ABANTO V.  
FECHA : 10 de marzo del 2013  
ASUNTO : Cotización de materiales.

De mi especial consideración , reciba mi cordial saludo,  
a la vez para manifestarle lo Sgte.:

ítem	Cant.	Descripción	P. Unitario	P. Total
1	5	codo de 4"	15.00	75.00
2	1	válvula de compuerta de 4"	120.00	120.00
3	18 M	tubería de 4" SCH 40	57.00	1026.00
4	1.5 M	eje Ø de 1 1/4" metro	45.00	67.50
SON: MIL DOSCIENTOS CINCUENTA Y OCHO 50/100 NUEVOS SOLES			sub total	1056.57
			IGV 18%	231.93
			TOTAL S/.	1288.50

### Condición de Venta:

\* **FORMA DE PAGO** : **CONTADO**  
\* **TIEMPO DE ENTREGA:** **INMEDIATA.**

\* LUGAR DE ENTREGA : **EN CHIMBOTE**

\*CTA. CORRIENTE BCP EN NUEVOS SOLES. **310-2054900-0-77**

SIN OTRO EN PARTICULAR Y ESPERANDO VERNOS FAVORECIDOS  
CON SUS GRATAS ORDENES NOS  
SUSCRIBIMOS DE USTEDES.

#### **IV. CONCLUSIONES:**

- A partir de las condiciones actuales del eje de la bomba tipo VN, se pudo calcular el factor seguridad en los puntos críticos, verificando que esta falló, por lo que se planteó a rediseñar el eje con las condiciones anteriores y partiendo de un factor de seguridad mínimo se calcularon las nuevas dimensiones del eje de la bomba.
- Mediante el sistema de bombeo para la recuperación de sólidos en el proceso de fabricación de harina de pescado, podemos observar que esta tiene un caudal de  $96 \text{ m}^3/\text{h}$  y una altura energética de  $H_B=19.21 \text{ m}$ .
- Con los elementos acoplado al eje de la bomba, se calculó las fuerzas que generan estas (Bridas, cuñas, rodamientos, y el impulsor), además se determinó el torque que genera el motor eléctrico al eje de la bomba,  $T=41.18 \text{ N.m}$ .
- A través del análisis hidráulico, la bomba consume el 70% de la potencia entregada por el motor (7.46 KW), estos datos nos llevan a concluir que la potencia actual del motor es mucho mayor a la necesidad.
- El factor de seguridad para el estudio por fatiga en los puntos críticos del eje en condiciones actuales, solo dos están bajo el límite de resistencia de fluencia, ( $n_A = 1.03$ ,  $n_B = 0.91$ ), Donde el factor de seguridad mínimo establecido para estos puntos críticos fue de ( $n = 1.5$ ).
- Los nuevos parámetros del eje para un factor de seguridad mínimo de 1.5 con las mismas condiciones de cargas son:  $d_1 = 32 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 37 \text{ mm}$ ,  $d_3 = 39 \text{ mm}$ ,  $d_4 = 36 \text{ mm}$  y  $d_5 = 26 \text{ mm}$

- Los nuevos elementos de apoyo y acoples fueron seleccionados por listas de equipos y accesorio para el sistema de bombeo en el mercado actual, las cuales son los siguientes:

Acoplamientos Rígidos (RINGSPANN), diámetro 32 mm.

Rodamientos rígidos de bolas de una hilera (SKF), designación 61908 y 6308.

Impulsor (Rodete de 4 palas).

## **V. DISCUSIONES:**

- A comparación de otros trabajos de investigación que están enfocados en el análisis de las cargas sobre el eje de una bomba o un agitador de eje vertical, se aprecia que el cálculo del factor de seguridad mínimo para el estudio por fatiga varía entre 1.5 y 1.8, esto se da porque se trata de ser lo más conservador posible para este tipo de trabajos.
- Por medio del método de análisis por software, no podríamos tener una certeza con los factores de seguridad determinados por fatiga a partir del método analítico, ya que faltarían datos y consideraciones que no son proporcionados o encontrados para su respectiva simulación.
- También para estos estudios son sometidos a fatiga por ciclos picos antes de ser adquirido para su respectivo funcionamiento, donde da a conocer las posibles fallas y por consecuencia hacer algún cambio en su diseño o selección del eje.
- Como la bomba tiene un rendimiento del 70%, con una potencia de 7.46 KW en condiciones actuales, para los nuevos diámetros determinados no afectarán los cambios en el rendimiento o en la potencia, esto se debe a que no intervienen estos factores al momento del cálculo.

