



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

“Análisis vibracional en electrobomba centrífuga de 100 kw para aumentar la durabilidad de rodamientos y dimensionar los Amortiguadores en Hayduk Malabrigo”

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTORES:

Jara Saldaña, Jeiner Adan (ORCID: 0000-0003-2021-0315)

Morales Asencio, Jorge Ernesto (ORCID: 0000-0003-4842-7436)

ASESOR:

Mag. Raúl Paredes Rosario (ORCID: 0000-0002-3032-3527)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Sistemas y Planes de Mantenimiento

Trujillo – Perú
2019

Dedicatoria

El presente trabajo está dedicado a Dios y a mi familia por haber sido mi apoyo a lo largo de toda mi carrera universitaria y a lo largo de mi vida. A todas las personas especiales que me acompañaron en esta etapa, aportando a mi formación tanto profesional y como ser humano.

A mi esposa Aileen Joanna Guevara Zavaleta,
Y para mis hijos, quienes son mi principal motivación para seguir con el objetivo de alcanzar mis metas.

Jara Saldaña Jeiner Adan

Dedico esta tesis a Dios por guiar mi camino, por las fuerzas que me dio pese a las adversidades presentadas en este largo camino, gracias Señor por darme salud para cumplir con mis objetivos como fue terminar mi carrera.

A mis padres Jorge y Juana por haberme forjado como la persona que soy con valores y principios, a mis hermanos por su apoyo constante.

A mi hijo Coquito por ser el motivo por el cual continúo superándome cada día más y más.

Jorge Ernesto Morales Asencio


Agradecimiento

Agradezco a Dios por guiarme en mi camino y por permitirme concluir con mi objetivo, en estas líneas quiero agradecer a todas las personas que hicieron posible esta investigación y que de alguna manera estuvieron conmigo en los momentos difíciles, alegres, y tristes.

A mis padres por ser los principales promotores de este logro académico, gracias a ellos por confiar, creer en mí y en mis expectativas.

A mis hermanos Eduardo, Juan Carlos y en especial a mi hermana Patricia por su apoyo constante.

Un agradecimiento especial a los docentes de mi universidad César Vallejo que apoyaron y exigieron al máximo a lo largo de mi carrera, a los ingenieros Raúl Paredes y María Armas Alvarado por su acertada dirección en este trabajo y su apoyo para guiar mis ideas en el desarrollo de esta tesis.

 UCV UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO	ACTA DE APROBACIÓN DE LA TESIS	Código : F07-PP-PR-02.02 Versión : 10 Fecha : 10-06-2019 Página : 1 de 1
--	---------------------------------------	---

El Jurado encargado de evaluar la tesis presentada por don
(a) Jara Baldaña Jainer Adan y Moisés Asmeo Jorge e Ernesto
cuyo título es: "Análisis Vibracional en electrobomba
Controlada de 100kw para aumentar la durabilidad
de rodamiento y dimensionar amortiguadores en
Hardox Habrago"

Reunido en la fecha, escuchó la sustentación y la resolución de preguntas por
el estudiante, otorgándole el calificativo de: 14 (número)
Catorce (letras).

Trujillo (o Filial) 20 de Julio del 2019


.....
PRESIDENTE
Ing. María Almas Alvarado


.....
SECRETARIO
Ing. Víctor Hugo Peláez Chávez


.....
VOCAL
Ing. Martín Siquentes Inostroza

			
Revisó	Vicerectorado de Investigación/ DEVAE	/ Responsable del PGC	Aprobó

NOTA: Cualquier documento impreso diferente del original, y cualquier archivo electrónico que se encuentren fuera del Campus Virtual Trilce serán consideradas como COPIA NO CONTROLADA.

Declaratoria de Autenticidad

Nosotros, Jara Saldaña, Jeiner Adán; con DNI 42498317, y Morales Asencio, Jorge Ernesto con DNI 19082860; a efectos de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Cesar Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaramos bajo juramento que toda la documentación que acompañamos es veraz y autentica.

Así mismo declaramos también bajo juramento que todos los datos e información que se presentan en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumimos la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto en los documentos como de información aportada por lo cual nos sometemos a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad Cesar Vallejo.

Trujillo, Julio 2019



Jara Saldaña Jeiner Adán
DNI.42498317



Morales Asencio, Jorge Ernesto
DNI.19082860

Índice

Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento	iii
Página del Jurado.....	iv
Declaratoria de Autenticidad	v
Índice	vi
Índice de Tablas.....	viii
Índice de Figuras	ix
RESUMEN	xi
ABSTRACT	xii
I. INTRODUCCIÓN	13
1.1 Realidad Problemática.....	14
1.2 Trabajos previos	16
1.3 Teorías relacionadas al tema	22
1.4 Formulación del problema.....	55
1.5 Justificación del estudio	55
1.6 Hipótesis.....	56
1.7 Objetivos.	56
II. MÉTODO	57
2.1. Tipo y diseño de investigación	58
2.2. Operacionalización de variables.....	58
2.3. Población y muestra	60
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad	60
2.5. Procedimiento.....	61
2.6. Métodos de análisis de datos	62
III. RESULTADOS	63
3.1 Determinación de la durabilidad de los rodamientos en electrobombas, en horas; sin vibración	64
3.2 Medición de vibraciones mecánicas en rodamientos y definición de sus causas.....	74
3.3 Determinación de la reducción de la vida útil de los rodamientos en electrobombas, con vibraciones mecánicas.....	77

3.4 Establecer medidas para controlar vibraciones en electrobomba.....	80
3.5 Determinar conveniencia de cambio del tipo de rodamiento, en función de durabilidad proyectada	84
3.6 Dimensionar y seleccionar amortiguadores para electrobomba.....	86
3.7 Análisis económico: presupuesto de la inversión, beneficios, costos.	90
3.8 Análisis financiero: Valor actual neto, Tas interna de retorno, interés y período de retorno de la inversión.	92
IV. DISCUSIÓN	95
V. CONCLUSIONES	99
VI. RECOMENDACIONES	104
VIII. REFERENCIAS	106
ANEXOS	110
Anexo 1: Modelo espectral de vibraciones, en velocidad	111
Anexo 2: Vibraciones en equipo rotacional	111
Anexo 3: Tipos de vibraciones y lugares de medición en electrobomba	112
Anexo 4: Análisis de severidad de vibraciones	112
Anexo 5: análisis espectral de vibraciones.....	113
Anexo 6: Tipos de vibraciones y niveles aceptables en electrobombas.....	113
Anexo 7: Formato para registro de vibraciones	114
Anexo 8: Viscosidad ISO para aceites lubricantes y campos de viscosidad a 40°C.....	115
Anexo nro. 9: Velocidad máx. Admisible vs. Velocidad real en rodamiento lado anterior Bomba 100 kw Hayduk	115
Anexo nro. 10: Velocidad máx. Admisible vs. Velocidad real en rodamiento lado posterior Bomba 100 kw Hayduk.....	116
Anexo nro. 11: Fotos en Hayduk con electrobomba de análisis vibracional	116
Anexo 12: Analizador de vibraciones mecánicas.....	125
Anexo 13: Grados de aceites lubricantes	128
Anexo 14. Acta de Aprobación de Originalidad de Tesis	135
Anexo 15. Software Turnitin.....	136
Anexo 16. Reporte turniti	137
Anexo 17. Autorización de Publicación de Tesis en Repositorio Institucional UCV.....	138

Índice de Tablas

Tabla nro. 1.	Vibraciones en rodamientos de electrobomba 100 kw, de agua de cola Pesquera Hayduk.	15
Tabla nro. 2-	Temperatura de operación de rodamientos y su efecto en la reducción de la carga base.	29
Tabla nro. 3-	Valores de vida nominal L10h para varias clases de equipos.....	31
Tabla nro. 4-	Fiabilidad del rodamiento en función del factor a_1	33
Tabla nro. 5.	Factor de ajuste η_c para ciertos grados de contaminación.....	34
Tabla nro. 6-	Valores del factor de seguridad estático	39
Tabla nro. 7.	Clases y rangos de vibración de acuerdo a su severidad y tamaño (clase I) pequeñas (clase II) medianas, (clase III) maquinas grandes, (clase IV) turbo maquinas.	50
Tabla nro. 8.	Rango de frecuencias en lo que se producen los fallos de las maquinas. 52	
Tabla nro. 9.	Clases de soporte de rodamientos y valores admisibles de desplazamiento y velocidad de vibración.	53
Tabla nro. 10.	Soportes de rodamientos y valores de desplazamiento y velocidad de vibración para el caso de potencias mayores de 15 KW.....	54
Tabla nro. 11.	Datos en mm/.S. RMS	54
Tabla nro. 12.	Muestra la operacionalización de variables, definición conceptual, indicadores, escala de medición.....	59
Tabla nro. 13.	Muestra la técnica instrumentos y el objeto analizarse y el objetivo del estudio	60
Tabla nro. 14	Valores de coeficiente e para hallar valores de factores de corrección de fuerza radial X y axial, Y, que permiten determinar la fuerza equivalente en cada rodamiento.	71
Tabla nro. 15.	Valores de velocidad de vibración en cojinetes radiales, de rodamientos lado A y B de electrobomba 100 kw, Hayduk.	75
Tabla nro. 16.	Estimación de duración nominal de rodamientos rígidos de bolas para electrobomba 100 kw	85
Tabla nro. 17.	Duración proyectada de rodamientos rígidos de bolas, en régimen vibracional medio para bomba 100 kw, Hayduk.	86
Tabla nro. 18	De inversión y financiamiento bancario	92
Tabla nro. 19	Plan de pagos mensuales del préstamo bancario	93

Índice de Figuras

Figura nro. 2.Izquierda resorte vibrador	40
Figura nro. 1. Derecha Vibración mecánica simple.	40
Figura nro. 3.Izquierda parámetros de oscilación.....	40
Figura nro. 4.Parámetros de una onda vibratoria.....	41
Figura nro. 5.Desfase entre ondas vibratorias mecánicas.....	41
Figura nro. 6.Tipos de vibración en máquinas rotativas: simple y compuesta.....	42
Figura nro. 7.Gráfico de vibración aleatoria en elementos rodantes	43
Figura nro. 8.Vibración con amortiguamiento esta figura representa el golpe intermitente que se pierde en el medio.	43
Figura nro. 9.Vibración compleja y su espectro.....	43
Figura nro. 10.Señales de vibración mecánica y su espectro en el dominio del tiempo.	44
Figura nro. 11, izquierda.Indica que la velocidad del motor es igual a la frecuencia natural de su soporte, esto hace que suba considerablemente la vibración de la máquina.	44
Figura nro. 12.este esquema muestra la información como se desarrollaría la información de la máquina para después sea analizada.	45
Figura nro. 13.Proceso de medición de vibraciones y su transformación en información.....	45
Figura nro. 14.Medición de vibraciones en cojinete de rodamiento	46
Figura nro. 15.Modos balanceo estático y amplitud de vibración por desbalanceo	46
Figura nro. 16.Vibración por desalineación entre ejes y su gráfico	46
Figura nro. 17.Vibración por desalineación paralela entre ejes y su gráfico.....	46
Figura nro. 18.Vibración por holgura entre cojinete y eje, con su onda	47
Figura nro. 19.Vibración por holgura entre eje y guía, con su espectro.....	47
Figura nro. 20.Vibración por soldadura estructural y su amplitud con frecuencia	47
Figura nro. 21 Vibración por excentricidad del rotor, con su amplitud y frecuencia.....	48
Figura nro. 22.Frecuencia natural en resonancia y su amplitud y frecuencia	48
Figura nro. 23.Vibración por flujo de líquidos, con su amplitud y frecuencia.....	48
Figura nro. 24.Vibración por cavitación en bombas, con su amplitud y frecuencia	49
Figura nro. 25Falla en la pista externa del rodamiento.	49
Figura nro. 26.Pista interna del rodamiento y su diagrama de frecuencia amplitud de la vibración	50
Figura nro. 27.Falla en elementos rodante del rodamiento	50

Figura nro. 28.Falla por deterioro de jaula del rodamiento	50
Figura nro. 29.ecuaciones para hallar la frecuencia de fallos en rodamientos	53
Figura nro. 30.Flujograma de procedimientos para determinar aumento de duración de rodamientos en electrobomba 100 kw Hayduk.	61
Figura nro. 31.Se observa la disposición de rodamientos en eje de bomba GP Hayduk65	
Figura nro. 32.Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos de contacto angular, individuales o apareados. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016)	66
Figura nro. 33.Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos de contacto angular, apareados. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016).....	67
Figura nro. 34.Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos rígidos de bolas para el lado B de eje de bomba. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016) pag.30	68
Figura nro. 35.Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos rígidos de bolas. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016)	69
Figura nro. 36.a: Radios de rotor de bomba centrífuga para cálculo de fuerza axial	70
Figura nro. 37 b: esquema para cálculo de rodamientos rígido de bolas.....	72
Figura nro. 38.esquema de cálculo para rodamiento doble espalda con espalda, de bolas, con contacto angular.....	73
Figura nro. 39.Esquema de puntos de medición de vibraciones mecánicas en electrobomba.	74
Figura nro. 40.analizador de vibraciones mecánicas, con interfaz para PC	76
Figura nro. 41.Analizador de vibraciones mecánica	80
Figura nro. 42.lado izquierdo balanceador dinámico portátil y de bancada microprocesador BMX 900	81
Figura nro. 43.Lado derecho bancada para equilibrado dinámico portátil	81
Figura nro. 44.Controlador del estado del aceite TMEH 1	82
Figura nro. 45.Alineador de ejes con rayos laser	83
Figura nro. 46.Alineamiento de ejes motor y bomba con rayos láser.	83
Figura nro. 47.Esquema de montaje de electrobomba 100 kw con amortiguadores de vibración. Elaboración propia.....	87
Figura nro. 48.amortiguador de vibración polimérico, tipo cilíndrico	89
Figura nro. 49 Curva fuerza – deformación del amortiguador polimérico.....	89
Figura nro. 50.Dimensiones del amortiguador polimérico.....	90

RESUMEN

Se presenta el estudio de análisis vibracional en una electrobomba centrífuga de 100 kw, con el objetivo de determinar las medidas para aumentar la durabilidad de rodamientos y dimensionar amortiguadores.

En el presente estudio se aplicó la ingeniería básica, es decir se determina la duración de los rodamientos, sin vibración, luego se realizan mediciones de vibraciones en cada rodamiento y se determina la duración proyectada en régimen vibracional, que es mucho menor a la estimada sin vibración.

Se determinó también, las causas de vibración y se concluye que la principal es el desbalance del rotor de la bomba que se transmite a los cojinetes con rodamientos, generando fuerzas de elevada frecuencia lo que conduce a la falla rápida, de dos meses y medio en promedio, debiendo durar 60 meses, por lo menos, sin vibración.

Luego, se analizan variantes de solución para el aumento de la duración operativa de rodamientos. Se llegó a la conclusión que la variante más adecuada es la de cambiar el rodamiento rígido de bolas, por un rodamiento de igual tipo.

En el caso del cambio de rodamientos, en régimen vibracional, tendrá una duración mínima de 11 meses, superior al tiempo de operación continua de la planta, que es de 4 a 5 meses.

Se considera la adquisición de equipo de balanceo dinámico de rotores, y de alineamiento laser de ejes, es decir, la empresa desarrollará su propio conocimiento y metodología para aumentar la durabilidad de los rodamientos de sus activos de producción, sin depender del servicio de terceros.

Se hizo un análisis económico, del cual resulta que se obtendría un beneficio significativo económico, del orden de 142,095 soles/año, asegurando un retorno de la inversión de 9.8 meses, haciendo atractivo el proyecto.

El análisis económico indica que se obtiene un beneficio económico, de 142,095 soles/año, con un retorno de la inversión de 9.8 meses. El análisis financiero indica: VAN: 495,539 soles, TIR: 68%, la tasa de interés anual, 12.5 %, PRI: 0.83 años. Se concluye que el proyecto de mejora es atractivo

Palabras clave: durabilidad, mantenimiento predictivo, mantenimiento preventivo, vibración.

ABSTRACT

The vibrational analysis study is presented in a 100 kW centrifugal electric pump, with the objective of determining the measures to increase the durability of bearings and to dimension size shock absorbers.

In the present study is applied the basic engineering ,that is, the duration of the bearings is determined, without vibration, then vibration measurements are made in each bearing and the projected duration in vibrational regime is determined, which is much lower than the estimated without vibration.

The causes of vibration are also determined and it is concluded that the main one is the imbalance of the rotor of the pump that is transmitted to the bearing with bearings, generating high frequency forces which leads to the rapid failure of two and a half months in average, having to last 60 months, at least, without vibration. Then, solution variants are analyzed to increase the operating life of bearings. It was concluded that the most appropriate variant is to change the deep groove ball bearing, for a bearing of the same type In the case of the change of bearings, in vibrational regime, it will have a minimum duration of 11 months, longer than the continuous operation time of the plant, which is 4 to 5 months.

Is that it is considered the acquisition of dynamic rotor balancing equipment, and shaft laser alignment, that is, the company will develop its own knowledge and methodology to increase the durability of the bearings of its production assets, without depending on of third-party service.

The economic analysis indicates that an economic benefit of 142,095 soles / year is obtained, with a return on investment of 9.8 months. The financial analysis indict: VAN: 495,539 soles, IRR: 68%, the annual interest rate, 12.5%, PRI: 0.83 years. It is concluded that the improvement project is attractive

Keywords: durability, predictive maintenance, preventive maintenance, vibration,

I. INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad Problemática

En la industria, un proceso muy importante para asegurar la capacidad, rendimiento y confiabilidad, de los activos de producción es la Gestión de Mantenimiento Preventivo asistido por técnicas predictivas empleando diversos procedimientos y aparatos para medir parámetros como son la temperatura, cavitación, erosión, corrosión, vibración, degradación del aceite, etc. que indican el desgaste de elementos de máquina, (REF. Santiago García Garrido, 2003),

Si estos fenómenos de desgaste de los elementos de los activos industriales no son monitoreados y controlados a tiempo se pueden producir reducción de capacidad de producción, pues se debe disminuir la carga de operación, y hasta deterioro de los elementos y activos, llevando a la falla final del equipo, con el consecuente lucro cesante.

En ese sentido, en la empresa Hayduk de Puerto Malabrigo, se cuenta con diversas electrobombas que bombean diferentes fluidos, uno de los cuales tiene más de 3 % de partículas en suspensión, causando el desgaste de los impulsores de bombas centrífugas, lo que, a su vez, producen desequilibrios dinámicos causando vibraciones de diverso tipo: torsionales, axiales, flexionales etc. Reduciendo la vida útil de los rodamientos y ocasionando la falla de la electrobomba, aflojando, más aún los motores no cuentan con amortiguadores de vibración, para aislar este fenómeno.

Un fenómeno de desgaste se pronuncia en las electrobombas de agua de cola, que operan con un nivel de vibración alto, los rodamientos tienen una menor vida útil, en especial los motores de 100 kw, $n = 1760$ rpm a más, siendo equipos críticos.

No es posible aceptar fallas imprevistas de los activos de producción por vibraciones debido a que las empresas pesqueras solamente operan entre 4 a 6.6 meses por año, al fallar, no es posible recuperar la producción. Se debe implementar técnicas de análisis vibracional para detectar y corregir a tiempo este fenómeno de desgaste, que conduce a falla. Cada hora de pérdida de producción puede costar hasta 20,000 USA\$.

Se hará el presente estudio de investigación para determinar la incidencia de las vibraciones mecánicas en la durabilidad de los rodamientos, y el dimensionamiento para los amortiguadores de las bases de motores y bombas, definiendo las medidas a aplicar y aumentar su durabilidad

Tabla nro. 1. Vibraciones en rodamientos de electrobomba 100 kw, de agua de cola Pesquera Hayduk.

Vibraciones en rodamientos de electrobomba 100 kw, de agua de cola Pesquera Hayduk					
Ítem	Velocidad máxima tolerada de vibración	Velocidad de rotación	Potencia activa absorbida por Motor de accionamiento	Velocidad real de vibración	
				Rodamiento anterior	Rodamiento posterior
	m/s	rpm	kw	m/s	m/s
1	3	1762	88.2	4.25	4.62
2	3	1760.5	83.75	4.35	4.82
3	3	1762	84.69	3.8	4.62
4	3	1761	87.45	3.5	4.32
5	3	1763.5	88.92	3.6	4.4
6	3	1760	88.63	4.55	4.45
7	3	1760.2	89.25	4.65	4.48
8	3	1761	87.45	5.25	4.62
9	3	1763	86.45	4.7	4.85
10	3	1753	86.25	4.82	4.78
11	3	1748	87.65	4.62	4.95
12	3	1762	86.25	4.63	4.82
13	3	1763.5	84.72	4.2	4.62
14	3	1761.5	84.73	4.15	4.2
15	3	1762.5	83.65	3.95	4.33
16	3	1764.5	84.25	4.55	4.25
17	3	1763.8	82.65	4.8	4.81
18	3	1760.5	83.56	4.25	4.63
19	3	1760.6	84.25	4.15	4.68
20	3	1760.4	81.95	4.36	4.7
21	3	1762	82.7	4.55	4.72
22	3	1763.2	81.85	3.8	4.8
23	3	1761.5	81.62	4.5	4.25
24	3	1762	86.5	4.75	4.8
Promedio:		1760.93	85.31	4.36	4.61

Fuente: Planta Hayduk, Puerto Malabrigo.

En la tabla nro. 1 Se muestra los resultados de medición de vibraciones en los rodamientos anterior y posterior, en relación al acoplamiento bomba – motor eléctrico de 100 Kw, en el cual se muestra la dependencia de la vibración en relación de la velocidad de rotación y de la potencia consumida, sin embargo no se define en qué elemento del sistema se origina la vibración ni cuál es la causa de la misma, en mediciones posteriores de debe ser más específico para establecer las medidas necesarias para mejorar.