## VI. RECOMENDACIONES:

- Para futuros estudios del eje de este tipo de bombas, se recomienda comparar diversos métodos a la hora de diseñar o rediseñar, como por ejemplo utilizar el diseño asistido por computadora (SolidWorks, Inventor, ANSYS, etc.). Esto es para poder validar con lo que ya se tiene establecido en la realidad y darnos una idea clara cuales son los puntos críticos a la hora de fallar.
- Con relación a los factores de seguridad mínimo para que no falle el eje por fatiga, se podría escoger un valor diferente a lo establecido ( $n=1.5$ ) por un factor de seguridad menor o mayor, para así comparar estudios enfocados a estos diversos equipos y tener una amplia información acerca de estas.
- Para el funcionamiento de la bomba se podría escoger otro motor que abastezca a esta, debido a que solo se consume un 70 % de la potencia entregada del motor actual (7.46 KW), podemos decir que solo se necesita una potencia de 5 KW, solo bastaría de seleccionar de alguna lista de proveedores de este tipo de equipo que se acoplen justo para este tipo de bombas vertical.
- Se recomendaría considerar las propiedades reales del fluido (aguas residuales) que circula por la bomba, debido a que los valores de las propiedades del flujo que se evaluaron son respecto al agua, esto pueda aclarar si es que influye en algo sobre los elementos del equipo de bombeo al momento de fallar.

## VII. REFERENCIAS:

- [1] LOZANO SALAS, Austin Armando (2015) "Análisis de la fluctuación de las cargas sobre el conjunto eje-impulsor de un agitador de eje vertical mediante simulación numérica". Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [2] GARCÍA LOZA, Pierre Francisco, (2009) "Análisis de fatiga en piezas mecánicas usando el método de elementos finitos" Universidad de Piura. Escuela de ingeniería mecánica.
- [3] SILVA PACHECO, Daniel de Jesús (2001). "Diseño y construcción de un rotor de bomba centrífuga en el centro mecanizado" Universidad central de Venezuela para optar por el título de ingeniero mecánico.
- [4] ALVA R. (2009). Calidad de recepción de materia prima y aumento de eficiencia en recuperación de aceite a partir del agua de bombeo en una planta pesquera.
- [5] Frank M. White, (2000). "Fluid Mechanics". Cuarta edición, USA: McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering.
- [6] CLAUDIO MATAIX y PLANA, (1986) "Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas". Segunda edición, Madrid. Ediciones del Castillo S.A.
- [7] CASTILLO BARRERA J. (1998) "Normalización en el diseño y construcción de bombas centrífugas", Universidad autónoma de nueva león.
- [8] Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett (2008) "Diseño en ingeniería mecánica de shigley" Octava edición, México. McGraw-Hill Editores S.A.
- [11] Empresa pesquera HAYDUK CORPORACIÓN. Chimbote-Perú 2015.  
<<http://www.hayduk.com.pe/la-empresa/cultura-organizacional/>>

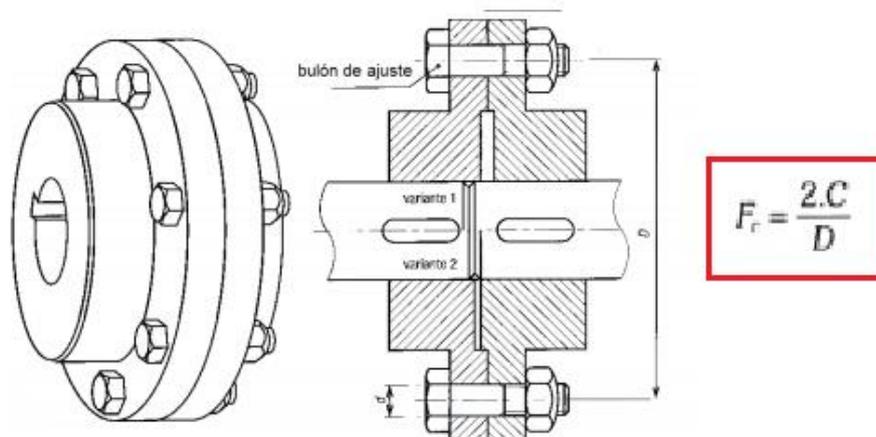
## ANEXOS

### A.0 Motor eléctrico trifásico (HIDROSTAL)



### A.1 Acoplamiento rígido (brida)

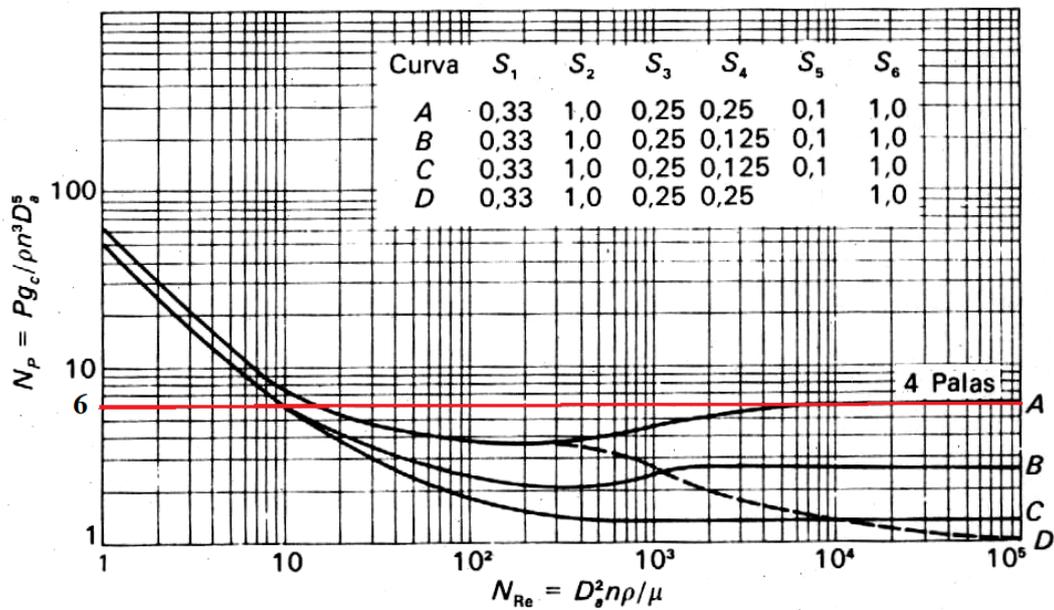
#### BRIDAS



A.2 Dimensiones en pulgadas de algunas aplicaciones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar.

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

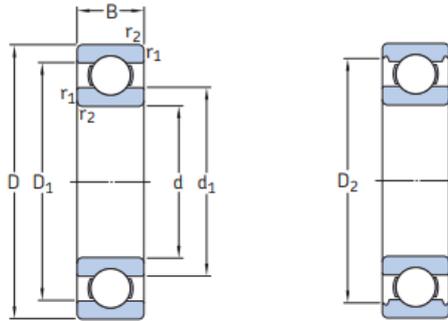
A.3 Grafica para determinar el Número de Potencia (Np)



Número de potencia (Np) vs Número de Reynolds (Re)