1.2 Trabajos previos

En un trabajo de tesis, los autores (Douglas, Acosta, y Kingsiño, Jiménez, 2011), utilizaron un programa para la obtención de antecedentes utilizaron un software sofisticado de instrumentación virtual como lo es LABVIEW 8.6 ,que recepta las vibraciones en diferentes áreas del equipo. Luego que adquirió la señal de aceleración esta fue integrada y dio como producto la velocidad, que a su vez mediante el análisis en un espectro de frecuencias indicó las probables fallas electromecánicas que podrían hallarse en el equipo, según sea la seriedad en el problema de las vibraciones observando la utilidad de ejecutar algún plan de mantenimiento correctivo. El objetivo fue, crear un mecanismo virtual que localice vibraciones en varios canales simultáneamente, que deba evaluar espectros de frecuencias, imagen de onda y acumular información para el subsiguiente estudio. Crear un método de obtención de antecedentes para la interpretación, cálculo y de vibraciones. Las herramientas utilizadas fueron: Ni lab View; que es un contexto de programación gráfica, que desarrolla sistemas perfeccionados de medidas, ensayos y supervisión, valiéndose de representaciones gráficas e intuitivas. NI lab View Signal Express; que es un software de dialogo entre el ordenador y el usuario para conseguir, examinar y presentar referencias rápidamente desde varios mecanismos e instrumentos de obtención de datos sin necesidad de programación. Ni Sound and Vibración Assistant; que es un software interactivo y autónomo para rápidamente conseguir, examinar y registrar información acústica de sonidos y vibración. Los autores concluyen que este software fue de gran ayuda ya que en tiempo real se puede bajar las vibraciones en diversas zonas hasta una micra de amplitud, lo que conlleva después de hacer el estudio adecuado a encontrar los lugares y tipos de fallas que presentaba el equipo, logrando así tomar decisiones y medidas rápidas para su pronto mantenimiento.

Continuando con la recopilación de información se encontró otro trabajo, donde el autor(Nelson, Rivera, 2015),implemento un software de mantenimiento predictivo utilizado para localizar el desbalance en motores eléctricos en operación, evitando así futuros daños, realizó un programa de obtención de información usando un software especializado en instrumentación visual conocido como Labview 7 y su complemento de asistente de sonido y vibración, para que recepte las vibraciones del prototipo planteado, para lo cual utilizó sensores de aceleración Phidgets los cuales fueron colocaron en áreas claves como el motor y cojinetes. El objetivo principal de este proyecto en el laboratorio de automatización y

control fue la elaboración de un programa de mantenimiento predictivo para motores rotativos para verificar el desbalance, así detectar fallas prematuras y daños de consideración. La adquisición de datos para este estudio investigativo radicó principalmente en la visualización directa y pruebas experimentales. Los sucesos físicos que sucedieron mediante la visualización, en la cual se utilizaron herramientas como: El dispositivo que se usó para la obtención de vibraciones mecánicas en motores rotativos presento las siguientes partes que son: Mecánica; presento un motor trifásico, 04 chumaceras, un eje de acero, el acople flexible, el perno, el variador de frecuencia Electrónica; conformado por un sensor de aceleración, un kit interfaz, 2 placas de doble relés, un encoder y un cable de conexión USB. Software; Usó el programa Labview y su módulo Sound and Vibración Assistant, además de la utilización del Phidgets control panel. Los resultados obtenidos en este plan de análisis de vibraciones fueron favorables debido a que gracias al plan de mantenimiento predictivo se pudo detectar tempranamente las fallas y desbalances evitando así futuros daños nefastos a los motores eléctricos.

En otro trabajo investigativo el autor (Mayorga, 2015) utilizo el análisis de las vibraciones mecánicas producidas por desalineación paralela como angular existentes entre una configuración muy utilizada en la industria como lo es el acoplamiento entre motor-bomba, para lograr este objetivo se dispuso de un banco de simulación de dicha configuración, pero por motivos de experimentación de la anomalía se optó por un modelo a escala como lo es un banco de pruebas motor-bomba de 1 HP de potencia, esto con el fin de simular en una escala menor una bomba Bi –Block de gran potencia que se utiliza en la industria actualmente. adquirieron dispositivos electrónicos para la toma de los datos análogos para esto utilizaron dos acelerómetros electrónicos y una tarjeta de obtención de información Phidgets luego se desarrolló un esquema básico computacional desplegado en el entorno de programación de NI Labview, para finalmente obtener las señales de la aceleración de la vibración en unidades(G)en los tres ejes tanto radial, axial y tangencial, mostrando numéricamente y gráficamente la variación de onda en función del tiempo de la aceleración (G) y luego integrando esa señal para obtener la velocidad (mm/s- rms)a modo de espectros , de esta manera se procedió a la toma de los gráficos espectrales característicos para cada configuración como lo es alineado, desalineado paralelamente 3 mm y desalineado angularmente 15 grados, todo esto a una frecuencia y velocidad de funcionamiento del motor de la bomba de 40 Hz (2400 rpm) y 60 Hz (3600 rpm) respectivamente. Luego se comparó

numéricamente y gráficamente con esquemas gráficos de barras los picos de velocidad (mm/s – rms) más sobresalientes de los espectros en sus respectivas frecuencias características como lo son 1x, 2x, 3x, los espectros tanto alineado y cuando se encuentra desalineado paralelamente o angularmente. Finalmente en la etapa de la propuesta se opta por diseñar y desarrollar un proyecto de mantenimiento predictivo mediante implementación de una aplicación informática que monitoree en tiempo real las vibraciones mecánicas del equipo a evaluar. Se realizó la implementación de estos sistemas, la aplicación es la encargada de manejarlo sistemáticamente de acuerdo a la magnitud de la vibración censada, si dichos picos espectrales excedieran los criterios de severidad expuestos en la norma ISO 2372, esta se encarga de provocar un paro automático del equipo y genera un informe técnico de las anomalías encontradas por el análisis de vibraciones mecánicas. El monitoreo en tiempo real de las vibraciones mecánicas, arroja información específica del funcionamiento y comportamiento de los elementos de las maquinarias, que componen el equipo monitoreado, tales como desgaste prematuro, balanceo, desalineación. Un programa de mantenimiento predictivo resulta más rentable que uno de mantenimiento post falla, ya que se pudo predecir si un elemento del equipo está tendiendo a fallar, mediante el análisis se corrigió el problema sin que ocurra daño del mismo e intervenciones prolongadas no productivas. Como resultado de la aplicación de esta técnica podemos afirmar que fue de bajo costo y se pudo analizar los espectros de frecuencia en velocidad como son los picos (síncronos) más relevantes, a su vez mediante el análisis de magnitudes se pudieron interpretar las cartas de severidad observándose en qué campo de operación se encuentra el equipo para poder tomar decisiones de cómo realizar su mantenimiento.

En otra tesis se hizo el estudio de diagnóstico de sistemas de fallas para las bombas centrífugas, donde el autor (Barbosa, Anderson 2013) desarrolló una manera fácil para detectar el desalineamiento en las bombas centrífugas estudiadas. Con el método de análisis vibracional que se aplicó a la detección de fallas de las bombas centrífugas, permitió comprobar un análisis general de funcionamiento de estas, comprobando así su máxima efectividad en simulaciones. Este método de análisis vibracional que se aplicó a la detección de fallas de las bombas centrífugas permitió comprobar su correcto funcionamiento de estas, comprobando así su efectividad de las bombas. Con este método de análisis vibracional desarrollado en las bombas centrífugas del laboratorio de Control y Automatización, se verificó que en los casos estudiados se comprobó que la bomba centrífuga de la planta de

Control de Flujo, de mayor tiempo de uso sin mantenimiento, evidencia mayor desalineamiento que la bomba centrífuga de la Planta Intercambiador de Calor. Hizo el análisis a través de las vibraciones y se hizo una comparación entre las bombas de control de flujo y las de intercambiador de calor demostrando que en las bombas de control de flujo los picos de frecuencia y armónicos sobrepasaban lo normal debido que estas funcionaban mayor tiempo y tenían un mayor desalineamiento que las otras bombas que funcionaban menor tiempo. Dentro de este análisis no se tuvo en cuenta las sobre tensiones eléctricas o las altas presiones que puede generar una bomba o un golpe de ariete, este tipo de problemas se debe analizar más a fondo. Este tipo de software fue difícil de interpretar en una simulación, ya que puede incluir variables aleatorias, Se identificaron los resultados obtenidos si fueron interrelaciones efectivas del sistema o aleatorios del mismo. Transductor de aceleración es la herramienta que se utilizó para este tipo de estudio. Los resultados obtenidos mediante este método de análisis vibracional fueron los satisfactorios ya que se está demostrando que las fallas producidas eran por falta de un alineamiento y el estado que se encontraban las bombas, al realizar este sistema de detección de fallas las bombas podrían operar largamente. Los avances en las plataformas computarizadas permiten que una simulación de un sistema sea realizada cada vez más rápidamente.

Continuando con los trabajos de investigación en otro trabajo el autor (Mondaca, 2017).demostró que este método de la envolvente es el método por excelencia de detección de fallas incipientes en rodamientos; en este caso a identificado cada tipo de falla, tanto incipiente como desarrollada, además se comprobó los espectros esperados en teoría, principalmente aquellos defectos afectados por procesos de modulación, Frecuencia de paso de las bolitas por la pista interior (BPFI) frecuencia de giro de las bolitas sobre su eje (BSF) Frecuencia fundamental del tren de elementos (FTF)Entre los defectos más complejos está el BSF (el cual en todo caso es muy difícil de encontrar en la realidad industrial), sin embargo, el método de la envolvente fue eficaz en detectarlo corroborando tanto teoría como años de observaciones experimentales realizadas por investigadores. Finalmente, se consideró que el fundamento del método es poder detectar los defectos gracias a las frecuencias propias del rodamiento, las cuales son estimuladas por el defecto (impacto), esto como se mencionó antes, ocurre sólo en la etapa incipiente, cuando el defecto es localizado y pequeño; a medida que este crece, irá perdiendo el carácter impulsivo y esto se observa claramente en el caso del defecto, Frecuencia de paso de las bolitas por la pista interior

(BPFI). Así esta es la limitación del método a medida que el defecto pierda el carácter impulsivo este dejará de estimular las frecuencias naturales del rodamiento y con esto la detección del defecto como; conclusión para poder realizar un diagnóstico exitoso, se debe utilizar más de un método, y éstos se deben complementar para tener una visión general del problema y así poder determinar el defecto particular. Además se pudo conocer lo mejor que se pueda, el elemento mecánico en cuestión, en este caso el rodamiento, y la mecánica del defecto que se desea detectar, para así poder discriminar cuándo un rodamiento está en una condición normal de funcionamiento o si éste presenta una anomalía.

En el siguiente trabajo investigativo donde los autores (Yadira, Julio y Carlos, 2016) Implementaron esta singular metodología detecta fallas en los rodamientos en un generador síncrono, usando señales de vibración que fueron atrapados a través de transductores de aceleración (acelerómetros piezoeléctricos) y acústicos (micrófonos omnidireccionales), para procesar las señales de vibración se empleó el algoritmo conocido como densidad espectral de potencia (PSD analizaron las señales de vibración resultantes de rodamientos, sin falla y con falla artificial, respectivamente. Para la etapa de experimentación se usó un sistema convencional de obtención de datos, el cual consistió de acelerómetros piezoeléctricos triaxiales, micrófonos omnidireccionales en los ejes x e y. Del estudio de los resultados podemos deducir que: Los acelerómetros piezoeléctricos no detectaron diferencias importantes para las condiciones sin falla y con falla, por lo cual concluimos que este tipo de transductores no son una alternativa para la finalidad del trabajo, que es hallar un procedimiento de medida confiable de detección de fallas por análisis de señales de vibración. También se concluyó que el uso de micrófonos omnidireccionales es una buena alternativa para encontrar fallas en los rodamientos. Por tanto el análisis de señales se puede realizar a través de la PSD y para transformar estas señales en una variable cuantitativa se puede comparar y analizar contra aquellas obtenidas bajo condiciones normales de operación. De esta manera pudo dar seguimiento a la evolución del espectro de señales de una máquina, con lo que fácilmente pudo detectarse cualquier señal anómala o cambio que pudiera indicar, con anticipación, una posible falla.

El incremento en amplitud del nivel acústico es un parámetro que permitió detectar el daño en el rodamiento, mientras que la serie de picos separados por la frecuencia de falla permitió determinar la ubicación del daño en la jaula. Se comprobó que los micrófonos omnidireccionales, pueden usarse en el monitoreo de máquinas.

Este artículo describe en lo cual los autores (Olarte, Botero y Cañon, 2010). nos hablan acerca de la técnica llamada “análisis de vibraciones”, bastante usada en el mantenimiento predictivo en las máquinas rotativas, técnica que nos permite diagnosticar su condición así como el de sus elementos mientras están funcionando normalmente en un proceso productivo.

El aumento de las vibraciones en las máquinas indicó que algo fuera de lo común estaba aconteciendo y por lo tanto se tuvo que implementar en las industrias un plan de mantenimiento predictivo, usando el análisis de vibraciones como método para observar y monitorear a las máquinas rotatorias con el fin de realizar un buen programa mantenimiento evitando paralizar las actividades de producción de la planta y sin arriesgar la vida útil de las máquinas.

En otro artículo los autores (Rivera, Gilberto y Chacón, José, 2006),desarrollaron un sistema para monitorear y detectar las fallas en motores de rotación, mediante el estudio de las secuencias sonoras que éstos producen, utilizando algoritmos como la FFT(Transformada rápida de Fourier). Los algoritmos se implementaron en una librería de acceso dinámico (DLL), y bajo la interfaz gráfica de un software creado en el lenguaje de programación de propósito general *Delphi*. En los resultados que aquí se presentan demuestran el desarrollo de un método económico para el análisis de vibraciones, por los sensores que usa y las bases prescindibles para el desarrollo a futuro de otros métodos.

Como conclusión del rendimiento obtenido, se aseguró que el sistema de obtención de datos por percepción de ondas sonoras resultó ser un buen método, y el algoritmo utilizado resulto ser una buena opción para el diagnóstico de frecuencias y es una muy buena alternativa para este tipo de exámenes y a un bajo costo en cuanto a los sensores.

Este método podría ser utilizado para encontrar posibles fallas en motores como un examen previo, sin embargo no concluyente, ya que en este método aun nos faltaría desarrollar varias etapas como su calibración, caracterización y validación.

En otro trabajo los investigadores (Quiroga, Trujillo y Quintero, 2013),presentaron un análisis comparativo del desempeño de los métodos de detección de fallas iniciales en rodamientos.. Diferentes estados de fallas son examinadas, desde iniciales hasta rigurosas a través de un banco de prueba fabricado para ese fin. También se empleó unos registros de vibraciones obtenidos en el website (CWRU), de Case Western Reserve University, para

determinar el desempeño de los métodos. Transformada Rápida de Fourier (FFT), envolvente y Cepstrum creadas en ambiente Matlab® fueron aplicadas a las señales de vibración en cada caso de estudio. Envolvente y Cepstrum mostraron un desempeño satisfactorio en detección de fallas iniciales de rodamientos en pistas internas y externas, ubicándolas como técnicas idóneas para ser parte de un plan de control en máquina rotativa y más aún para evaluar el grado de severidad de la falla. La Transformada Rápida de Fourier (FFT) mostró ser efectiva para detectar fallas severas. También, hallamos que cuando la falla se torna más crítica la técnica de la envolvente disminuye el control por cuanto atenúa la BPFO y sus armónicos. Contrariamente, el Cepstrum mostró ser consistente en magnitud con el nivel de criticidad de la falla a lo largo de los distintos niveles de criticidad experimentados.

La siguiente revista trata sobre el estudio vibrodinámico efectuado en motores eléctricos de la fábrica de azúcar “Cristino Naranjo” mientras se ponía en funcionamiento un programa de mantenimiento predictivo. En el mismo se enuncian los trabajos que se realizaron y la evaluación de deficiencias mediante el uso del análisis espectral de vibraciones donde los autores. (Torres, Roberto, y Batista, Carlos, 2010).mostraron un análisis efectuado que permitió detectar algunas fallas de los motores y obtener las bandas de frecuencias y otras informaciones necesarias para la ejecución del programa de Mantenimiento Predictivo a través del estudio de las vibraciones. Al detectar estas fallas nos dio la posibilidad de poder actuar oportunamente y corregirlas evitando desperfectos mayores en rodamientos y otros elementos. Este método constituye el trabajo primario en la aplicación del Mantenimiento Predictivo en estos motores. Gracias a estos métodos de mantenimiento predictivo se diagnosticó el estado técnico de las máquinas, siendo la más eficaz para las máquinas rotatorias la monitorización de vibraciones. Muchos desperfectos fueron descubiertos a tiempo con estos métodos.

1.3 Teorías relacionadas al tema

1.3.1 Tipos de Vibraciones Mecánicas (Avallone, Eugene A. y Baumeister III, Theodore, 1996)

1.3.1.1 Introducción

El objetivo principal del análisis y diagnóstico del estado de la máquina es definir el análisis necesario para corregir el estado de vibración, es decir reducción del nivel de las fuerzas generadas por la vibración no deseada y no necesaria. Al estudiar los datos, se deberá

identificar las amplitudes que predominan en la vibración, determinar las causas, y corregir el problema que de las bombas.

1.3.1.2 Vibración debida a Desbalance

Una vibración a causa del desbalance es muy común en las máquinas, los datos adquiridos por un desbalance son:

1. Las revoluciones del elemento desbalanceado dependen de una frecuencia de vibración que se muestra así, 1 x rpm.
2. Una cantidad de desbalance es proporcional a la amplitud de su vibración. La amplitud de la vibración es proporcional a la cantidad de desbalance.

1.3.1.3 Vibración por falta de alineación

La falta de alineamiento se muestra en vibraciones con una condición.

Si me muestra una lectura de 1x las rpm o 2x 3x, su frecuencia de vibración sería una falta grave de alineación.

1. Una mala alineación es proporcional a la amplitud de su vibración.
2. Las vibraciones en sentido axial según su amplitud pueden ser altas.
3. Las lecturas de análisis de fase mostrara lecturas inestables.

Tipos básicos de falta de alineamiento en un acople.

Angular, paralelo, ambos paralelo y angular.

1.3.1.4 Vibración debida a excentricidad

Excentricidad no es ovalización se dice que cuando su centro de masa no está paralela a su eje geométrico, el centro de rotación verdadero difiere de la línea central geométrica. La excentricidad en rodetes o rotores sopladores compresoras, ventiladores crean fuerzas vibratorias. Las fuerzas son aerodinámicas e hidráulicas desiguales que actúan contra el rotor.

1.3.2. Fallas de Rodamientos (Avallone, Eugene A. y Baumeister III, Theodore, 1996)

Los rodamientos no tienden a fallar prematuramente siempre y cuando actué una fuerza sobre ellos generalmente son estas fuerzas que causan la vibración.

1.3.2.1. Vibración debida a rodamientos de Chumacera defectuosos

Los altos índices de vibración por rodajes en muchos casos son producto de una holgura excesiva, esto es provocado por una acción química o un agente de desgaste. Y por desajuste de los manguitos del ajuste mecánico, ocasionando que se produzca una limadura en su alojamiento y también por falta de lubricación.

a. Holgura excesiva de los rodamientos

La holgura excesiva entre rodamientos y chumacera genera un defecto que produce aflojamientos mecánicos y con golpes, lo cual produce un leve desalineación entre los ejes bomba motor, también se produce un leve desbalance de menor importancia.

b. Torbellino de aceite

Las chumaceras equipadas con rodajes y lubricadas a presión por aceites producen una vibración debido a las altas velocidades que están por encima de la velocidad del motor.

Las vibraciones en las chumaceras equipadas con aceite a presión son muy pronunciadas la frecuencia supera lo normal siempre es menor a la mitad de las rpm entre 46% y 48% de las revoluciones del eje.

1.3.2.2. Lubricación incorrecta.

Una lubricación incorrecta o falta de lubricación, o el tipo de lubricación en aceites y grasas incorrectos puede ocasionar vibraciones altas, debido al látigo seco, entre rodamiento y chumacera.

1.3.2.3. Vibración debida a Aflojamiento Mecánico

Un aflojamiento mecánico producida por una vibración se evidencia por un golpeteo entre las partes del equipo puede ser por los pernos flojos y la holgura entre el rodaje y la chumacera, o fisuras entre las superficies del eje, con una frecuencia de vibración 2x y múltiplos elevados.

Vibración debida a Fallas Eléctricas

Esta vibración es producida por fuerzas magnéticas desiguales que hacen efecto entre el estator y rotor., esta desigualdad de las fuerzas se deben a:

- Rotor no cilíndrico

- El inducido no excéntrico
- Desgaste entre los rodajes genera un desalineamiento entre el estator y el rotor.
- Bobinas abiertas esto genera un cortocircuito

La frecuencia de vibración resultante de los problemas de índole eléctrica será 1x los rpm, y por tanto se parecerá a desbalance.

1.3.3. Factores que afectan a la vibración (Avallone, Eugene A. y Baumeister III, Theodore, 1996)

El desequilibrio del rotor de la bomba puede generar grandes fuerzas de desequilibrio resultante en la carga excesiva del cojinete y el eje y la inducción de altos índices de vibración. La magnitud de vibración y bomba causada por desequilibrio del rotor también se ve afectada por la masa de la carcasa de la bomba. Si la carcasa de bomba aumenta, la magnitud de la vibración medida en el apoyo de los rodamientos disminuye.

1.3.3.1. Frecuencia Natural y Resonancia

La operación de bomba a una frecuencia cercana a pasar la bomba o una de las frecuencias naturales de la estructura de rotación más baja puede causar condición resonante.