## A.4 Lista de Rodamientos rígidos de una hilera de bolas (SKF)

### 1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25 – 35 mm

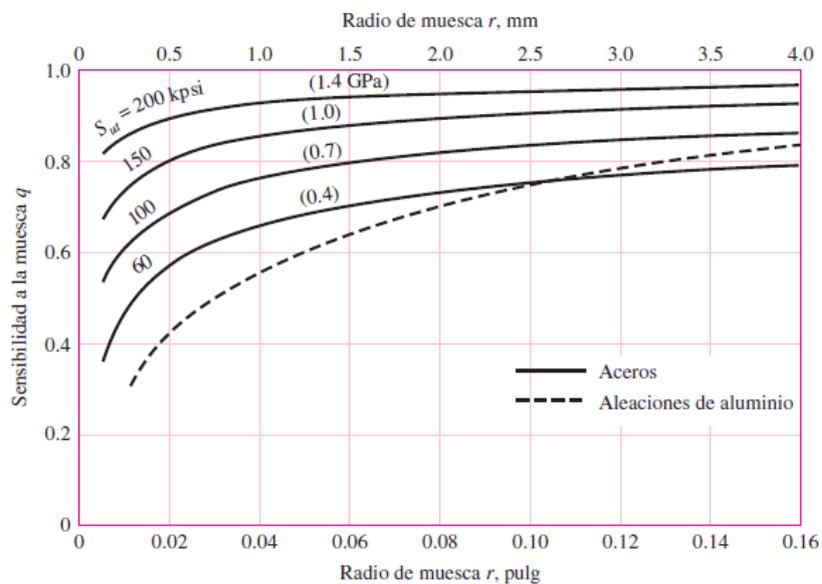


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
25	37	7	4,1	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,06	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,078	* 6005
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,025	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,049	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,089	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	15 000	0,2	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,18	6206 ETN9
35	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,735	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1	18 000	11 000	0,75	6406
	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407	

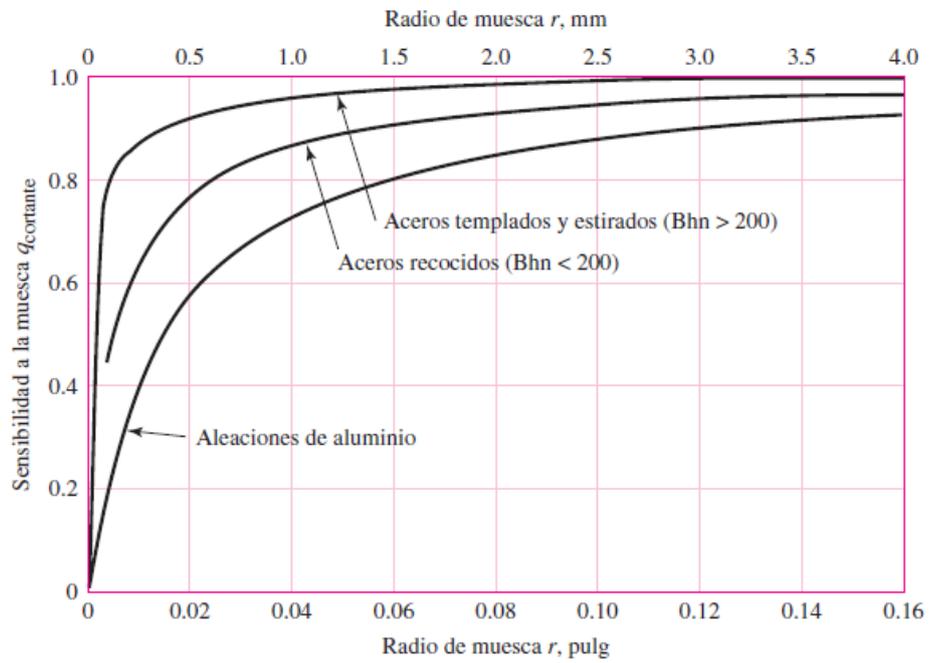
## A.5 Propiedades de los materiales.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