1.3.4. Influencia de la vibración en la vida de un rodamiento

Para el caso en que el rodamiento se encuentre en una máquina expuesta a vibración se tienen diversas fórmulas para calcular su vida, en función de la amplitud de vibración:

$$H = \left[\frac{Cr}{L + 6.7753 * 10^{-1} M * V * F} \right]^3 * \left[\frac{16667}{\text{rpm}} \right] \quad \text{ecuacion(1)}$$

- H: Vida útil del rodamiento, en horas
- Cr: Capacidad de carga dinámica del rodamiento, especificada por el fabricante, en lbs
- L: Carga aplicada en servicio al rodamiento, en lbs
- M: Peso en libras de la masa opuesta a la vibración
- V: Amplitud de la vibración en velocidad, pulg/s
- F = Frecuencia de la vibración en ciclo/minuto (o rpm)

1.3.5. Selección de Rodamientos (SKF Group, 2008)

1.3.5.1. Generalidades.

Los elementos mecánicos como los árboles y ejes giran con un movimiento rotacional alrededor del eje geométrico y sufren esfuerzos que necesitan un objeto que pueda facilitar su giro rotacional. Las múltiples aplicaciones de los rodajes necesitan una gran variedad y de varias dimensiones para satisfacer la demanda de los clientes. Cada rodaje tiene características específicas que están a concepción y diseño, que son requeridos, aplicados para un trabajo determinado. Un rodamiento se elige en base al análisis de sus condiciones y factores de operación y datos del usuario.

Los factores son:

Duración requerida.

- Según peso aplicado
- Lugar requerido, donde se va instalar.
- Característica de trabajo y actividad.
- Revoluciones.
- Temperatura.
- Lubricante.
- Holgura.
- Vibraciones.
- Choques.

1.3.6. Factores que afectan en la selección de los rodajes. (SKF Group, 2008)

1.3.6.1. Espacio requerido:

Las dimensiones de los rodamientos en la mayoría de los casos es requerida por su espacio disponible donde se va aplicar ,ya sea dentro o fuera de la maquina tambien es necesario el diametro del eje.

1.3.6.2. Cargas:

Para una selección y determinación del tamaño de los rodamientos ,este factor de cargas es muy importante los rodamientos que soportan mayores cargas son generalmente los de rodillos, mas que un rodamiento de bolas, en general para un mismo tamaño, se debe saber la dirección y el esfuerzo para su correcto funcionamiento

1.3.6.3. Carga Radial:

Todos los rodajes estan sometidos a esfuerzos axiales que soportan cargas moderadas, con exclusion de los rodajes radiales de agujas.

1.3.6.4. Carga axial.

Cuando se tiene cargas axiales pequeñas y disminuidas suelen utilizar rodajes de bolas. Las cargas axiales que pueden soportar son los rodamientos de bolas. Soportan cargas muy altas. Pero solo en una dirección. Si las cargas axiales son muy pronunciadas lo recomendable es utilizar rodajes de rodillos cónicos y rodillos a rotula.

1.3.6.5. Cargas combinadas:

Las cargas mixtas, radial y axial son las que actúan simultáneamente, la eficiencia de un rodaje para sostener esfuerzos axiales, está sujeto a los ángulos de contacto α , a mayor ángulo mayor capacidad de cargas axiales. Existe un factor que se incluye en el dimensionamiento de rodajes. Se llama coeficiente (Y), y este factor baja al aumentar el $\alpha =$ angulo de contacto, esto nos indica que el rodamiento tiene una capacidad de soportar esfuerzos axiales. Para una carga donde se requiera que el rodaje pueda soportar cargas mixtas, se pueden usar rodajes de bolas de contacto angular u rodillos cónicos de una a más hileras.

1.3.6.6. Momentos:

Si las cargas actúan fuera de su eje geométrico del rodaje originan momentos de flexión en los rodamientos.

1.3.6.7. Desalineaciones:

Las cargas de trabajo originan flexiones o desviaciones en el eje y los soportes, que producen cuando los bases donde van alojados los rodamientos no se ha maquinado en conjunto, también cuando los rodamientos están montados en un eje muy distanciados entre sí. Los rodajes solidos no compensan la desalineación, su eficaz absorción de desviaciones es muy pequeña, sin que aparezcan sobre esfuerzos muy altos. Para este tipo de trabajo se deben usar rodajes, por ejemplo rodillos a rotula.

1.3.6.8. Precisión:

En muchos casos los rodamientos son requeridos con un cierto grado de precisión más que lo habitual, en los cabezales de los usillos de los tornos, fresas, para este tipo de maquinaria los rodajes tienen un ajuste especial con más precisión.

1.3.6.9. Velocidad:

Las revoluciones en lo cual un rodaje debe funcionar está restringida por la temperatura máx. Admisible de trabajo. Cuando menor es la fricción interior mayor es revoluciones máx. Que puede alcanzar un rodamiento. Los rodajes rígidos de bolas pueden alcanzar revoluciones Max. Siempre y cuando los esfuerzos sean radiales, y con rodajes de contacto angular si los esfuerzos son mixtos.

1.3.2. Medidas para subir la velocidad de operación:

- Tener la capacidad para su instalación del rodaje.
- Modificarla base de la jaula con otros materiales mas adecuados
- Utilizando una mejor calidad de grasas.

1.3.2.1. Funcionamiento silencioso:

El funcionamiento es una exigencia prioritaria en las aplicaciones de motores eléctricos pequeños de uso doméstico, artefactos de oficina. Existen ajustes especiales a los rodamientos rígidos de bolas que adquieren un funcionamiento muy silencioso.

1.3.2.2. Rigidez:

La rigidez del rodaje está caracterizado por su deformación elástica con carga. Cuando la deformación es mínima no se toma en cuenta. La rigidez de un rodaje tiende aumentarse aplicando una carga en la instalación.

1.3.2.3. Temperatura de funcionamiento:

La fabricación de rodajes con un tratamiento térmico normal. Nos asegura una vida útil de trabajo continuo, con una temperatura 120° , sin pérdidas de dureza. Si la temperatura está por encima de lo normal las pérdidas de dureza origina la variación de las cargas se detalla en el cuadro.

Tabla nro. 2-*Temperatura de operación de rodamientos y su efecto en la reducción de la carga base.*

Temperatura de funcionamiento	150 °C	175 °C	200 °C	240 °C
Reducción de la carga base	5 %	12%	15%	26 %

Elaboración propia.

En la tabla nro. 2 se observa una disminución de la carga base del rodamiento en función del aumento de la temperatura de operación, valores significativos de reducción de su capacidad de carga se alcanzan a partir de los 175 °C, que puede conducir a la falla del rodamiento.

1.3.2. Selección del tamaño del rodamiento (SKF Group, 2008)

Los rodajes se seleccionan en base a su aplicación capacidad y tamaño de carga, que debe compararse con las cargas que sean requeridas por un servicio y las exigencias de duración y confiabilidad requeridas por el usuario para su aplicación. En la ficha técnica se encuentran los valores de acuerdo a su carga. **carga estática . C_0 y carga dinámica . C**

1.3.2.1. Capacidad de carga dinámica:

Cálculos de rodajes están sometidos a esfuerzos dinámicos expresados a la carga que un rodaje pueda soportar, para lograr una duración útil de un millón de revoluciones. De acuerdo a una norma escrita en la ISO.281. La capacidad y carga dinámica del rodaje se calculan por el fabricante.

1.3.2.2. Capacidad de carga estática:

Cuando los rodajes giran a una velocidad muy baja se utilizan los cálculos en rodamientos, o cuando están estáticos bajo un peso durante un límite en ciertos periodos de tiempo.

Según la norma ISO 76 la carga estática está escrita como: Tensión en su centro de área de contacto, sumada la carga entre las vías rodantes y el camino de rodadura

4600MPa para rodajes de bolas a rotula Rotula

Para rodajes de bolas

4600MPa para todos los rodajes de rodillos.

Vida útil del rodamiento:

Los rodajes se miden en horas y a velocidad constante y el número de revoluciones que el rodaje pueda realizar antes que presente un signo de avería, en las vías de rodamiento.

Dimensionamiento del tamaño del rodaje usando la fórmula de vida.

Según norma ISO especifica una fórmula para calcular la vida nominal, bien sencilla:

Selección del tamaño del rodaje utilizando la fórmula de vida (SKF Group, 2008)

1.3.2.3. Vida útil nominal de rodamiento

Según norma ISO especifica una fórmula para calcular:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad \text{ecuacion(2)}$$

- L10 = Vida nominal en millones de revoluciones
- C = Capacidad de carga dinámica, N
- P = Carga dinámica equivalente, N
- n = Exponente de la ecuación de vida nominal, que vale:
- fn = 3 para rodamientos de bolas
- fn = 10/3 para rodamientos de rodillos

La duracion en horas se puede representar de la siguiente manera. Cuando la velocidad es constante.

En el caso de que el rodamiento funcione a velocidad cte. Se mide en horas mediante la ecuación:

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 * N} \left(\frac{C}{P}\right)^n \quad \text{ecuacion(3)}$$

N: la velocidad de rotacion en revol x minuto.(rpm)

Para vehículos de carretera y ferrocarril, para el cálculo de rodajes se emplea la siguiente formula, para rodajes de cubos cajas de grasa, se expresa la vida en kilómetros Se emplea la siguiente formula:

$$L_{10s} = \frac{\pi * D}{1000} * L_{10} \quad \text{ecuacion (4)}$$

- L10S = vida nominal en millones por km.
- D : diámetro en mm

Vida nominal para rodamientos Oscilantes (SKF Group, 2008)

El rodamiento en vez de girar oscila en su misma posición de acuerdo al ángulo.

Se calcula con la siguiente formula.

$$L_{10c} = \frac{180}{2*\gamma} * L_{10} \quad \text{ecuacion (12)}$$

L10Sc =. millones de ciclos

O de desviación máxima de su posición central.

Si γ es muy pequeña, no se calcula la vida nominal del rodamiento y se selecciona en función de la carga estática.

1.3.2.4. Vida nominal requerida.

En la selección del tamaño del rodaje están en función a su vida nominal (L10) entonces se debe saber la vida nominal requerida considerando su aplicación, la vida del rodaje va depender de la exigencias del tipo de servicio que tendrá.

Tabla nro. 3-Valores de vida nominal L10h para varias clases de equipos

Clase de Máquina	L10h
Maquinaria agrícola mas electrodomesticos.	300 = 3000 horas
Para talleres y maquinaria de construcción, elevadores, para periodos cortos --herramienta ligeras	3.000 = 8000 horas
Maquinaria para trabajo con alta confiabilidad operativa con intervalos pequeños como: grúas para mercancías, ascensores.	8.000 = 12.000 horas
Maquinaria con trabajo de 8 horas no usadas, tales como: máquinas y herramientas, fajas transportadoras y ventiladores.	20.000 = 30.000 horas

Maquinaria para periodos de trabajo de 24 horas, tales como: maquinas eléctricas, compresores, cajas reductoras para laminados	40.000 = 50.000 hora
para alimentación de agua, hornos giratorios,	60.000 = 100.000 horas
Máquinas de gran tamaño así como centrales de energía ventiladores, bombas para fluidos de socavón, rodajes para líneas de ejes de barcos.	100,000 horas

Fuente (SKF, 2016)

En la tabla nro. 3 se presentan valores de vida útil de rodamientos, para diversos tipos de máquina, que sirven como referencia para establecer reemplazos y períodos de mantenimiento. Para el presente estudio se observa que para equipos de bombeo se debe esperar una vida de 40,000 a 50,000 horas de operación con trabajo continuo de 24 horas.

1.3.2.5. Vida nominal ajustada (SKF Group, 2008)

1.3.2.6. La ecuación para calcular la vida útil tiene en cuenta la influencia del esfuerzo aplicada sobre el rodaje. Para considerar, la norma ISO incluye la teoría ajuste de la vida nominal mediante esta ecuación

$$L_{na} = a_1 * a_2 * a_3 * \left(\frac{C}{P}\right)^n \text{ ecuacion (5)}$$

$$o : L_{na} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_{10}$$

L_{na} = en millones de revoluciones, vida nominal

a_1 = por fiabilidad de vida, factor de ajuste

a_2 = tipo de material, factor de ajuste de vida..

a_3 = condiciones de operacion, factor de ajuste de vida

Factor a_1

Es la fiabilidad de vida distinta a la nominal con un 90 por ciento, los valores se toman de la tabla siguiente de acuerdo a la fiabilidad que requiera operar.

Tabla nro. 4-Fiabilidad del rodamiento en función del factor a_1

Fiabilidad %	L_{10a}	a_1
90	L_{10a}	1
95	L_{5a}	0.62
96	L_{4a}	0.53
97	L_{3a}	0.44
98	L_{2a}	0.33
99	L_{1a}	0.21

En tabla nro. 4: selección del coeficiente de confiabilidad en función de la fiabilidad (probabilidad que el rodamiento esté en operación en un período de tiempo, L_{na}). Sirve para ajustar la vida útil estimada del rodamiento. Fuente (SKF, 2016)

Factor a_2

La carga dinámica se determina por su capacidad y material. Definido por norma ISO 281, en ciertos casos el fabricante usa aceros de mayor calidad y ciertas características que no están en la norma.

Factor a_3

Este factor está definido por los límites de operación, en especial,

Por la característica de lubricante, si las temperaturas no son excesivas. Con limpiezas normales .y con los rodamientos bien sellados, corresponde al **Factor a_3**

La relación se basa en la viscosidad llamada “K. Si los rodamientos en vez de rotar realizan movimientos oscilatorios, la velocidad de rotación debe ser igual, entonces este entre los límites de la tabla n° 01, calculada con la siguiente ecuación.

$$n = \frac{2 \cdot \gamma}{180} * n_{osc} \quad \text{ecuacion (6)}$$

n = velocidad equivalente de rotacion Rpm

n_{osc} =frecuencia de oscilación ciclos/minutos

γ = amplitud de oscilaciones en grados

1.3.3. Fórmula de vida útil según la teoría de SKF (SKF Group, 2008)

En los estudios realizados por Lundberg y Palmgren, se basa en la fórmula estándar de vida útil (L_{10}) normalizada en la norma ISO, fueron modificados por los fabricantes de rodajes, para poder ampliar una carga de fatiga con relación a la contaminación en la lubricación. Para analizar el alcance de la nueva teoría se tiene una ecuación que muestra la relación entre la fórmula de vida ISO y la nueva ecuación propuesta por SKF:

$$L_{naa} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} \quad \text{ecuación(7)}$$

- L_{naa} = según la teoría SKF vida nominal ajustada en millones de revoluciones.
- a_1 = Factor de ajuste basado en SKF

1.3.3.1. El factor SKF (SKF Group, 2008)

Este factor influye en las características de lubricación, que está relacionada con la razón de viscosidades k .

Los valores de SKF están en función de $\eta = \frac{P^u}{P}$ para algunos datos de k , este factor depende del tipo de rodaje y diagramas, son válidos solamente para grasas sin aditivos EP.

1.3.3.2. Factor de ajuste η_c de contaminación en el lubricante (SKF Group, 2008)

Este factor se introdujo para aceites grasas tomando en cuenta la contaminación de los aceites, este factor tiene una influencia en la vida útil de los rodajes al alcanzar su máximo límite de fatiga, tomando en cuenta estos parámetros:

- Dimensiones del rodamiento,
- La película del aceite y su grosor relativo.
- El tamaño de las partículas sólidas y la distribución de las impurezas.

Tabla nro. 5. Factor de ajuste η_c para ciertos grados de contaminación

Estado	η_c
Muy limpio Tamaño de partículas: película y el espesor del aceite.	1
Limpio Condiciones del rodaje: con sellos engrasados una sola vez.	0,8

Normal Condiciones de rodaje: sellos lubricados una sola vez.	0,5
Contaminado Rodamientos con sellos incluidos. Con filtros que no dejen pasar polvos gruesos para el aceite	0,5 a 0,1
Altamente contaminado (2)	0

(SKF Group, 2008)

En la tabla nro 5 muestra los factores e ajuste para los rodamientos según el grado de contaminación del rodaje.

1.3.4. Cálculo de cargas Dinámicas (SKF Group, 2008)

Las fuerzas de un rodamiento se calculan aplicando la teoría de la elasticidad sin hacer las simplificaciones anteriores, pero para ello se debe utilizar formulaciones más complejas y programas de ordenador más procesados.

Existen ciertas fuerzas que no se pueden predecir fácilmente en ese sentido es necesario hallarlas en base a trabajos con máquinas parecidas.

1.3.4.1. Carga dinámica equivalente en rodamiento (SKF Group, 2008)

Los rodamientos del tipo radial normalmente están sometidos a fuerzas combinadas, radiales y axiales en modo simultáneo. Siempre y cuando las fuerzas resultantes sean constantes, en proporción a la dirección y sentido. Si la magnitud y la dirección de las fuerzas resultantes son constantes, la fuerza dinámica equivalente se obtiene con la siguiente fórmula:

$$P = X * F_r + Y * F_a \text{ ecuacion (8)}$$

P = Es la carga dinámica equivalente, N

Fr = Es la carga radial, N

Fa = Es la carga axial, N

X = Es el factor de carga radial en el rodamiento

Y = Es el factor de carga axial en el rodamiento

Para carga axial adicional tiene una gran influencia la fuerza equivalente P , cuando $\frac{Fa}{Fr}$ es mayor al valor específico “e” está definido en tablas especializadas. Para rodajes radiales de dos filas.

1.3.4.2. Rodamientos con carga fluctuante (SKF Group, 2008)

La carga en un rodamiento puede ser variable con el tiempo. En este caso para el cálculo de la carga equivalente se dice, si la F_m es constante primero se determina carga media constante.

Si el esfuerzo variable tiene desiguales fuerzas constantes en un determinado número de rpm, con magnitudes de valores desiguales entre sí. La fuerza media aproximada se realiza con la siguiente ecuación:

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 * U_1 + F_2^3 * U_2 + F_3^3 * U_3 + \dots}{U}} \quad \text{ecuacion(9)}$$

F_m = Es la carga media cuando son constantes, N

F_1 - F_2 = Cuando las cargas son constantes

N = Cuando U_1 - U_2 los vueltas son completas

U = Numero total de giros = $U = U_1 + U_2$ cuando actúan las cargas F_1 F_2

Si la magnitud varía en mínimas proporciones y la dirección y las fuerzas son constantes, la carga media se obtiene con la fórmula:

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2 * F_{\max}}{3} \quad \text{ecuacion(10)}$$

Si la carga en el rodamiento se compone de una fuerza F_1 constantes, así como una carga rotativa constante F_2 , se aplica la siguiente fórmula:

$$F_m = f_m(F_1 + F_2) \quad \text{ecuacion (18)}$$

Los valores de f_m se obtienen de tablas primero se calcula las cargas medias F_m , radial, axial. siempre y cuando el esfuerzo que actúa sea variable, la ecuación equivalente será.

$$P = X * F_{mr} + Y * F_{ma} \quad \text{ecuación (11)}$$

1.3.4.3. Carga mínima requerida (SKF Group, 2008)

Para el correcto funcionamiento de un rodamiento de modo satisfactorio, siempre debe estar comprometido a una carga denominada carga mínima.

Cargas correspondientes a 0.002 C y sobre los de bolas, cargas determinadas a 0.01 C. La importancia de someter estos rodamientos comprometidos a grandes velocidades o cuando giran a rpm iguales o superiores al 75 % de la nominal permitida en fichas técnicas.

1.3.5. Dimensionamiento selección de los rodamientos por su capacidad de carga estática (SKF Group, 2008)

La serie de los rodamientos se selecciona de acuerdo a la capacidad de carga estática (C_0) y por su duración: estos casos son:

- Si las velocidades son demasiadas bajas tiene una vida útil corta
- Si el rodamiento rota y soporta elevados esfuerzos de choque por una fracción de revolución, además de los esfuerzos normales de operación.
- Como en motores eléctricos. Su operación es silenciosa.
- (máquinas herramientas de precisión) Operación sin vibraciones
- Torque de rozamiento constante, como en equipos de medición
- Bajo rozamiento en el arranque con carga, como en grúas

1.3.5.1. Carga estática equivalente (SKF Group, 2008)

Cuando los componentes son axiales y radiales este se convertirá en una carga equivalente similar como para cargas dinámicas, la que se define como: La carga (radial para rodamientos radiales y axiales para los axiales) que si se aplicase causarían la misma deformación

permanente en el rodaje que las cargas que realmente se están aplicando Se obtiene mediante la fórmula: $P_0 = X_0 * F_r + Y_0 * F_a$ ecuacion(12)

P_0 = carga estática equivalente N

F_r = carga radial N

F_a = carga axial en N

X_0 = factor de carga radial del rodaje N

Y_0 = factor de carga axial del rodaje

Para hallar P_0 se utilizará la máxima carga a la cual se pueda someter el rodamiento e introducir sus elementos radial y axial en la fórmula correspondiente.

1.3.5.2. Capacidad de carga estática necesaria C_0 (SKF Group, 2008)

Es determinada con esta fórmula: $C_0 = S_0 P_0$. ecuacion (13)

Para algunas aplicaciones que se basa en la experiencia. para rodajes de rodillos de bolas de rotacion suave regular, se adjunta la tabla con valores y factores de seguridad S_0 .

Si se selecciona en base a su duracion con una carga dinamica, se debe comprobar su carga estatica sea la correcta , si se conoce la carga estatica equivalentese emplea la siguiente ecuacion. $S_0 = \frac{C_0}{P_0}$ ecuacion (14) ¿hjn v 0fd

Si, S_0 no resulta menos en el dato de las tablas se dimensionara otro rodaje con una capacidad de carga estatica mayor. ver tabla nro. 6.

Tabla nro. 6-Valores del factor de seguridad estático

Tipo de operación	Rodamientos rotativos						Rodamientos estacionarios	
	Con ruido		Normal		Muy silencioso			
	Rod de bolas	Rod de rodillos	Rod de bolas	Rod de rodillos	Rod de bolas	Rod de rodillos	Rod de bolas	Rod de rodillos
Suave sin vibraciones	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Cargas de choque	> 1	> 2.5	> 1.5	> 3	> 2	> 4	> 1	> 4

(SKF Group, 2008)

En la tabla nr 6 muestra los valores de seguridad estático de los rodamientos según el tipo de operación y bajo ciertas cargas.

1.3.6. Análisis vibracional en máquinas rotativas (A-MAQ S.A., 2005)

1.3.6.1. Vibración mecánica (A-MAQ S.A., 2005)

La vibración mecánica se da por un movimiento oscilatorio en una mínima amplitud con su centro de masa y su eje geométrico.

Los objetos siempre tienen una señal de vibración que se notan, y presentan su característica, así como la maquinaria tiene una señal de vibración descrita en cada componente.

1.3.6.2. Vibración simple (A-MAQ S.A., 2005)

La vibración son ondas sinusoidales que se basan en el dominio del tiempo. Generalmente son vibraciones que presentan oscilaciones simples y puras. En el siguiente experimento se presenta una oscilación pura. Solo basta tener o imaginar un cuerpo suspendido de un muelle espiral descrita en la figura 1a. Si se suelta el objeto desde un punto con una distancia x_0 . Pero se tendrá ciertas condiciones ideales el resultado será un movimiento armónico simple, y se obtendrá una amplitud x_0 , el recíproco (es decir $F = \frac{1}{p}$) la generalmente es medida en Hz (Ciclos por segundo) o ciclos por minuto (CPM). véase también en la fig. 02, es importante definir de esta onda sinusoidal su amplitud y su base.



Figura nro. 2. Izquierda resorte vibrador

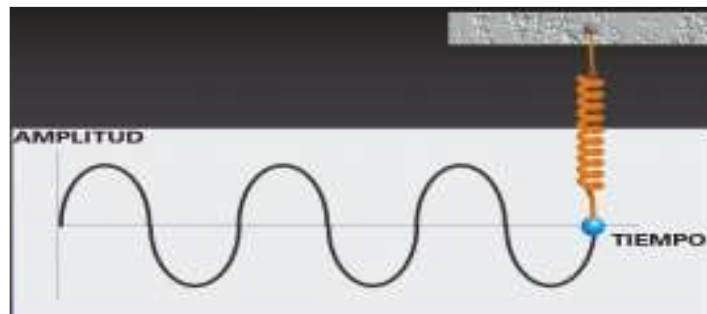


Figura nro. 1. Derecha Vibración mecánica simple.

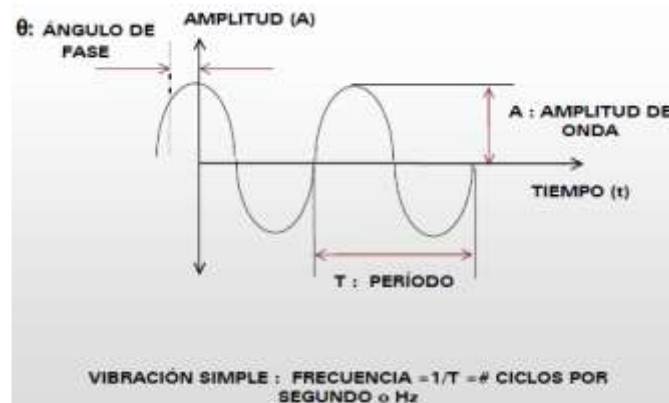


Figura nro. 3. Izquierda parámetros de oscilación

Una cantidad de movimiento que tiene una masa con respecto a su posición neutra se describe la amplitud vista desde el punto de vibraciones.

Los valores pico a pico generalmente son desplazamiento de la amplitud. Y valores cero a pico son datos de aceleración y velocidad ver figura 3.

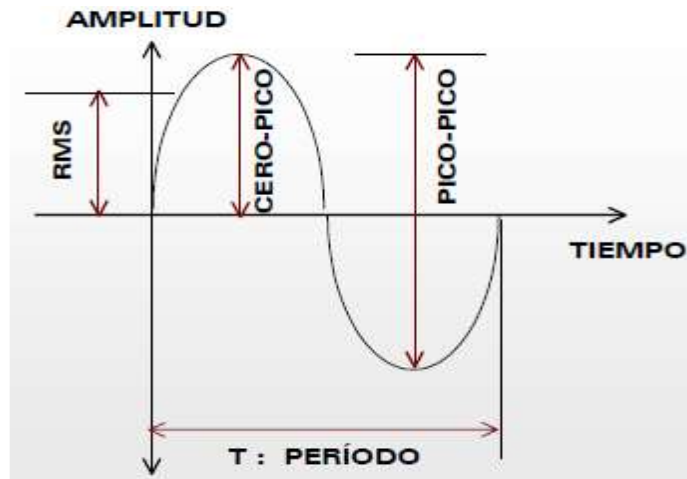


Figura nro. 4. Parámetros de una onda vibratoria

Una medida de tiempo de la fase entre una o dos señales en la que pueda ser absoluta o relativa, que se mide en grados con separaciones de 90° por lo que muestra que ambas ondas están en desfase de 90° .

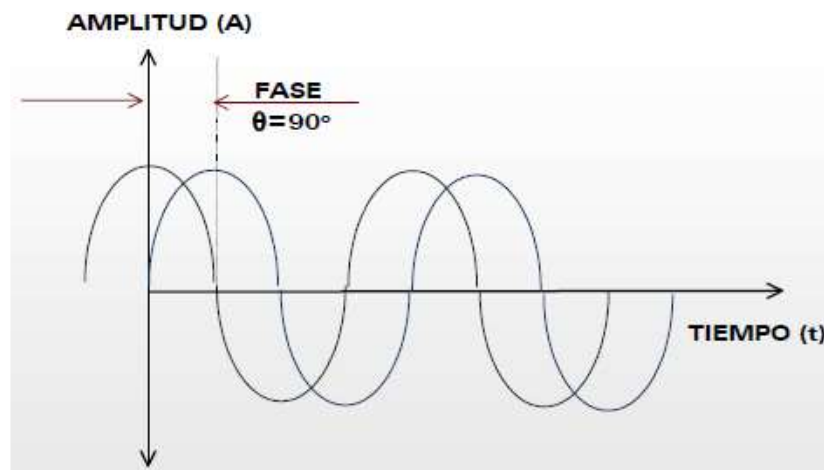


Figura nro. 5. Desfase entre ondas vibratorias mecánicas.

1.3.6.3. Vibración compuesta (A-MAQ S.A., 2005)

Las señales compuestas es una sumatoria muchas señales sinusoidales que se presentan en la maquina con golpeteos en los componentes.

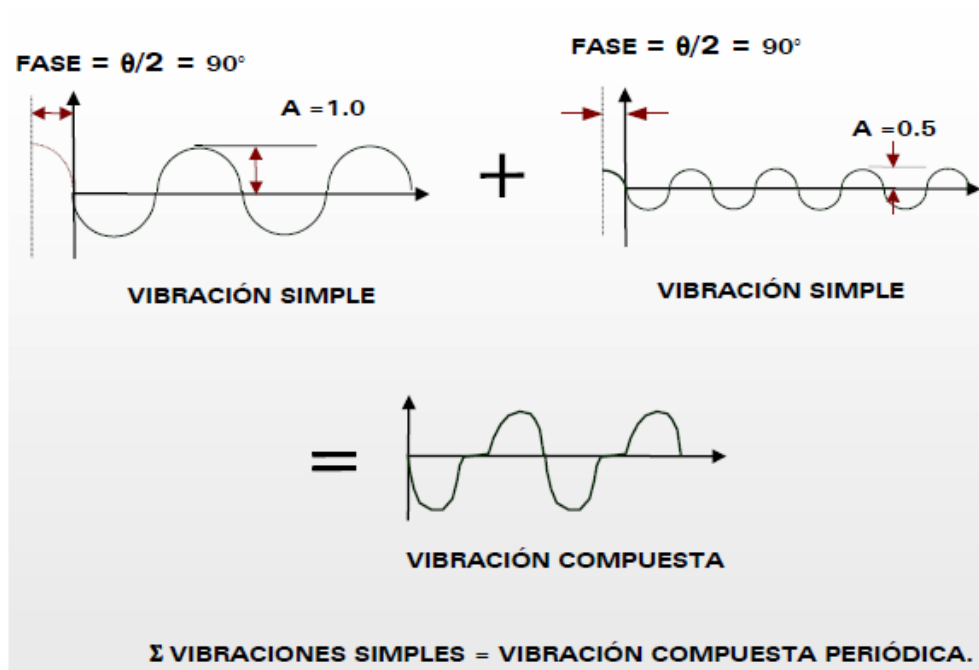


Figura nro. 6. Tipos de vibración en máquinas rotativas: simple y compuesta.

1.3.6.4. Vibración aleatoria y golpeteos intermitentes (A-MAQ S.A.2005)

Existen vibraciones aleatorias con golpeteos discontinuos llamadas vibraciones simples existen patrones especiales de vibración aleatoria que se repiten continuamente, que no se pueden detectar fácilmente cuando empieza un ciclo o cuando termina. Estas vibraciones generalmente se asocian a la turbulencia en las bombas con lubricación insuficiente y existe el contacto metal en los rodamientos también cuando la bomba está muy cavitada

Los tipos de patrones se pueden interpretar entre la amplitud y frecuencia llamada (espectro) y no en la onda del tiempo. Cuando existen golpeteos repetitivos y señales continuas fenómeno siempre se da en los rodamientos de un impulsor y ventilador.

Estas señales tienden a perderse por la amortiguación del medio, ver (figura 7) donde se ve visiblemente el fenómeno de amortiguación intermitente que se va perdiendo en el medio.

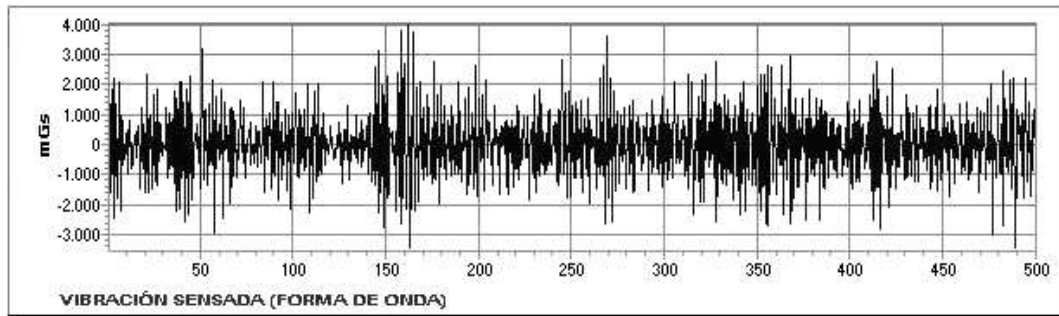


Figura nro. 7. Gráfico de vibración aleatoria en elementos rodantes

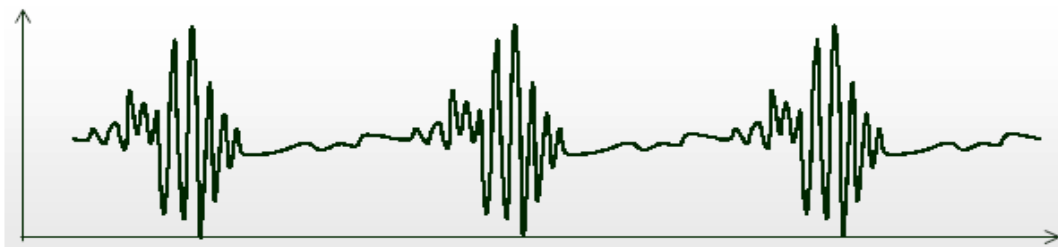


Figura nro. 8. Vibración con amortiguamiento esta figura representa el golpe intermitente que se pierde en el medio.

1.3.6.5. Transformada de Fourier (A-MAQ S.A., 2005)

En la transformada se encuentra toda la información como es el comportamiento de la máquina, pero estas señales son muy complejas estas señales son características de cada componente de las maquinas, esto hace que no se pueda distinguir su comportamiento a simple vista. La amplitud y la frecuencia se llama espectro actualmente es el mejor instrumento para hacer el análisis de vibraciones en maquinaria.

Jean Baptiste Fourier (1768 – 1830) El físico quien encontró la forma interpretar las señales complejas del dominio del tiempo a través de curvas sinusoidales.

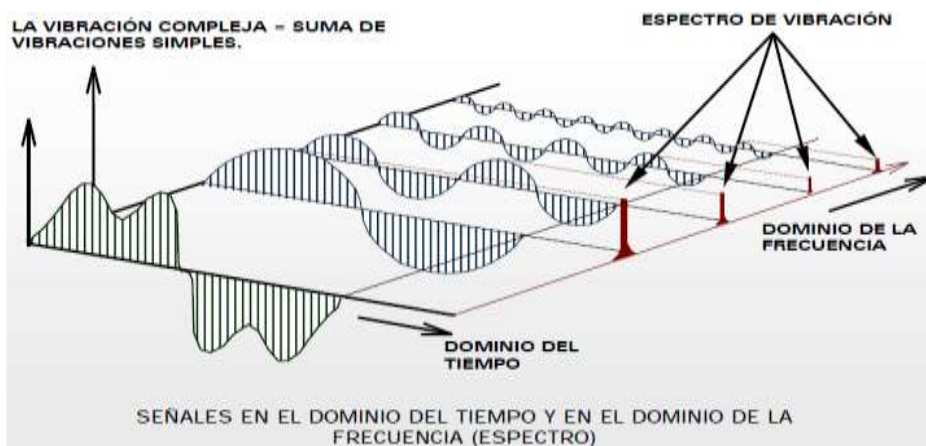


Figura nro. 9. Vibración compleja y su espectro

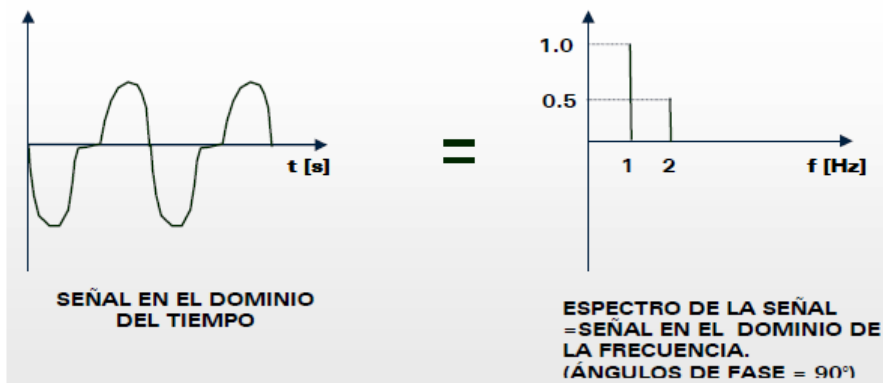


Figura nro. 10. Señales de vibración mecánica y su espectro en el dominio del tiempo.

1.3.6.6. Frecuencia natural y resonancia (A-MAQ S.A., 2005)

La frecuencia natural depende de la característica estructural de una máquina, así como de su rigidez y masa también como su amortiguación, está sujeto a la operación de esta, salvo que la rigidez dependa de su velocidad de la máquina, si la amplitud y vibración de una maquina sube esto causa daños a mediano plazo. Que pueden ser catastróficos, se conoce como resonancia. Si la resonancia es identificada necesariamente debemos saber que objeto lo está produciendo, para poder aislar la máquina de su base. O variar la velocidad de operación.

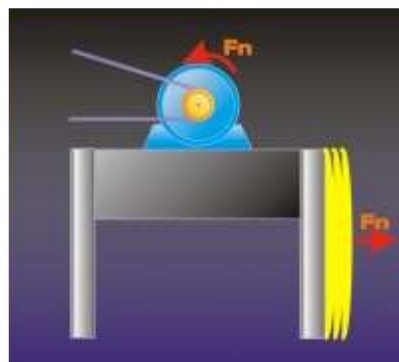


Figura nro. 11, izquierda. Indica que la velocidad del motor es igual a la frecuencia natural de su soporte, esto hace que suba considerablemente la vibración de la máquina.

Análisis espectral de vibraciones (A-MAQ S.A., 2005)

La información que la maquina entrega es muy importante. Para el análisis y poder leer e interpretar los espectros con respecto a la operación de la máquina.

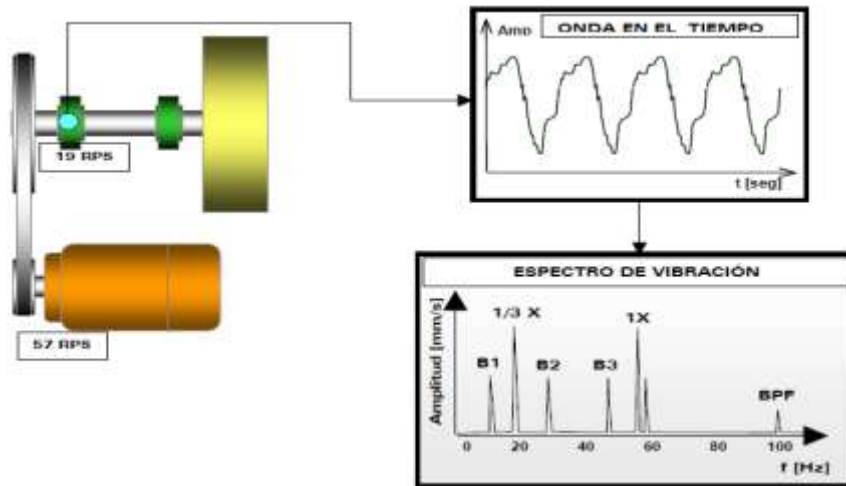


Figura nro. 12.este esquema muestra la información como se desarrollaría la información de la máquina para después sea analizada.

1.3.7. Categorías de Patologías clasificadas de vibraciones mecánicas (A-MAQ S.A., 2005)

1.3.7.1. Desbalanceo dinámico:

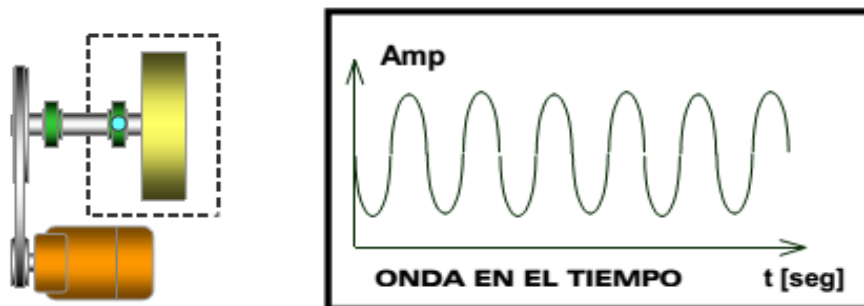


Figura nro. 13. Proceso de medición de vibraciones y su transformación en información

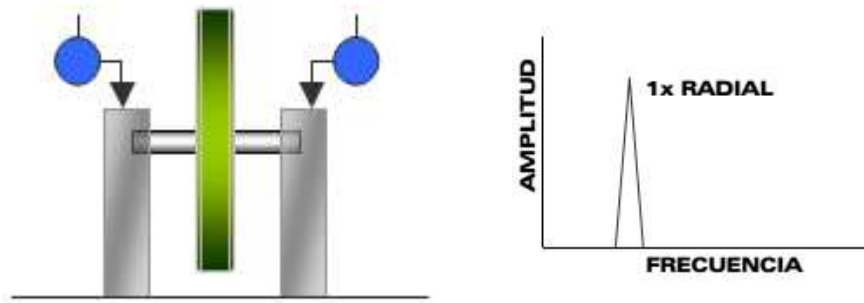


Figura nro. 14. Medición de vibraciones en cojinete de rodamiento

1.3.7.2. Desalineación entre ejes



Figura nro. 15. Modo balanceo estático y amplitud de vibración por desbalanceo

Angular: Cuando el eje del motor y el eje conducido están acoplados por intermedio de un acople de goma y no están paralelamente alineados entre sí.



Figura nro. 16. Vibración por desalineación entre ejes y su gráfico

Paralela: si el eje del motor y el eje de rotor conducido no se encuentran el paralelo. Entonces se debe alinear en bloque para evitar vibraciones utilizando herramientas adecuadas.

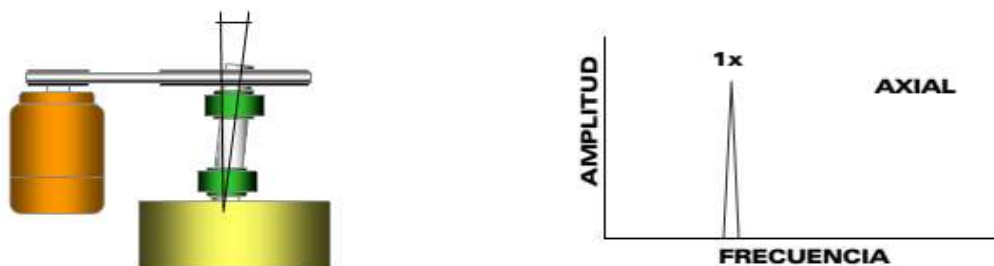


Figura nro. 17. Vibración por desalineación paralela entre ejes y su gráfico.

Entre Chumaceras: Cuando en una instalación de poleas las chumaceras no están bien posicionadas estas generan vibraciones como axiales y radiales, entonces se debe verificar que ambas poleas estén bien alineadas entre sí.