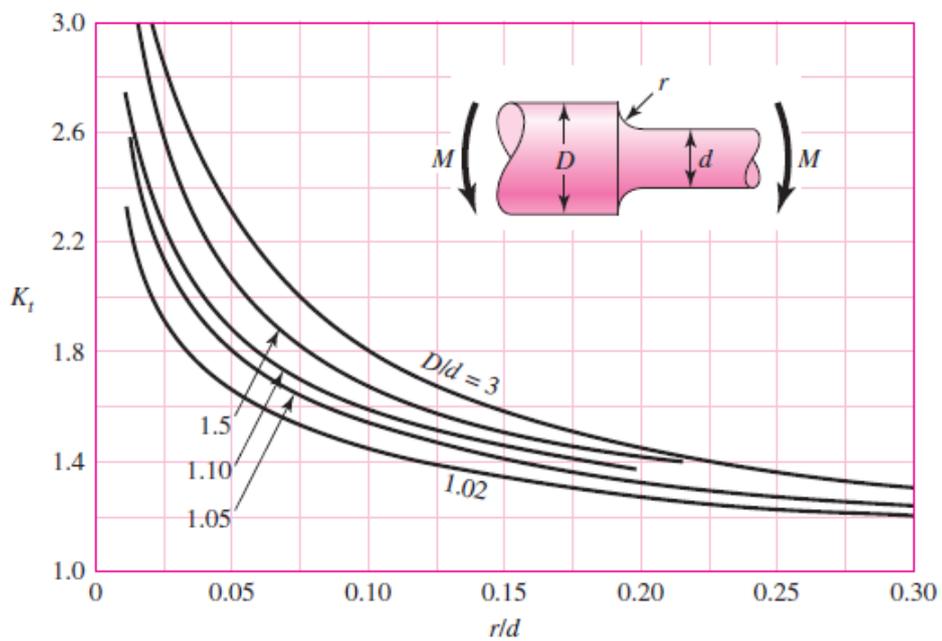
## A.6 Sensibilidad a la muesca sometida a la flexión.



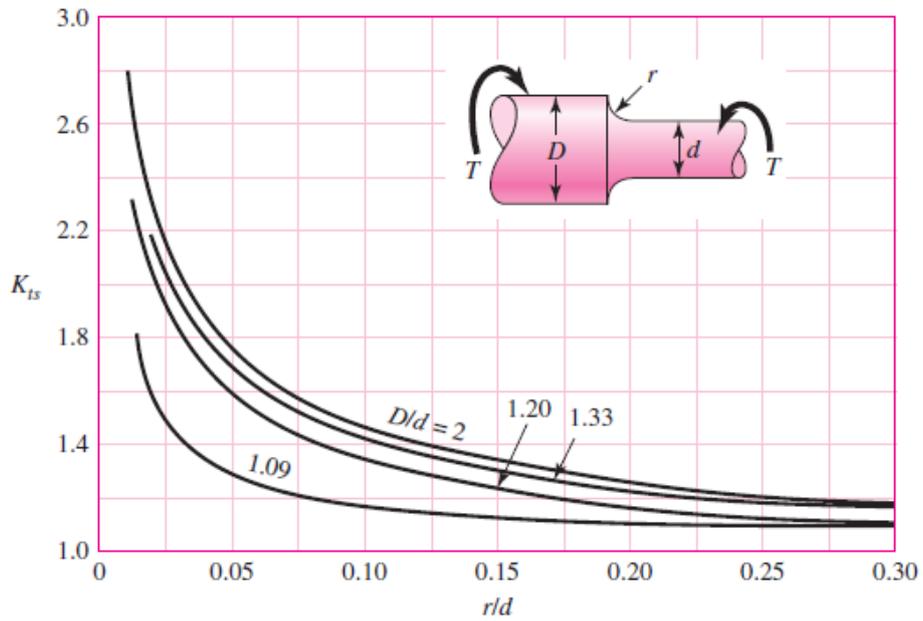
### A.7 Sensibilidad a la muesca sometida a la torsión.



### A.8 Factor de concentración debido a la flexión



A.9 Factor de concentración debido a la torsión.



A.10 Factor de Superficie.

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

A.11 Factor de Tamaño.

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

A.12 Factor de Carga.

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

A.13 Factor de Temperatura.

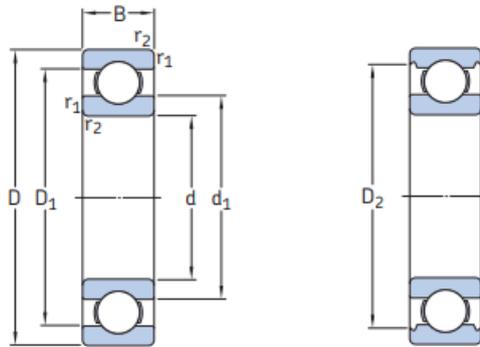
Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

A.14 Factor de Confiabilidad.