1.3.7.3. Holgura mecánica eje - agujero:

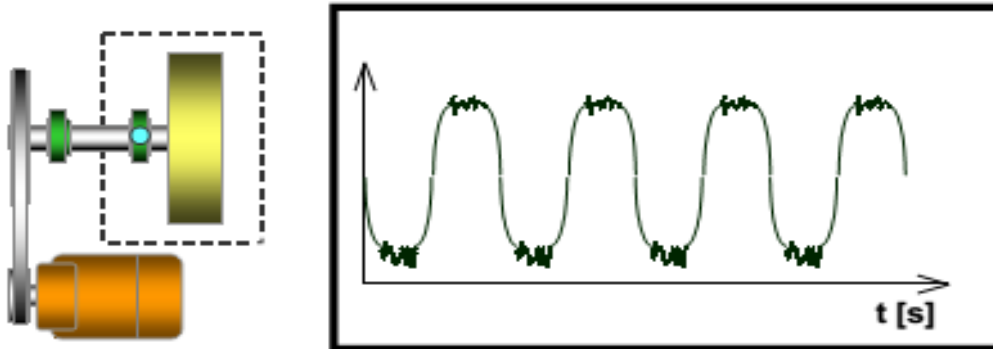


Figura nro. 18. Vibración por holgura entre cojinete y eje, con su onda

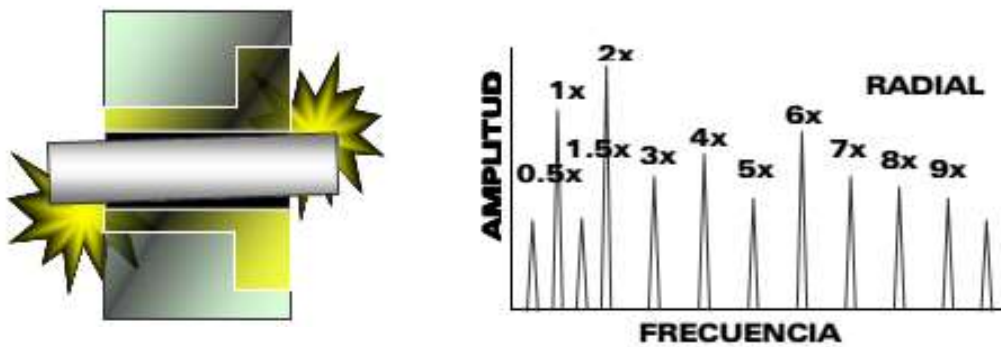


Figura nro. 19. Vibración por holgura entre eje y guía, con su espectro

En las tolerancias cuando son fabricados no es la correcta, existe una ligera holgura entre los ejes y el impulsor esto produce una vibración.

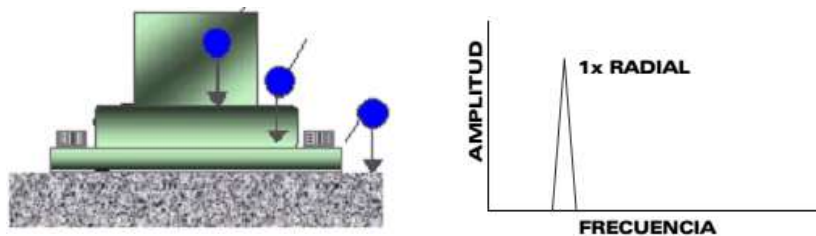


Figura nro. 20. Vibración por soltura estructural y su amplitud con frecuencia

1.3.7.4. Soltura estructural

1.3.7.5. Excentricidad

Rotor excéntrico: Se puede confundir fácilmente con desbalanceo. Esto pasa al momento de su rotación su centro geométrico está desfasado con su centro de geométrico del engrane o polea. Esta solución se daría solo desmontando el componente o remplazándolo, no se puede balancear porque disminuirá la vibración en un lado y aumentara en el otro lado.

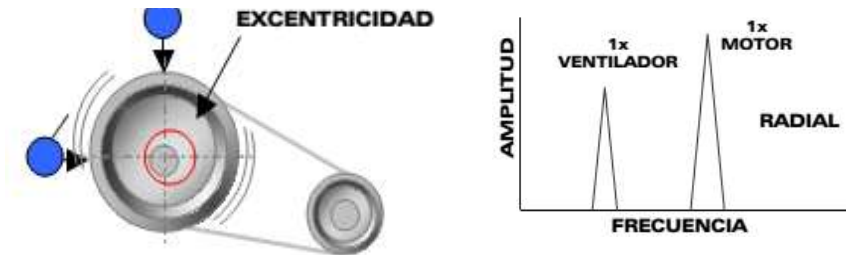


Figura nro. 21 Vibración por excentricidad del rotor, con su amplitud y frecuencia

1.3.7.6. Resonancias y pulsaciones:

Resonancia: Produce cuando la frecuencia de una estructura iguala a la velocidad conducida. Estas amplitudes causan fallas que pueden dañar prematuramente los equipos.

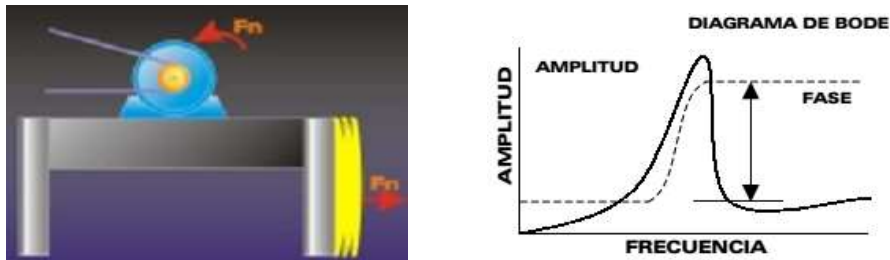


Figura nro. 22. Frecuencia natural en resonancia y su amplitud y frecuencia

1.3.7.7. Flujo de Líquidos:

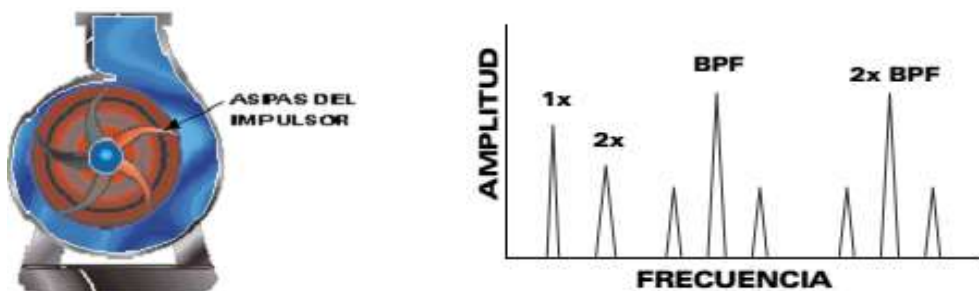


Figura nro. 23. Vibración por flujo de líquidos, con su amplitud y frecuencia.

1.3.7.8 Frecuencia de aspas (L)

Esta frecuencia donde las aspas pasan por cierto punto de la cubierta y esto produce cambios bruscos de direcciones y por ende desgaste en los sellos. Si aumentan frecuencia de paso de aspas) (BPF).se debe revisar Cambios de dirección en los fluidos o posibles atrancos en los ventiladores.

Cavitación: Esto es producido cuando entra aire al sistema y el fluido se vaporiza dentro de una bomba, se dice que si la presión es menor que la presión del vapor en cierta temperatura de trabajo. Este fenómeno causa desgaste en las partes internas de la bomba. Debido a este desgaste presentan vibración y producen altas frecuencias de 2000 Hz

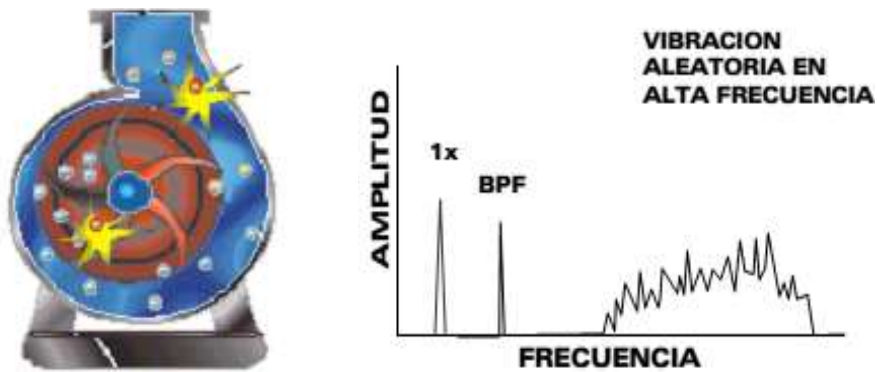


Figura nro. 24. Vibración por cavitación en bombas, con su amplitud y frecuencia

1.3.7.8. Frecuencia de las aspas (G):

Esta frecuencia donde las aspas pasa por la cubierta y esto produce cambios bruscos de direcciones es excitada sus armónicos (frecuencia de paso de aspas) (BPF). Si aumentan frecuencia de paso de aspas) (BPF).se debe revisar Cambios de dirección en los fluidos o posibles atrancos en los ventiladores.



FALLA EN PISTA EXTERNA:

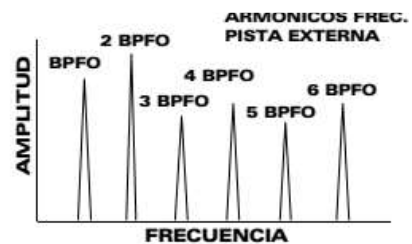


Figura nro. 25 Falla en la pista externa del rodamiento.



FALLAS EN RODAMIENTOS:

FALLA EN PISTA INTERNA:

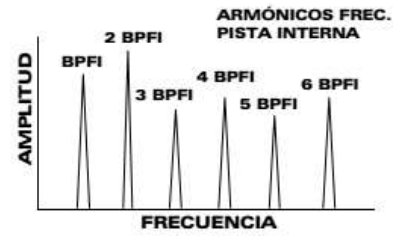


Figura nro. 26. Pista interna del rodamiento y su diagrama de frecuencia amplitud de la vibración



FALLA
EN ELEMENTOS RODANTES:

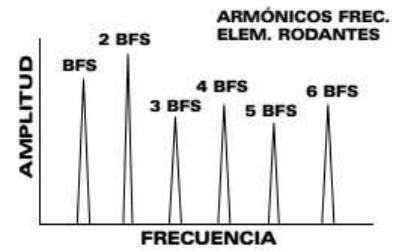


Figura nro. 27. Falla en elementos rodante del rodamiento



DETERIORO DE JAULA:

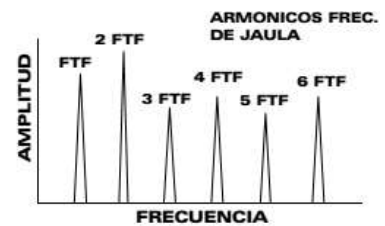


Figura nro. 28. Falla por deterioro de jaula del rodamiento

1.3.8. Severidad de vibración de rodamientos

Tabla nro. 7. Clases y rangos de vibración de acuerdo a su severidad y tamaño (clase I) pequeñas (clase II) medianas, (clase III) maquinas grandes, (clase IV) turbo maquinas.

RANGO DE SEVERIDAD DE VIBRACION		CLASES DE MÁQUINAS			
VELOCIDAD RMS (mm/s)	VELOCIDAD 0-PK (mm/s)	CLASE I	CLASE II	CLASE III	CLASE IV
0.28	0.3960	A	A	A	A
0.45	0.6364				
0.71	1.0041				
1.12	1.5839	B	B	B	B
1.8	2.5456				
2.8	3.9598	C	C	C	C
4.5	6.3640				
7.1	10.0409	D	D	D	D
11.2	15.8392				
18	25.4558				
28	39.5980				
45	63.6396				
71	100.4092				
FSM para las máquinas		1.57020	1	0.62608	0.39625
FSN para los niveles (1/FSM)		0.63686	1	1.59725	2.52364

Nota:

FSM: Factor de servicio según la clases de máquinas

FSN: Factor de servicio de acuerdo a los niveles.

Clase I. Maquina en operación conectada individualmente que operan normalmente (Ejemplo: motores que no sobrepasan los (15 kW).

Clase II: Tamaño medio de las maquinas como, (Motores de 15 a 75 kW), no tiene piso especial o también máquinas que están rígidamente ancladas y son mayores de (> 300 kW) y que son ancladas en pisos diseñados especialmente para este tipo de equipos.

Clase III: Motores, pesados y rígidos con masas que están montadas en pisos firmes y rígidos, los cuales siempre tienen una dura vibración.

Clase IV: Equipos de gran tamaño y robustas montadas en pisos flexibles e (Ejemplo: turbogenerador con sub estructuras flexibles).

1.3.9. Análisis de vibraciones en frecuencia.

El análisis espectral permite identificar defectos y daños que dan origen a la vibración en las bombas. La complejidad en este tipo de análisis de las maquinas es sencilla por que constan en el motor un acoplamiento entre el motor y bomba. La importancia de realizar este tipo de análisis de vibraciones es cómo se puede encontrar fallos en bombas.

Defectos en el motor de accionamiento debido a fallas eléctricas:

- Excentricidad debido a una carga dinámica o estática.
- Problemas de barras,
- Problemas de fases,
- Perdidas de bobinas del estator,
- Problemas hidráulicos (desequilibrio hidráulico, cavitaciones, resonancias acústicas, y problemas ocasionados por trabajo mecánico (desequilibrio, desalineación, daños en acoplamiento, holguras, frecuencia de paso de vano, rodamientos, cojinetes, resonancias).

Tabla nro. 8. Rango de frecuencias en lo que se producen los fallos de las maquinas.

Frecuencia Hz o en ordenes	Causa
0. a 10 Hz	Holgura fuera de medida entre el cuerpo y alabes de la bomba, desplazando axialmente al rotor.
3, a 15. Hz	Vibración que son por pulsos de presión.
0.05x /0.25x	También se dan por el flujo.
0.1x a 0,4x	Vibración que se autoscilan.
0.4x a 0.5x	Inestabilidad dinámica en los cojinetes. Remolino de aceite (oíl whirl) y latigazo de aceite (oíl whip).
0.7x/0.85x	Inestabilidad hidráulica originada por mal diseño en geometría de la impulsión de la bomba. Si la frecuencia natural del rotor está en este rango se origina resonancia.
1x	Muchos defectos pueden estar asociados a esta frecuencia, siendo el más común el desequilibrio mecánico o hidráulico.
2x	Desalineación. Holgura interna en componentes. Deformación de eje.
2x, 3x, 4x.	Holguras
Zx (siendo Z el número de alabes del impulsor)	Frecuencia de paso de alabes, es inherente a la vibración en bombas, su incremento y aparición de armónicos de la misma puede indicar rotura u obstrucción de un alabe o también su excentricidad.
5x a 20x	Frecuencias de rodamientos
6x a 12x	Frecuencias originadas por los variadores de frecuencia.
1kHz/20kHz	Cavitación.
Frecuencias no relacionadas con el 1x	Posibles resonancias originadas por la vibración en máquinas vecinas.
100 Hz	Excentricidad rotoestatoria.

Elaboración propia

1.3.10. Normativa de rodamientos

Existen valores de vibración permisibles para diferentes equipos que han sido actualizadas en la norma ISO 10816. Son seis partes de la norma, la tercera parte de la norma específica las bombas y se detalla en la siguiente tabla.

Tabla nro. 9. Clases de soporte de rodamientos y valores admisibles de desplazamiento y velocidad de vibración.

Clase de soporte	Límite de zona	Desplazamiento rms (um)	Velocidad rms (mm/s)
Rígido	A/B	18	2.3
	B/C	36	4.5
	C/S	56	7.1
Flexible	A/B	28	3.5
	B/C	56	7.1
	C/D	90	11

Elaboración propia.

1.3.10.1. Posibles fallos en rodamientos.

Estos componentes tienen los siguientes elementos como Elementos rodantes, pista exterior, pista interior y jaula o separador; estos elementos son: BSF, BPFO, BPFI y FTF respectivamente, si se conoce la geometría del rodaje se podrá determinar con las siguientes fórmulas.

$$BSF = \frac{P_d}{2B_d} \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \right)^2 (\cos \alpha)^2 \right) \times rpm$$

$$BPFO = \frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \alpha \right) \times rpm$$

$$BPFI = \frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \alpha \right) \times rpm$$

$$FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \alpha \right) \times rpm$$

Figura nro. 29. ecuaciones para hallar la frecuencia de fallos en rodamientos

Datos:

- B_d diámetro del elemento rodante.
- P_d diámetro primitivo del rodamiento.
- N_b número elementos rodantes.
- α Ángulo de contacto del rodamiento.
- Rpm estas son la revolución del eje del rodamiento.

Grupo 3: Bombas equipadas con propulsores impulsos separados (flujo axial, centrífugo y mixto) las potencias sobrepasan los 15 KW.

Tabla nro. 10. Soportes de rodamientos y valores de desplazamiento y velocidad de vibración para el caso de potencias mayores de 15 KW

Clase de soporte	Límites de zona	Desplazamiento rms (um)	Velocidad rms (mm/s)
Rígido	A/B	11	1.4
	B/C	22	2.8
	C/S	36	4.5
Flexible	A/B	18	2.3
	B/C	36	4.5
	C/D	56	7.1

Grupo 04. Bombas equipadas con propulsores integrados, con multipaletas como (flujo axial, mixto y centrífugo) con potencias mayores a 15 kw.

La relación de flexibilidad de una maquina está dada por los cimientos.

Las zonas de evaluación:

Zona A.-Vibraciones de equipos nuevos puestos en funcionamiento.

Zona B.-Vibraciones de equipos aceptables en operación sin restricciones a largo plazo.

Zona C.- Vibraciones de equipos que no pueden funcionar satisfactoriamente dentro de un periodo limitado

Zona D.- Vibraciones de equipos que son considerados dañinas para la maquina con valores globales en rms.

Los estándares como API 610, (Europump and Hydraulics Institute)

Especificaciones del Gobierno de Canadá, etc.

Los datos y valores que se muestran en la (Technical Associates of Charlotte) en función de su experiencia en estos equipos:

Tabla nro. 11. datos en mm/.S. RMS

Bombas centrífugas	Bueno	Aceptable	Alarma 1	Alarma 2
Vertical 3.6 a 6 m de alto	5.8	5.8-8.9	8.9	13.46
Vertical 2.5 a 3.6 m de alto	4.9	4.9-7.6	7.6	11.67
Vertical 1.5 a 2.5 m de alto	4	4-6.2	6.2	9.42
Vertical 0.0 a 1.5 m de alto	3.6	3.6-5.3	5.3	8.08
Horizontal de propósito general	3.6	3.6-5.3	5.3	8.08
Horizontal de pistones	2.6	2.6-4.4	4.4	6.73

Tabla nro. 11. Esta tabla nos permite determinar y ajustar los valores promedios de desviación de vibración según datos obtenidos por la alarma 1, sumando el incremento de la alarma 2 para poder así determinar los niveles de alerta.

1.4 Formulación del problema

¿En qué medida el análisis vibracional en electrobomba centrífuga de 100 kw permitirá determinar medidas para aumentar la durabilidad de rodamientos y dimensionar los amortiguadores en Hayduk Malabrigo?

1.5 Justificación del estudio

Justificación tecnológica.

Al aplicar técnicas predictivas vibracionales, se asimilará una tecnología actualizada, que permita establecer mejores prácticas de ingeniería y asegurar más durabilidad de los equipos industriales

Justificación social.

Se mejorará el bienestar laboral, entre el personal de operación y de mantenimiento de la planta Hayduk, pues habrán menos problemas de operación y mantenimiento, se tendrá más continuidad y seguridad en el proceso.

Justificación económica.

Al obtenerse mayor durabilidad de los rodamientos, se tendrá mayor capacidad de producción, es decir mayor producción de productos hidrobiológicos para la comercialización, lo que generará beneficios económicos.

Justificación ambiental.

Al implementar un sistema adecuado de enfriamiento del mosto, se reducirán o eliminarán las mermas, es decir derrames del agua de cola, lo que redundará en menor cantidad de afluentes, pues se reducirán los reboses del agua de cola de tanques de almacenamiento.

1.6 Hipótesis

El análisis vibracional en electrobomba centrífuga de 100 kw permitirá determinar medidas para aumentar la durabilidad de rodamientos y dimensionar los amortiguadores en Planta Hayduk de Puerto Malabrigo

1.7 Objetivos.

1.7.1 Objetivo general

Diseñar una metodología de medición y análisis vibracional, de acuerdo a normas y valores admisibles para motores de bombas centrífugas horizontales, de fluidos erosivos, para implementar medidas y aumentar la durabilidad de rodamientos así como dimensionar amortiguadores para motor y bomba en Planta de Pesquera Hayduk S.A. de Puerto Malabrigo, justificando de modo técnico y económico, basado en el método científico

1.7.2 Objetivos específicos

- Determinar la durabilidad en los rodamientos en electrobombas, en horas; sin vibración
- Medir vibraciones mecánicas en rodamientos y definir sus causas
- Determinar reducción de vida útil de rodamientos en electrobombas, con vibraciones mecánicas
- Establecer medidas para controlar vibraciones en electrobomba
- Determinar conveniencia de cambio del tipo de rodamiento, en función de durabilidad proyectada
- Dimensionar y seleccionar amortiguadores para electrobomba
- Hacer un análisis económico: presupuesto de la inversión, beneficios, costos.
- Hacer un análisis financiero: Valor actual neto, Tas interna de retorno, interés y período de retorno de la inversión.

II. MÉTODO

2.1. Tipo y diseño de investigación

a. Tipo de investigación.

Se realizó una investigación aplicada, ya que aplica los conocimientos de mecánica para resolver el problema, de acuerdo a su alcance es descriptiva. Porque va describir o identificar, aspectos propios de la variable de estudio, de acuerdo al tipo de dato es cuantitativa, ya que sus datos son medibles y permite un mayor control de las variables.

b. Diseño de la investigación.

No experimental. Trasversal porque vamos a recolectar datos en un solo momento de tiempo porque se predijo la durabilidad exacta del rodamiento.