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_a$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

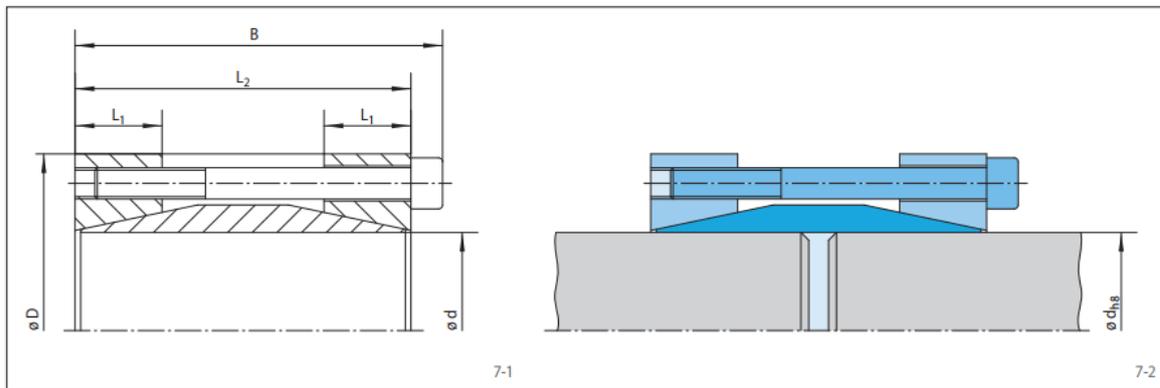
## A.15 Lista de Rodamientos rígidos de una hilera de bolas (SKF)

### 1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
40	52	7	4,0	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808	
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908	
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	16008	
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	6008	
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	6208	
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9	
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	6308	
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	
	45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
		68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
75		10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	16009	
75		16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	6009	
85		19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	6209	
100		25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	6309	
120		29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409	

## A.16 Lista de Acoplamiento Rígidos (RINGSPANN)



Tamaño d mm	Par o fuerza axial máx. transmisible		Tornillos de apriete				D mm	B mm	L <sub>1</sub> mm	L <sub>2</sub> mm	Peso kg
	M Nm	F kN	Par de apriete M <sub>5</sub> Nm	Número	Tamaño	Longitud					
14	130	18	16	4	M6	45	45	56	15	50	0,38
15	140	18	16	4	M6	45	45	56	15	50	0,35
16	150	18	16	4	M6	45	45	56	15	50	0,37
17	160	18	16	4	M6	45	45	56	15	50	0,40
18	160	17	16	4	M6	45	50	56	15	50	0,45
19	170	17	16	4	M6	45	50	56	15	50	0,44
20	180	18	16	4	M6	45	50	56	15	50	0,44
22	310	28	16	6	M6	55	55	66	18	60	0,50
24	330	27	16	6	M6	55	55	66	18	60	0,63
25	350	28	16	6	M6	55	55	66	18	60	0,61
28	340	24	16	6	M6	55	60	66	18	60	0,75
30	370	24	16	6	M6	55	60	66	18	60	0,71
32	520	32	37	4	M8	70	75	83	20	75	0,14
35	570	32	37	4	M8	70	75	83	20	75	1,33
38	620	32	37	4	M8	70	75	83	20	75	1,20
40	650	32	37	4	M8	70	75	83	20	75	1,19
42	990	47	37	6	M8	80	85	93	22	85	1,80
45	1050	46	37	6	M8	80	85	93	22	85	1,72
50	1200	48	37	6	M8	80	90	93	22	85	1,80
55	1700	61	37	8	M8	80	95	93	22	85	2,00
60	1950	65	37	8	M8	80	100	93	22	85	2,17
65	2150	66	37	8	M8	80	105	93	22	85	2,60
70	2800	80	73	6	M10	80	115	110	35	100	4,10
75	2900	77	73	6	M10	80	120	110	35	100	4,30
80	4200	100	73	8	M10	80	125	110	35	100	4,48
90	4700	100	73	8	M10	80	135	110	35	100	5,20
100	7600	150	126	8	M12	100	155	132	40	120	6,00

A.17 fotos tomadas en el campo.

Ducto de salida.



Rodete de la Bomba.



Ducto de succión.



Ductos y motor.