2.2. Operacionalización de variables

2 Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Variable Independiente: Amortiguadores de polímeros	Dispositivo con material de cierta pulsación propia, para aislar las vibraciones de un sistema técnico, permitiendo trabajar sin resonancia	Pieza elástico que reduce la magnitud de la respuesta dinámica del sistema, bajo condiciones de excitación vibracional	Amortiguación elevada Amortiguación media Amortiguación baja	Intervalo de valores 0...500 Hz
Variable independiente: Medidas para reducir/eliminar vibración	Técnicas para reducir o eliminar la fuente de vibración: balanceo dinámico, lubricante viscoso, alineamiento laser, rodamientos fuertes	Producto de tres por la reactancia capacitiva por fase por la intensidad al cuadrado	Vibración: Elevada, mediana, baja	Intervalo de valores 0...20000 h 0...2500 m ² /s 0...2 m/s
Variable dependiente: Durabilidad de rodamiento	Número de horas de operación hasta la falla de un rodamiento en función de la carga y velocidad	Relación entre la carga dinámica del rodamiento y la velocidad, elevada a un exponente.	Durabilidad: Alta, Mediana Baja	Intervalo de valores 0...20000 h
Variable Dependiente: Vibración residual	Movimiento oscilatorio en relación al punto de equilibrio remanente, de bajo valor	Velocidad de variación en el punto de equilibrio luego de aplicar medidas correctivas	Vibración residual: Admisible, inadmisible	Intervalo de valores 0.2 m/s

Variable interviniente : Variación de parámetros eléctricos	Es la desviación de los valores de parámetros fuera de rangos admisibles, suministrados por el distribuidor de EE	Diferencia entre los parámetros nominales y reales, de energía eléctrica	Desviación elevado Desviación pequeño	Intervalo de valores 0...5% Un (V) 0...2% f (Hz)
Variable interviniente : Variación de calidad de energía eléctrica	Aumento de tasa de distorsión armónica en corriente y en tensión que afectan la operación del motor eléctrico por aumento del amperaje y desviación de la onda eléctrica	Relación entre la Potencia de equipos que generan armónicos y la potencia del motor	Tasa de distorsión armónicas elevada Tasa de distorsión de armónicos baja	Intervalos de valores: THI(v) < 0...10% THI(I) > 0...5 %

Tabla nro. 12. Muestra la Operacionalización de variables, definición conceptual, indicadores, escala de medición

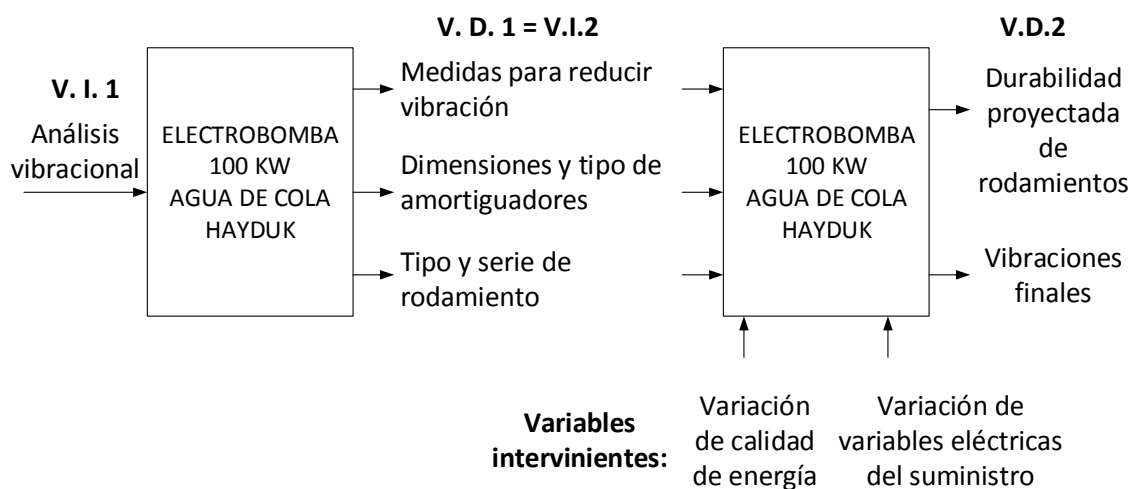
Elaboración propia

Variables independientes:

- Medidas para reducir vibración en electrobomba
- Dimensiones y tipo de amortiguador
- Tipo y serie de rodamiento

Variables dependientes:

- Durabilidad proyectada de rodamientos
- Vibraciones finales



2.3. Población y muestra

2.3.1. Población: Electrobombas de agua de cola de empresas pesqueras de Puerto Malabrigo

2.3.2. Muestra: Electrobomba de agua de cola, 100 kw de empresa Hayduk, Puerto Malabrigo

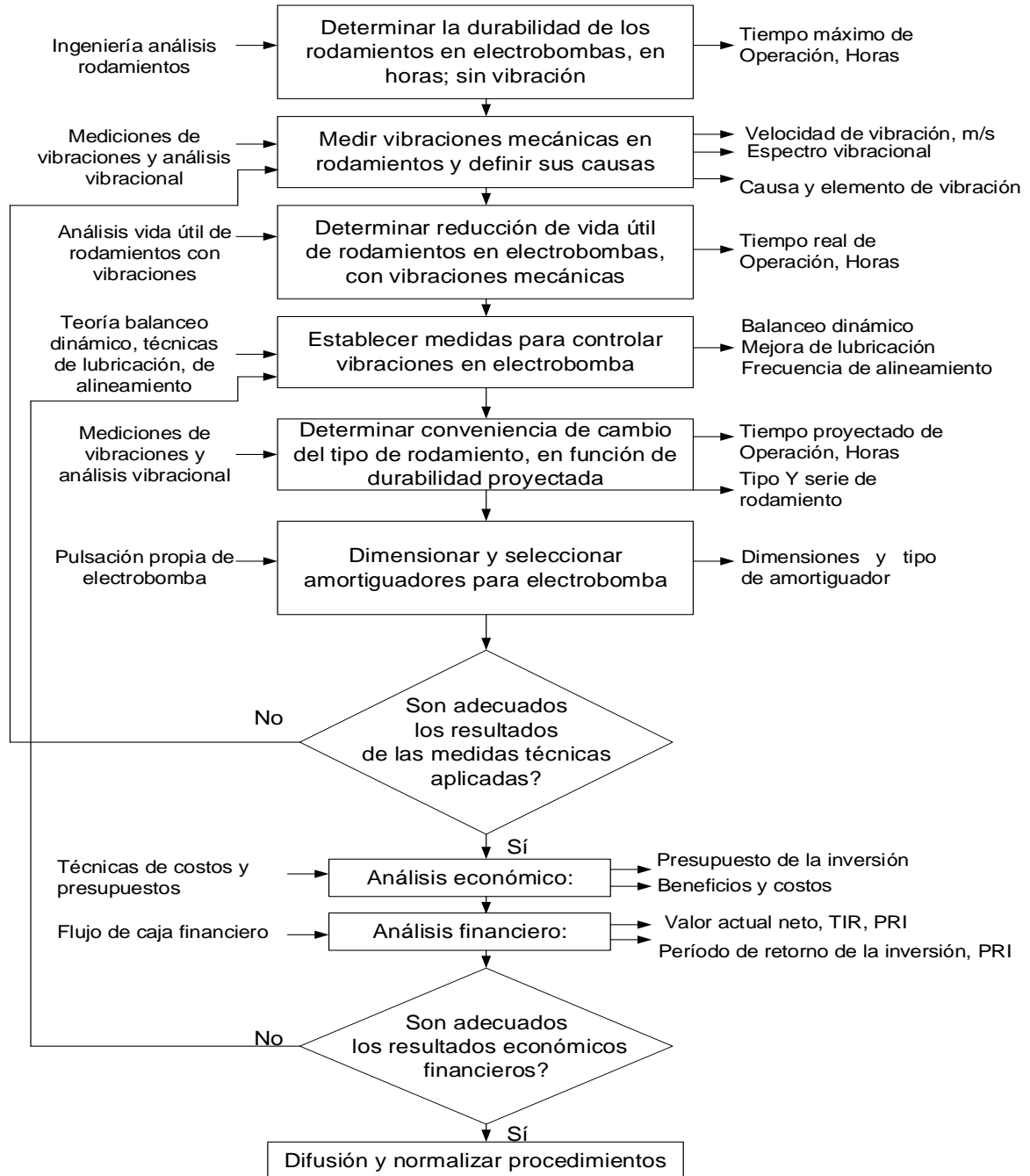
2.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Tabla nro. 13. Muestra la técnica instrumentos y el objeto analizarse y el objetivo del estudio

Técnica	Instrumento	Objeto	Objetivos
Observación	fichas Excel y toma de datos	Sistema de bombeo agua cola	Conocer el sistema de bombeo agua cola determinando los valores de sus principales parámetros e indicadores
Entrevistas	fichas de entrevista	Personal de mantenimiento y operación, equipos de bombeo	Definir aspectos operacionales, de mantenimiento, que permitan hacer un análisis más detallado de las características de equipos de bombeo
Encuestas	fichas de encuestas	Personal administrativo de Planta Hayduk	Definirá prioridades en cuanto a métodos, capacidad, rendimientos, costos
Mediciones	Termómetros Manómetros Flujómetros vibrómetros	Instalaciones de equipos de bombeo	Determinará los valores reales actuales y los parámetros del sistema de bombeo agua cola, para establecer el nivel de vibraciones y su impacto en la duración de rodamientos
Análisis registro de datos	Fichas de datos y registro de incidencias	Sistema de bombeo agua cola en Hayduk	Determinar causas y tipos de vibraciones

2.5. Procedimiento.

Figura nro. 30. Flujograma de procedimientos para determinar aumento de duración de rodamientos en electrobomba 100 kw Hayduk.



2.6. Métodos de análisis de datos:

Se realizará el análisis descriptivo y analítico del sistema bombeo agua cola, definiendo estas ecuaciones que gobiernan los comportamientos y variables, parámetros de muestra en el estudio, determinando indicadores de estadística descriptiva. Esta hipótesis del estudio será verificada con estadística inferencial.

Tipos de análisis cuantitativos:

Puntuaciones: El grado en donde un valor individual se distancia del valor medio de las unidades y la desviación estándar.

Razones: Relación entre dos o más niveles valorados porcentualmente.

En la ingeniería básica se utilizará:

Teoría vibracional. Que permitirá determinar el efecto de las vibraciones en los rodamientos y dar la posibilidad de dimensionar los amortiguadores para la electrobomba

Teoría de rodamientos: Para determinar la durabilidad en régimen estacionario, con y sin vibraciones.

Teoría de sistemas de bombeo: Para determinar la capacidad de los sistemas de bombeo, su capacidad, alturas de bombeo y rendimientos

Teoría de motores eléctricos: Para determinar la potencia absorbida, y su variación con los tipos de rodamientos

Teoría de lubricación: Permitirá determinar el régimen y el tipo de lubricante a ser utilizado, para resistir a régimen vibracional

Análisis cualitativo de datos.

Si los datos tomados son del tipo cualitativo, como espectros vibracional, se analizarán cualitativamente, sin perjuicio que se extraiga informes del tipo cuantitativo específico, como sería: la frecuencia, la categorización u otras similares.

Aspectos éticos

La totalidad de toma de datos, su procesamiento, y elaboración completa del proyecto de tesis será realizada por los autores del presente estudio

III. RESULTADOS

3.1 Determinación de la durabilidad de los rodamientos en electrobombas, en horas; sin vibración

Se determinará la duración en horas de los rodamientos de la bomba centrífuga, sin vibraciones, con valores nominales de potencia, fuerzas en rodamientos y velocidad de rotación.

El resultado representa el número máximo de horas de operación de cada rodamiento, sin vibraciones.

Este cálculo es para una confiabilidad de 90%

Datos iniciales:

- Potencia nominal de la bomba: 75 kw
- Velocidad de rotación del eje de bomba: 1760 rpm

Velocidad angular del eje y rotor de la bomba:

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 1760}{30} = 184.30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

En la cual:

- n = velocidad de giro de la bomba en su eje, (rpm.)
- ω : velocidad angular del eje de la bomba, (rad/s)

Cálculo del momento de torsión en el eje de bomba:

Momento de torsión en eje:

$$M_t (\text{N} * \text{m}) = \frac{P(w)}{\omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)} = \frac{75,000w}{184.30 \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 406.95N * m = F_p (N) * R_r (m)$$

En la cual:

- P = Potencia nominal de la bomba centrífuga, w
- M_t = Momento de torsión en eje de la bomba, N*m
- F_p = Fuerza periférica en rotor de bomba, N
- R_r = Radio del impulsor de la bomba centrífuga, m

Despejando, se obtiene la fuerza periférica en el impulsor de bomba:

$$F_p(N) = \frac{M_t(N * m)}{R_r(m)} = \frac{406.95N * m}{0.2m} = 2034.75N$$

Fuerzas radiales en rodamientos:

Primero se hacen momentos en cada rodamiento:

En apoyo A: rodamiento de bolas, de contacto angular, dispuesto espalda con espalda

Momentos flectores en el punto de apoyo A:

$$\sum M_A = 0 = 1773.44N * 0.66m = F_{r2} * 0.46m \rightarrow F_{r2} = 2544.50N$$

En la cual:

Fr2: fuerza radial

$$\sum M_B = 0 = 1773.44N * 0.20m = F_{r1} * 0.46m \rightarrow F_{r1} = 771N$$

Para hallar la duración de los rodamientos, se recurre a las tablas de fabricantes y se toman los valores de los diversos coeficientes necesarios, ver figuras 29, 30, 31 y 32, que corresponden a rodamientos de contacto angular y rígido de bolas.

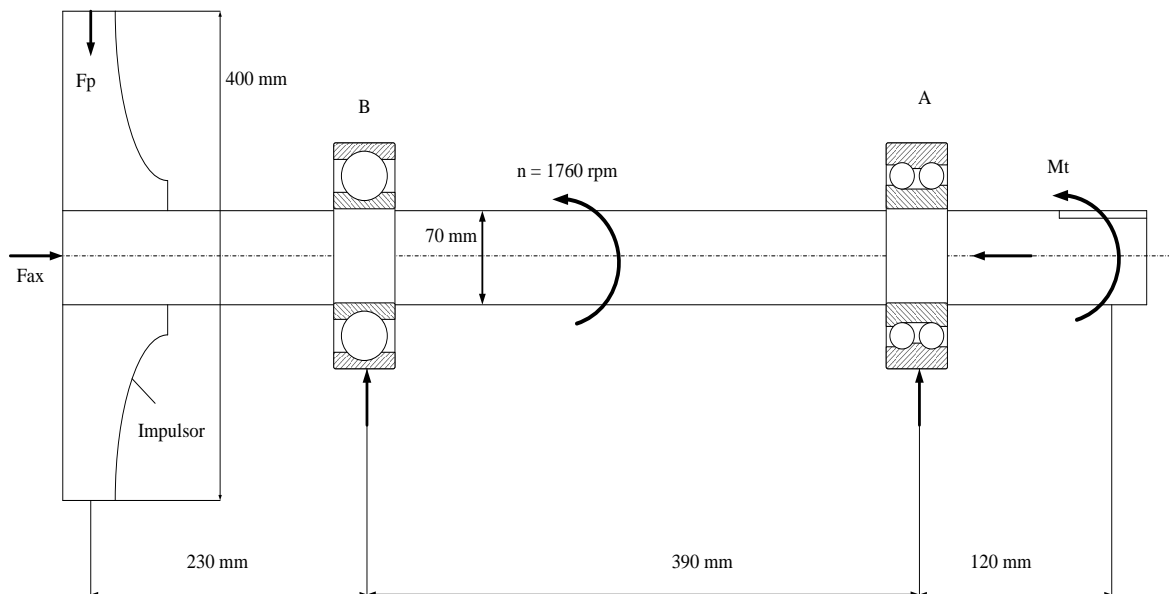
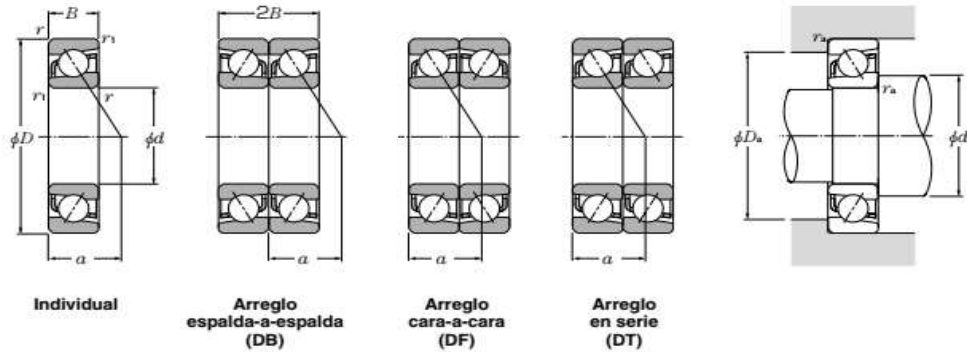


Figura nro. 31. Se observa la disposición de rodamientos en eje de bomba GP Hayduk

Rodamientos de Bolas a Contacto Angular Individuales y Apareados

NTN



d. 60 ~ 85mm

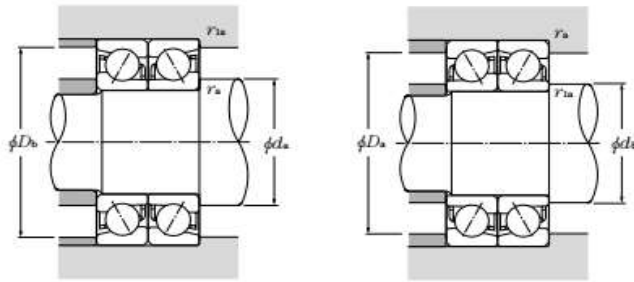
d	Dimensiones principales mm					Capacidad básica de carga dinámica estática kN / dinámica kgf				Velocidades límites ¹⁾ r.p.m.		Números de ²⁾ rodamientos	Centro de carga mm	Masa kg individual (aprox.)
	D	B	2B	r _{a mm} ³⁾	r _{a mm} ³⁾	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	grasa	aceite			
60	85	13	26	1	0.6	18.1	17.4	1 840	1 780	7 800	10 000	7912	27.5	0.23
	95	18	36	1.1	0.6	32.0	28.1	3 250	2 860	7 200	9 600	7012	31.5	0.478
	110	22	44	1.5	1	61.5	49.0	6 300	5 000	6 600	8 800	7212	36	0.765
	110	22	44	1.5	1	56.0	44.5	5 700	4 550	5 700	7 600	7212B	47.5	0.78
	130	31	62	2.1	1.1	98.0	71.5	10 000	7 300	5 900	7 900	7312	43	1.74
	130	31	62	2.1	1.1	90.0	66.0	9 200	6 700	5 100	6 800	7312B	56	1.77
65	90	13	26	1	0.6	18.3	18.0	1 860	1 840	7 200	9 600	7913	29	0.245
	100	18	36	1.1	0.6	33.5	31.5	3 450	3 200	6 700	9 000	7013	33	0.509
	120	23	46	1.5	1	70.5	58.0	7 150	5 900	6 100	8 100	7213	38	0.962
	120	23	46	1.5	1	63.5	52.5	6 500	5 350	5 200	7 000	7213B	50.5	0.981
	140	33	66	2.1	1.1	111	82.0	11 300	8 350	5 500	7 300	7313	46	2.11
	140	33	66	2.1	1.1	102	75.0	10 400	7 700	4 700	6 300	7313B	59.5	2.15
70	100	16	32	1	0.6	26.2	26.2	2 670	2 670	6 700	9 000	7914	32.5	0.397
	110	20	40	1.1	0.6	42.3	39.3	4 350	4 000	6 200	8 300	7014	36	0.705
	125	24	48	1.5	1	76.5	63.5	7 800	6 500	5 700	7 600	7214	40	1.09
	125	24	48	1.5	1	69.0	58.0	7 050	5 900	4 900	6 500	7214B	53	1.11
	150	35	70	2.1	1.1	125	93.5	12 700	9 550	5 100	6 800	7314	49.5	2.56
	150	35	70	2.1	1.1	114	86	11 700	8 800	4 400	5 800	7314B	63.5	2.61
75	105	16	32	1	0.6	26.50	27.1	2 710	2 760	6 300	8 400	7915	34	0.42
	115	20	40	1.1	0.6	43.50	41.5	4 450	4 250	5 800	7 800	7015	37.5	0.745
	130	25	50	1.5	1	79.0	68.5	8 050	7 000	5 300	7 100	7215	42.5	1.17
	130	25	50	1.5	1	71.5	62.0	7 300	6 350	4 500	6 000	7215B	56	1.19
	160	37	74	2.1	1.1	136	106	13 800	10 800	4 800	6 300	7315	52.5	3.07
	160	37	74	2.1	1.1	125	97.5	12 700	9 900	4 100	5 400	7315B	68	3.13
80	110	16	32	1	0.6	26.9	28.0	2 740	2 860	5 900	7 800	7916	35.5	0.444
	125	22	44	1.1	0.6	53.5	50.5	5 450	5 150	5 500	7 300	7016	40.5	0.994
	140	26	52	2	1	89.0	76.0	9 100	7 750	5 000	6 600	7216	45	1.39
	140	26	52	2	1	80.5	69.5	8 200	7 050	4 300	5 700	7216B	59	1.42
	170	39	78	2.1	1.1	147	119	15 000	12 100	4 500	5 900	7316	55.5	3.65
	170	39	78	2.1	1.1	135	109	13 800	11 100	3 800	5 100	7316B	72	3.72
85	120	18	36	1.1	0.6	36.0	38.0	3 700	3 850	5 500	7 400	7917	38.5	0.628
	130	22	44	1.1	0.6	54.5	53.5	5 600	5 450	5 100	6 900	7017	42	1.04
	150	28	56	2	1	99.5	88.5	10 100	9 050	4 700	6 200	7217	48	1.78
	150	28	56	2	1	90.0	80.5	9 150	8 200	4 000	5 300	7217B	63.5	1.82

- 1) Este valor se logra con jaulas maquinadas; cuando se utilizan jaulas prensadas, sólo el 80% de este valor es aceptable.
- 2) Los números que llevan el sufijo "B" tienen un ángulo de contacto de 40°; los rodamientos sin sufijo tienen ángulos de contacto de 30°.
- 3) Dimensión mínima permitida para el chaflán r o r_a.

R-50

Figura nro. 32. Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos de contacto angular, individuales o apareados. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016)

Rodamientos de Bolas a Contacto Angular Individuales y Apareados



Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

Ángulo de contacto e	Individual, DT				DB, DF				
	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$	
30°	0.80	1	0	0.39	0.78	1	0.78	0.63	1.24
40°	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

Carga radial estática equivalente

$$P_{or} = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

Ángulo de contacto e	Individual, DT		DB, DF	
	X_0	Y_0	X_0	Y_0
30°	0.5	0.33	1	0.66
40°	0.5	0.26	1	0.52

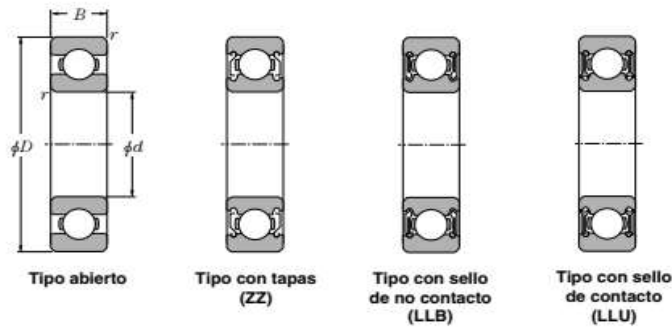
Para rodamientos individuales y en arreglos DT, Cuando $P_{or} < F_r$ use $P_{or} = F_r$.

Capacidad básica de carga				Velocidades límites ¹⁾		Números ²⁾ de rodamientos			Dimensiones de hombros y filetes					
dinámica		estática		(apareados)		r.p.m.			mm					
C_r	C_{or}	C_r	C_{or}	grasa	aceite	DB	DF	DT	d_a	d_b	D_a	D_b	r_{as}	r_{bs}
kN		kgf							min	min	max	max	max	max
29.3	35.0	2 990	3 550	6 200	8 300	DB	DF	DT	65.5	65.5	79.5	80.5	1	0.6
52.0	56.0	5 300	5 700	5 800	7 700	DB	DF	DT	67	67	88	90.5	1	0.6
100	98.0	10 200	10 000	5 300	7 000	DB	DF	DT	68.5	65.5	101.5	104.5	1.5	1
91.0	89.0	9 250	9 100	4 600	6 100	DB	DF	DT	68.5	65.5	101.5	104.5	1.5	1
159	143	16 200	14 600	4 700	6 300	DB	DF	DT	72	67	118	123	2	1
146	132	14 900	13 400	4 100	5 500	DB	DF	DT	72	67	118	123	2	1
29.7	36.0	3 050	3 700	5 700	7 600	DB	DF	DT	70.5	70.5	84.5	85.5	1	0.6
55.0	62.5	5 600	6 400	5 400	7 100	DB	DF	DT	72	72	93	95.5	1	0.6
114	116	11 600	11 800	4 900	6 500	DB	DF	DT	73.5	70.5	111.5	114.5	1.5	1
103	105	10 500	10 700	4 200	5 600	DB	DF	DT	73.5	70.5	111.5	114.5	1.5	1
180	164	18 400	16 700	4 400	5 800	DB	DF	DT	77	72	128	133	2	1
166	151	16 900	15 400	3 800	5 100	DB	DF	DT	77	72	128	133	2	1
42.5	52.5	4 350	5 350	5 300	7 100	DB	DF	DT	75.5	75.5	94.5	95.5	1	0.6
69.5	78.5	7 050	8 050	5 000	6 600	DB	DF	DT	77	77	103	105.5	1	0.6
124	127	12 600	13 000	4 500	6 000	DB	DF	DT	78.5	75.5	116.5	119.5	1.5	1
112	116	11 500	11 800	3 900	5 200	DB	DF	DT	78.5	75.5	116.5	119.5	1.5	1
203	187	20 700	19 100	4 100	5 400	DB	DF	DT	82	77	138	143	2	1
186	172	19 000	17 600	3 500	4 700	DB	DF	DT	82	77	138	143	2	1
43.0	54.0	4 400	5 500	5 000	6 700	DB	DF	DT	80.5	80.5	99.5	100.5	1	0.6
71.0	83.5	7 250	8 500	4 600	6 200	DB	DF	DT	82	82	108	110.5	1	0.6
128	137	13 100	14 000	4 200	5 600	DB	DF	DT	83.5	80.5	121.5	124.5	1.5	1
116	124	11 800	12 700	3 700	4 900	DB	DF	DT	83.5	80.5	121.5	124.5	1.5	1
221	212	22 500	21 600	3 800	5 000	DB	DF	DT	87	82	148	153	2	1
202	195	20 600	19 800	3 300	4 400	DB	DF	DT	87	82	148	153	2	1
43.5	56.0	4 450	5 700	4 700	6 200	DB	DF	DT	85.5	85.5	104.5	105.5	1	0.6
86.5	101	8 850	10 300	4 400	5 800	DB	DF	DT	87	87	118	120.5	1	0.6
145	152	14 700	15 500	3 900	5 300	DB	DF	DT	90	85.5	130	134.5	2	1
131	139	13 300	14 100	3 400	4 600	DB	DF	DT	90	85.5	130	134.5	2	1
239	238	24 400	24 200	3 500	4 700	DB	DF	DT	92	87	158	163	2	1
219	218	22 300	22 300	3 100	4 100	DB	DF	DT	92	87	158	163	2	1
59.0	76.0	6 000	7 750	4 400	5 900	DB	DF	DT	92	92	113	115.5	1	0.6
89.0	107	9 050	10 900	4 100	5 500	DB	DF	DT	92	92	123	125.5	1	0.6
162	177	16 500	18 100	3 700	5 000	DB	DF	DT	95	90.5	140	144.5	2	1
146	161	14 900	16 400	3 200	4 300	DB	DF	DT	95	90.5	140	144.5	2	1

Nota: Para las series de rodamientos 79 y 70, la ranura del anillo interior posee hombros en ambos lados. Por lo tanto, la dimensión r_1 del anillo interior es igual a la dimensión r_2 . Más aun, el radio de curvatura r_{as} de la esquina del eje es igual al radio r_2 .

Figura nro. 33. Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos de contacto angular, apareados. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016)

Nota: Con tabla superior derecha se calcula la fuerza equivalente



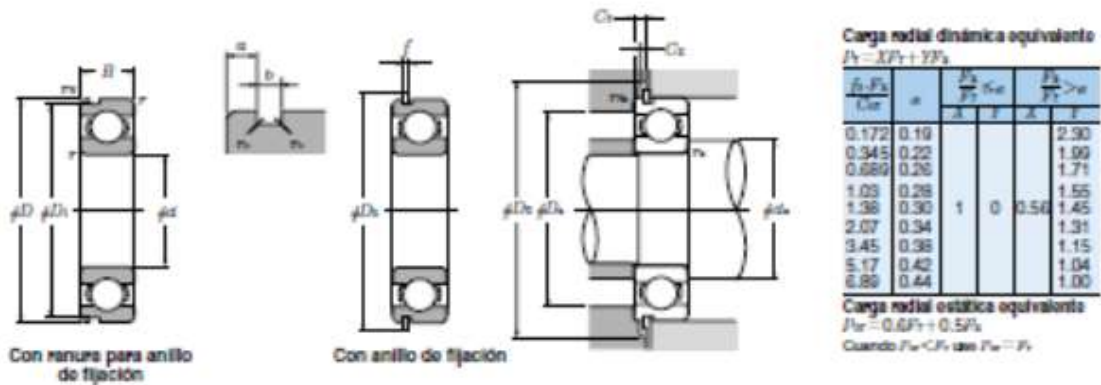
d 65 ~ 85mm

d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos			
	mm				kN		kgf			grasa		r.p.m. aceite		con sello			
	D	B	$r_{s,mm}^{1)}$	$r_{es,mm}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		tipo abierto ZZ	tipo abierto LLB	Z	LB	LLU	tipo abierto	de no contacto	de bajo torque
65	85	10	0.6	0.5	11.6	11.0	1 180	1 120	16.2	7 400	8 700	4 100	6813	ZZ	LLB	LLU	
	90	13	1	0.5	17.4	16.1	1 770	1 640	16.6	7 000	8 200	4 000	6913	ZZ	LLB	LLU	
	100	11	0.6	—	20.5	18.7	2 090	1 910	16.5	6 500	7 700	—	16013	—	—	—	
	100	18	1.1	0.5	30.5	25.2	3 100	2 570	15.8	6 500	7 700	3 900	6013	ZZ	LLB	LLU	
	120	23	1.5	0.5	57.5	40.0	5 850	4 100	14.4	5 500	6 500	3 600	6213	ZZ	LLB	LLU	
	140	33	2.1	0.5	92.5	60.0	9 450	6 100	13.2	4 900	5 800	3 300	6313	ZZ	LLB	LLU	
160	37	2.1	—	111	72.5	11 300	7 400	12.7	4 400	5 200	—	6413	—	—	—		
70	90	10	0.6	0.5	12.1	11.9	1 230	1 220	16.1	6 900	8 100	3 800	6814	ZZ	LLB	LLU	
	100	16	1	0.5	23.7	21.2	2 420	2 160	16.3	6 500	7 700	3 700	6914	ZZ	LLB	LLU	
	110	13	0.6	—	24.4	23.6	2 480	2 300	16.6	6 100	7 100	—	16014	—	—	—	
	110	20	1.1	0.5	38.0	31.0	3 900	3 150	15.6	6 100	7 100	3 600	6014	ZZ	LLB	LLU	
	125	24	1.5	0.5	62.0	44.0	6 350	4 500	14.5	5 100	6 000	3 400	6214	ZZ	LLB	LLU	
	150	35	2.1	0.5	104	68.0	10 800	6 550	13.2	4 600	5 400	3 100	6314	ZZ	LLB	LLU	
180	42	3	—	128	89.5	13 100	9 100	12.7	4 100	4 800	—	6414	—	—	—		
75	95	10	0.6	0.5	12.5	12.9	1 280	1 310	16.0	6 400	7 600	3 600	6815	ZZ	LLB	LLU	
	105	16	1	0.5	24.4	22.6	2 480	2 300	16.5	6 100	7 200	3 500	6915	ZZ	LLB	LLU	
	115	13	0.6	—	25.0	24.0	2 540	2 450	16.6	5 700	6 700	—	16015	—	—	—	
	115	20	1.1	0.5	39.5	33.5	4 050	3 400	15.8	5 700	6 700	3 300	6015	ZZ	LLB	LLU	
	130	25	1.5	0.5	66.0	49.5	6 750	5 050	14.7	4 800	5 600	3 200	6215	ZZ	LLB	LLU	
	160	37	2.1	0.5	113	77.0	11 600	7 850	13.2	4 300	5 000	2 900	6315	ZZ	LLB	LLU	
190	45	3	—	138	99.0	14 000	10 100	12.7	3 800	4 500	—	6415	—	—	—		
80	100	10	0.6	0.5	12.7	13.3	1 290	1 360	16.0	6 000	7 100	3 400	6816	ZZ	LLB	LLU	
	110	16	1	0.5	24.9	24.0	2 540	2 450	16.6	5 700	6 700	3 200	6916	ZZ	LLB	LLU	
	125	14	0.6	—	25.4	25.1	2 590	2 560	16.4	5 300	6 200	—	16016	—	—	—	
	125	22	1.1	0.5	47.5	40.0	4 850	4 050	15.6	5 300	6 200	3 100	6016	ZZ	LLB	LLU	
	140	26	2	0.5	72.5	53.0	7 400	5 400	14.6	4 500	5 300	3 000	6216	ZZ	LLB	LLU	
	170	39	2.1	0.5	123	86.5	12 500	8 850	13.3	4 000	4 700	2 700	6316	ZZ	LLB	LLU	
200	48	3	—	164	125	16 700	12 800	12.3	3 600	4 200	—	6416	—	—	—		
85	110	13	1	0.5	18.7	19.0	1 910	1 940	16.2	5 700	6 700	3 100	6817	ZZ	LLB	LLU	
	120	18	1.1	0.5	32.0	29.6	3 250	3 000	16.4	5 400	6 300	3 000	6917	ZZ	LLB	LLU	
	130	14	0.6	—	25.9	26.2	2 640	2 670	16.4	5 000	5 900	—	16017	—	—	—	
	130	22	1.1	0.5	49.5	43.0	5 050	4 400	15.8	5 000	5 900	2 900	6017	ZZ	LLB	LLU	
	150	28	2	0.5	83.5	64.0	8 500	6 500	14.7	4 200	5 000	2 800	6217	ZZ	LLB	LLU	
	180	41	3	0.5	133	97.0	13 500	9 850	13.3	3 800	4 500	2 600	6317	ZZ	LLB	LLU	

1) Dimensión mínima permitida para el chafán r.

Figura nro. 34. Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos rígidos de bolas para el lado B de eje de bomba. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016) pag.30

Rodamientos Rígidos de Bolas



Números de rodamientos	Dimensiones de la ranura para anillo de fijación mm	Dimensiones del anillo de fijación mm	Dimensiones de hombros y filetes mm										Masa ³⁾ kg			
			D_1	a	b	r_1	D_2	f	d_1	D_3	D_4	C_1		C_2	r_2	r_3
N	NR	82.9	1.7	1.3	0.4	80.4	1.12	69	70	81	91	2.5	1.2	0.6	0.5	0.128
N	NR	87.9	2.1	1.3	0.4	94.4	1.12	70	71.5	85	96	2.9	1.2	1	0.5	0.206
---	---	---	---	---	---	---	---	69	---	96	---	---	---	0.6	---	0.307
N	NR	96.8	2.87	2.7	0.6	106.5	2.46	71.5	74	93.5	108	5	2.5	1	0.5	0.421
N	NR	115.21	4.06	3.1	0.6	129.7	2.82	73	80.5	112	131.5	6.5	2.9	1.5	0.5	0.99
N	NR	135.23	4.9	3.1	0.6	149.7	2.82	76	86	129	152	7.3	2.9	2	0.5	2.08
---	---	---	---	---	---	---	---	76	---	149	---	---	---	2	---	3.3
N	NR	87.9	1.7	1.3	0.4	94.4	1.12	74	75.5	86	96	2.5	1.2	0.6	0.5	0.137
N	NR	97.9	2.5	1.3	0.4	104.4	1.12	75	77.5	95	106	3.3	1.2	1	0.5	0.334
---	---	---	---	---	---	---	---	74	---	106	---	---	---	0.6	---	0.441
N	NR	106.81	2.87	2.7	0.6	116.6	2.46	76.5	80.5	103.5	118	5	2.5	1	0.5	0.604
N	NR	120.22	4.06	3.1	0.6	134.7	2.82	78	85	117	136.5	6.5	2.9	1.5	0.5	1.07
N	NR	145.24	4.9	3.1	0.6	159.7	2.82	81	92.5	139	162	7.3	2.9	2	0.5	2.52
---	---	---	---	---	---	---	---	83	---	167	---	---	---	2.5	---	4.83
N	NR	92.9	1.7	1.3	0.4	99.4	1.12	79	80	91	101	2.5	1.2	0.6	0.5	0.145
N	NR	102.6	2.5	1.3	0.4	110.7	1.12	80	82.5	100	112	3.3	1.2	1	0.5	0.353
---	---	---	---	---	---	---	---	79	---	111	---	---	---	0.6	---	0.464
N	NR	111.81	2.87	2.7	0.6	121.6	2.46	81.5	85.5	108.5	123	5	2.5	1	0.5	0.649
N	NR	125.22	4.06	3.1	0.6	139.7	2.82	83	90.5	122	141.5	6.5	2.9	1.5	0.5	1.18
N	NR	155.22	4.9	3.1	0.6	169.7	2.82	86	99	149	172	7.3	2.9	2	0.5	3.02
---	---	---	---	---	---	---	---	88	---	177	---	---	---	2.5	---	5.72
N	NR	97.9	1.7	1.3	0.4	104.4	1.12	84	85	96	106	2.5	1.2	0.6	0.5	0.154
N	NR	107.6	2.5	1.3	0.4	115.7	1.12	85	88	105	117	3.3	1.2	1	0.5	0.373
---	---	---	---	---	---	---	---	84	---	121	---	---	---	0.6	---	0.597
N	NR	120.22	2.87	3.1	0.6	134.7	2.82	86.5	91.5	118.5	136.5	5.3	2.9	1	0.5	0.854
N	NR	135.23	4.9	3.1	0.6	149.7	2.82	89	95.5	131	152	7.3	2.9	2	0.5	1.4
N	NR	163.65	5.69	3.5	0.6	182.9	3.1	91	105	159	185	8.4	3.1	2	0.5	3.59
---	---	---	---	---	---	---	---	93	---	187	---	---	---	2.5	---	6.76
N	NR	107.6	2.1	1.3	0.4	115.7	1.12	90	91	105	117	2.9	1.2	1	0.5	0.27
N	NR	117.6	3.3	1.3	0.4	125.7	1.12	91.5	94	113.5	127	4.1	1.2	1	0.5	0.536
---	---	---	---	---	---	---	---	89	---	126	---	---	---	0.6	---	0.626
N	NR	125.22	2.87	3.1	0.6	139.7	2.82	91.5	97	123.5	141.5	5.3	2.9	1	0.5	0.89
N	NR	145.24	4.9	3.1	0.6	159.7	2.82	94	103	141	162	7.3	2.9	2	0.5	1.79
N	NR	173.66	5.69	3.5	0.6	192.9	3.1	98	112	167	195	8.4	3.1	2.5	0.5	4.23

2) Rodamientos sellados y con tapas están también disponibles. 3) Esta dimensión aplica para rodamientos sellados y con tapas. 4) No se incluye rodamientos con anillos de fijación.

Figura nro. 35. Valores de dimensiones, series y capacidades para rodamientos rígidos de bolas. Fuente: Catálogo de rodamientos NTN (2016)

Nota: Con tabla superior derecha se calcula la fuerza equivalente

Cálculo de fuerza equivalente en cada rodamiento

Con la siguiente formula se utilizó para calcular la fuerza equivalente para saber las fuerzas axiales y radiales de cada rodamiento.

$$F_{\text{equiv}}(\text{N}) = F_r * X_r + F_a * X_a$$

En la cual:

F_{equiv} = Fuerza equivalente que actúa en cada rodamiento, incluye la influencia de la fuerza radial y la axial en cada rodamiento

F_r : Fuerza radial en el rodamiento, N

X_r : Coeficiente de corrección de la fuerza radial

F_a : Fuerza axial que actúa en rodamiento, N

X_a : Coeficiente de corrección de la fuerza axial.

Cálculo de fuerza axial en rodamientos

Esta fuerza axial es del tipo hidrodinámica, que acciona sobre el rotor desde la parte de impulsión hacia la succión

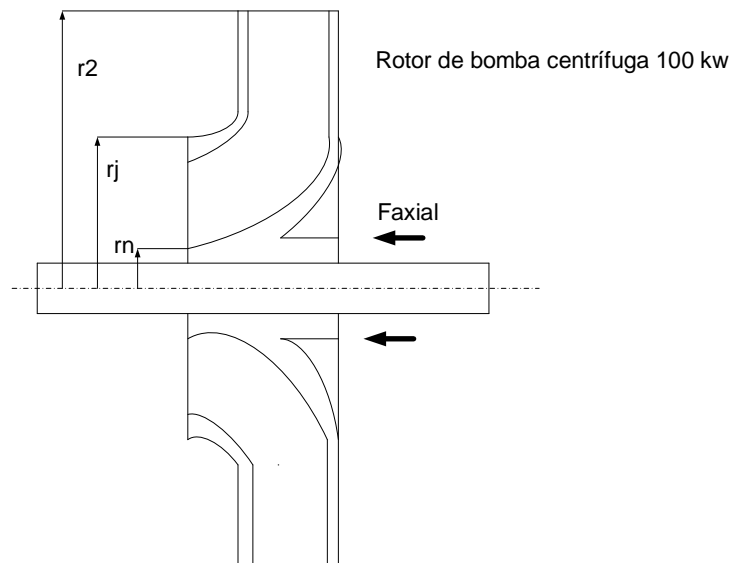


Figura nro. 36.a: Radios de rotor de bomba centrífuga para cálculo de fuerza axial

Se calcula con la ecuación de Popoviciu:

$$F_{\text{axial}} = \rho * g * \pi * (r_j^2 - r_n^2) * \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} * \left(r_2^2 - \frac{r_j^2 - r_n^2}{2} \right) \right]$$

En la cual:

F axial: Fuerza axial que actúa sobre rodamientos, N

ρ : Densidad del fluido bombeado: 995 kg/m³

g: aceleración de la gravedad: 9.81 m/s²

r_j: radio exterior de sección succión = 0.119 m

r_n: radio del muñón del rotor = 0.0898 m

H_p: Altura de bombeo: 32 m

ω : Velocidad angular del rotor: 184.31 rad/s

r₂: radio exterior del rotor: 0.235 m

Reemplazando y procesando:

$$F_{\text{axial}} = 995 * 9.81 * \pi * (0.119^2 - 0.0898^2) * \left[32 - \frac{184.31^2}{8 * 9.81} * \left(0.235^2 - \frac{0.119^2 - 0.0898^2}{2} \right) \right]$$

$$= 1750 \text{ N}$$

Cálculo de los coeficientes de corrección de fuerza radial y axial

En la siguiente tabla se muestra como se hace el cálculo de corrección de las fuerzas axiales como radiales

Tabla nro. 14 Valores de coeficiente e para hallar valores de factores de corrección de fuerza radial X y axial, Y, que permiten determinar la fuerza equivalente en cada rodamiento.

Carga radial dinámica equivalente					
$P_r = X * F_r + Y * F_a$					
$f_0 * F_a / C_{or}$	e	$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19	1.00	0.00	0.56	2.3
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.3				1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1

Catálogo de rodamientos NTN (2016)

En lado B: se tiene rodamiento **Serie 6014:**

$$\frac{f_0 * F_a}{C_{or}} = \frac{15.6 * 1750}{31000} = 0.88 \rightarrow 1.03 \rightarrow e = 0.28$$

Determinación de coeficientes X_r y X_a :

Se calcula la relación entre fuerza axial y la radial en cada rodamiento y se compara si es mayor o menor que el factor e , ver tabla y se elige los valores de X_r y X_a para luego hallar el valor de la fuerza equivalente en el rodamiento.

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{1750 \text{ N}}{2544.50} = 0.687 > e \rightarrow X_2 = 0.56, \quad Y_2 = 1.15$$

Fuerza equivalente 2 (en B):

Reemplazando en la ecuación de fuerza equivalente, los valores de fuerzas radial, axial y los respectivos coeficientes de corrección:

$$F_{e2} = 2544.50 * 0.56 + 1750 * 1.15 = 3437.42 \text{ N}$$

Duración del rodamiento B, en millones de ciclos, hasta la falla

$$L = L_h = \left(\frac{38,000}{3,437.42} \right)^3 = 1351 \text{ millones de ciclo hasta la falla}$$

Duración del rodamiento, en horas de operación hasta la falla

$$\rightarrow L_h = \frac{1351 * 10^6}{60 * 1750} = 12,866.66 \text{ h}$$

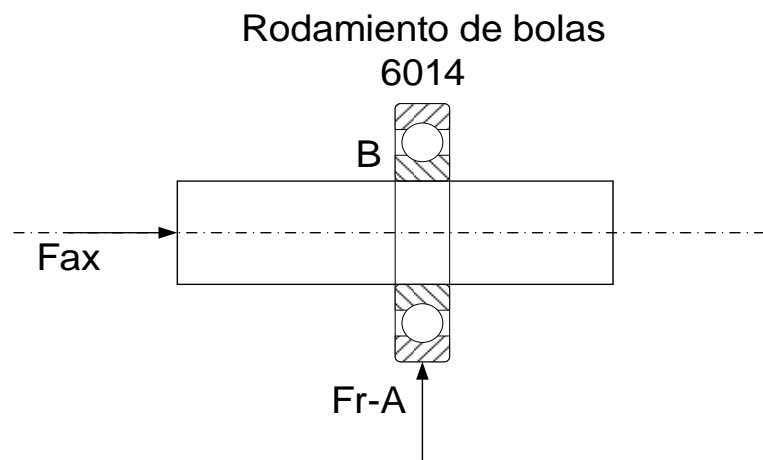


Figura nro. 37 b: esquema para cálculo de rodamientos rígido de bolas

Análisis de duración del rodamiento en lado A:

Se tiene rodamiento de contacto angular apareado espalda con espalda serie 7914 DB, con capacidad básica dinámica $C_r = 42,500$ N:

$$\frac{f_0 * F_a}{C_{or}} = \frac{16.3 * 1600}{20700} = 1.23 \rightarrow 1.38 \rightarrow e = 0.30$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1600 \text{ N}}{771} = 2.075 > e \rightarrow X_2 = 0.56, Y_2 = 1.15$$

Fuerza equivalente 1 (en A): $F_{e1} = 771 * 0.56 + 1600 * 1.15 = 2,271.76$ N

Duración del rodamiento, en millones de ciclos:

$$L = \left(\frac{40500}{2,271.76} \right)^3 = 5666 \text{ millones de ciclo}$$

Duración del rodamiento, en horas de operación

$$\rightarrow L_h = \frac{5666 * 10^6}{60 * 1750} = 53962 \text{ h}$$

Se observa que la duración, en horas; de los rodamientos de bolas, de contacto angular 7914 DB, para esta bomba es mayor al valor recomendado, de 40,000 a 50,000 horas, según tabla nro. 33.

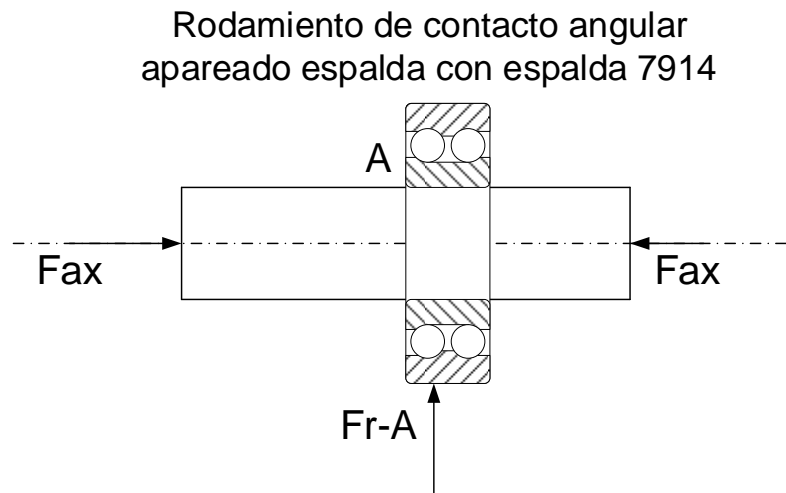


Figura nro. 38. esquema de cálculo para rodamiento doble espalda con espalda, de bolas, con contacto angular.

3.2 Medición de vibraciones mecánicas en rodamientos y definición de sus causas

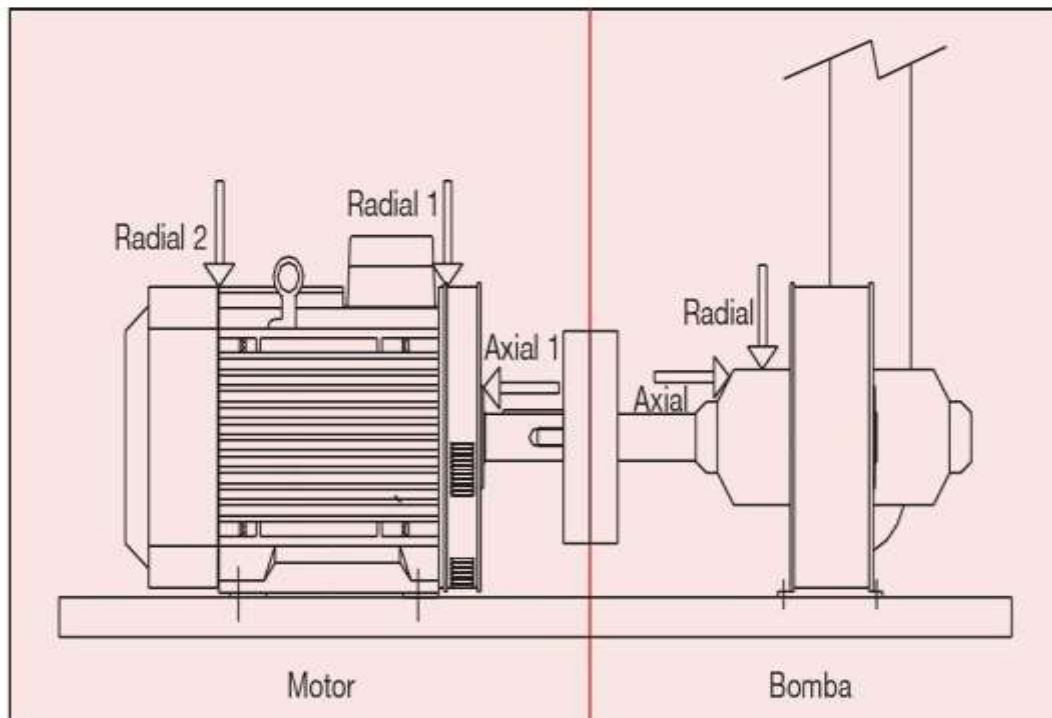


Figura nro. 39. Esquema de puntos de medición de vibraciones mecánicas en electrobomba.

En motor eléctrico:

Radial 2: punto de medición de vibración debido a fuerzas radiales en punto de apoyo posterior del motor eléctrico

Radial 1: punto de medición de vibración debido a fuerzas radiales en punto de apoyo anterior del motor eléctrico

Axial 1: punto de medición en parte frontal anterior del motor eléctrico, debido a fuerzas axiales.

En bomba centrífuga:

Radial: punto de medición de vibración en cojinetes radiales de bomba centrífuga

Axial: punto de medición en cojinetes frontales de bombas, debido a fuerzas axiales

Tabla nro. 15. Valores de velocidad de vibración en cojinetes radiales, de rodamientos lado A y B de electrobomba 100 kw, Hayduk.

Velocidad de vibración en rodamientos Bomba centrífuga GP K203 - 100 kw Hayduk - Puerto Malabrido 2019					
Ítem	Fecha	A		B	
		mm/s	pulg/s	mm/s	pulg/s
1	24-Abr	4.75	0.19	5.75	0.23
2	24-Abr	5.25	0.21	6.30	0.25
3	24-Abr	6.15	0.24	6.75	0.27
4	24-Abr	4.15	0.16	7.20	0.28
5	24-Abr	5.35	0.21	8.12	0.32
6	24-Abr	5.00	0.20	8.20	0.32
7	24-Abr	6.20	0.24	7.80	0.31
8	24-Abr	7.10	0.28	7.88	0.31
9	24-Abr	6.90	0.27	7.90	0.31
10	24-Abr	5.90	0.23	7.64	0.30
11	24-Abr	5.75	0.23	8.20	0.32
12	24-Abr	6.80	0.27	8.45	0.33
13	24-Abr	6.25	0.25	6.15	0.24
14	24-Abr	6.35	0.25	8.40	0.33
15	24-Abr	6.70	0.26	7.64	0.30
16	24-Abr	7.10	0.28	7.70	0.30
17	24-Abr	8.10	0.32	8.13	0.32
18	24-Abr	7.20	0.28	7.28	0.29
19	24-Abr	6.95	0.27	7.25	0.29
20	24-Abr	7.15	0.28	8.22	0.32
21	24-Abr	7.30	0.29	8.33	0.33
22	24-Abr	7.00	0.28	8.42	0.33
23	24-Abr	7.60	0.30	8.10	0.32
24	24-Abr	7.50	0.30	8.60	0.34
25	24-Abr	7.40	0.29	8.66	0.34
Velocidad de vibración promedio:		6.48	0.25	7.72	0.30

En tabla nro. 15:

- Número de mediciones: 25, para cada rodamiento
- Unidad de medida de velocidad de vibración: mm/s (pie/s)
- Utilizando la estadística descriptiva se determinó los valores promedios de las vibraciones de la serie de datos tomada, 25 valores para cada rodamiento.

Con los valores promedio de velocidad de vibración se procede a calcular la proyección de duración de los rodamientos, en régimen vibracional, real, determinando la causa que provoca la vibración, siendo el desbalanceo dinámico: existencia de una excentricidad entre el centro de masa y el centro geométrico, debido a la pérdida de masa del rotor por el desgaste erosivo y corrosivo del fluido bombeado

- Para medir vibraciones se utilizó el analizador de vibraciones UNIT T UT 315:



Figura nro. 40. analizador de vibraciones mecánicas, con interfaz para PC

Rangos de medición:

Rango de medición velocidad: 0.01-19.99 cm/s (10 Hz...1 kHz) precisión: +- 5%

Rango de medición aceleración: 0.1...199.9 m/s² (10 Hz...10 kHz) precisión: +-5%

Rango de medición del desplazamiento: 0.001...1.999 mm precisión: +-5%

3.3 Determinación de la reducción de la vida útil de los rodamientos en electrobombas, con vibraciones mecánicas.

Se hace el cálculo de los rodamientos con vibraciones mecánicas para saber el estado de duración real con vibraciones. Y se hace una proyección de duración de cada rodamiento.

Duración proyectada de rodamiento en cojinete B

- Tipo de rodamiento: radial, de bolas, una sola hilera
- Carga dinámica básica: 38,000 N.

Fuerza equivalente corregida, por influencia de la vibración en cojinete.

Con esta fórmula se calcula la fuerza equivalente corregida con vibraciones en el cojinete. B para hallar las horas en operación, Teniendo en cuenta su carga básica.

$$H = \left[\frac{C_r}{L + 6.7753 * 10^{-1} M * V * F} \right]^3 * \left[\frac{16667}{\text{rpm}} \right]$$

- H: Vida útil del rodamiento, en horas
- Cr: Capacidad de carga dinámica del rodamiento, especificada por el fabricante, en lbs:
= 38,000 N = 3800 daN = 8370 lb-f
- L: Carga equivalente aplicada en servicio al rodamiento, en lbs: 3473.42 N = 347.342 daN = 765.070
- M: Peso en libras de la masa opuesta a la vibración: 42.5 kg = 93.61 lb = peso del rotor de la bomba centrífuga
- V: Amplitud de la vibración en velocidad, pulg/s ...en tabla de mediciones: 0.25
- F = Frecuencia de la vibración en ciclo/minuto (o rpm) = 44 rpm

Reemplazando en la ecuación de vida útil del rodamiento en el cojinete B:

$$H = \left[\frac{8,370}{765 + 6.7753 * 10^{-1} * 93.61 * 0.25 * 44} \right]^3 * \left[\frac{16667}{1750} \right] = 1785 \text{ horas}$$

Este tiempo de operación es igual a 76 días, es decir a 2.53 meses, que corresponde con los tiempos de duración que indican los operarios de mantenimiento y de operación en planta Hayduk, que lo sitúan entre 2.5 a 3 meses

Duración proyectada de rodamiento en cojinete A

Se aplica en el cálculo para hallar las vibraciones en el lado del cojinete A. Para hallar las horas de operación del cojinete, teniendo en cuenta la carga básica y tipo de rodamiento.

- Tipo de rodamiento: radial, de bolas, una sola hilera
- Carga dinámica básica: 42,500 N

Fuerza equivalente corregida, por influencia de la vibración en cojinete

$$H = \left[\frac{Cr}{L + 6.7753 * 10^{-1} M * V * F} \right]^3 * \left[\frac{16667}{\text{rpm}} \right]$$

- H: Vida útil del rodamiento, en horas
- Cr: Capacidad de carga dinámica del rodamiento, especificada por el fabricante, en lbs:
= 42,500 N = 2700 daN = 9361.23 lb-f
- L: Carga equivalente aplicada en servicio al rodamiento, en lbs: 2271.76 N = 227.176 daN = 500.4 lb-f
- M: Peso en libras de la masa opuesta a la vibración: 42.5 kg = 93.61 lb = peso del rotor de la bomba centrífuga
- V: Amplitud de la vibración en velocidad, pulg/s ... en tabla de mediciones: 0.230
- F = Frecuencia de la vibración en ciclo/minuto = 42

Reemplazando en la ecuación de vida útil del rodamiento en el cojinete B:

$$H = \left[\frac{9361.23}{500.40 + 6.7753 * 10^{-1} * 93.61 * 0.23 * 42} \right]^3 * \left[\frac{16667}{1750} \right] = 5665 \text{ h}$$

Este tiempo de vida útil del rodamiento de bolas, tipo de contacto angular espalda con espalda, es igual a 236 días, es decir a 7.86 meses, superior al tiempo de operación continua de la Planta pesquera, que es en promedio 4 meses.

Nota: se debe indicar que no necesariamente la vida útil de los rodamientos debe ser igual, pues existen variaciones de calidad del agua bombeada, tanto en contenido de

sólidos como en el valor de su pH, es decir en sus capacidades erosivas y corrosivas, lo que causa valores diferentes de vibración.

Solamente el rodamiento de contacto angular, de doble hilera, espalda con espalda resiste a la vibración por un período superior al de operación continua de la planta, falla primero el rígido de bolas, pero arrastra consigo al de contacto angular

Reducción de la vida útil de los rodamientos debido a la vibración

Para el rodamiento de bolas, de contacto angular, lado A de la caja de la bomba:

Se saca el porcentaje de acuerdo a la variación de horas para saber cuánto dura con una carga ideal sin vibraciones y carga con vibraciones.

Vida útil sin vibraciones, ideal: 53,000 horas

Vida útil, con vibraciones: 5665 horas

Reducción de la vida útil del rodamiento del lado A, por las vibraciones:

$$\Delta L = \frac{L_{h1} - L_{h2}}{L_{h1}} * 100$$

En la cual:

Lh1: Duración del rodamiento, sin vibraciones, horas

Lh2: Duración del rodamiento, con vibraciones, horas

$$\Delta L = \frac{53,962 - 5665}{53,962} * 100 = 89.50 \%$$

Es decir, el rodamiento de bolas, de contacto angular, tiene una vida útil de solamente el 10.5 % de la vida útil nominal, sin vibraciones, se constata el gran impacto negativo de las vibraciones en la vida útil de los rodamientos

Para el rodamiento radial de bolas, en el lado B de la caja de la bomba:

Se saca el porcentaje de acuerdo a la variación de horas para saber cuánto dura con una carga ideal sin vibraciones y carga con vibraciones.

Vida útil sin vibraciones, ideal: 12,866 horas.

Vida útil, con vibraciones: 1785 horas.

Reducción de la vida útil del rodamiento del lado A, por las vibraciones:

$$\Delta L = \frac{L_{h1} - L_{h2}}{L_{h1}} * 100$$

$$\Delta L = \frac{12866 - 1785}{12866} * 100 = 86 \%$$

Es decir, el rodamiento radial de bolas, tiene una vida útil de solamente el 14 % de la vida útil nominal, sin vibraciones, se constata el gran impacto negativo de las vibraciones en la vida útil de los rodamientos.

3.4 Establecer medidas para controlar vibraciones en electrobomba

De acuerdo a las mediciones tomadas y a los tipos de vibraciones encontrados, así como a las causas de la vibración, se plantea tomar las siguientes medidas técnicas:

a. Implementar un monitoreo continuo de vibraciones de la electrobomba, con frecuencia semanal.

- Se deberá adquirir un analizador de vibraciones
- Se deberá aplicar capacitaciones en mediciones e interpretación de vibraciones al personal de mantenimiento de Hayduk



Figura nro. 41. Analizador de vibraciones mecánica

Especificaciones técnicas

	Aceleración	0.0 ... 399.9 m/s ² (Peak)
	Velocidad	0.00 ... 399.9 mm/s (RMS)
Rangos	Desplazamiento	0.000 ... 3.9999 mm (Pk-Pk)
	Revoluciones	50 ... 99.900 RPM (lectura debe ser multiplicado por 10)
Resolución	Aceleración	0,1 m/s ²

Balanceo dinámico del rotor de la bomba:

- Adquirir un rotor de bomba nuevo
- Realizar análisis vibracional con frecuencia semanal, estableciendo el valor mayor de velocidad de vibración igual a 7 mm/s, luego de lo cual, se deberá realizar el cambio del rotor en operación por el rotor nuevo. Además, se deberá hacer el cambio de rodamientos



Figura nro. 42.lado izquierdo balanceador dinámico portátil y de bancada microprocesador BMX 900

Figura nro. 43.Lado derecho bancada para equilibrado dinámico portátil

Características técnicas:

- Permite balancear dinámicamente *en dos planos* cualquier tipo de rotor, sea cual sea el peso, tipo de apoyo y geometría.
- Evalúa la calidad de balanceamiento en la pantalla, basándose en la norma NBR 8008 de la ABNT.

Máquina balanceadora dinámica

- Fijando los sensores PU 2002 a los cojinetes flotantes de una bancada como la ilustrada, el BM X 900 opera como una verdadera Unidad de Medición de Máquina Balanceadora Dinámica.

b. Cambio de lubricante, SAE 30 por SAE 40

- Para tener una mejor lubricación, pues el aceite SAE 40 tiene más viscosidad que el SAE 30, y más potencia hidrodinámica, pudiendo resistir mayor carga dinámica.
- Se deberá adquirir un analizador de viscosidad de aceite, para analizar las propiedades del aceite nuevo, con frecuencia diaria.



Figura nro. 44. Controlador del estado del aceite TMEH 1

El **TMEH 1** mide los cambios en la constante dieléctrica de una muestra de aceite. Por comparación de las mediciones obtenidas a partir de muestras usadas y nuevas del mismo aceite, se determina el cambio en el estado del aceite.

El cambio dieléctrico está directamente relacionado con la degradación y el nivel de contaminación del aceite. El analizador permite detectar aumentos en el desgaste mecánico y cualquier pérdida de propiedades lubricantes del aceite.

Características técnicas:

Indica los cambios sufridos por un aceite debidos a:

- Contenido de agua.
- Contaminación por carburante.
- Contenido metálico.
- Oxidación.

Referencia **TMEH 1**

Tipo de aceite adecuado mineral y sintético

c. Aumentar la frecuencia de inspecciones de alineamiento del motor y bomba

- Frecuencia: se harán inspecciones semanales
- Instrumento: se adquirirá un alineador laser, para obtener mayor precisión



Figura nro. 45. Alineador de ejes con rayos láser

Especificaciones técnicas del alineador de ejes láser PCE-TU 3

Distancia máx.	10 m entre sensores
Precisión	$\pm 1 \% + 0.01$
Resolución	0,001 mm
Resolución de pantalla	0,01 o 0,001 mm



Figura nro. 46. Alineamiento de ejes motor y bomba con rayos láser.

3.5 Determinar conveniencia de cambio del tipo de rodamiento, en función de durabilidad proyectada

Debido a que la duración nominal del rodamiento rígido de bolas, sería 6014; lado B, de la caja de rodamientos, de la electrobomba, los rodamientos de la electrobomba, tiene vida útil nominal mucho menor que la recomendada para estos equipos, de solamente 12,500 contra 30,000 a 40,000 horas, según información especializada, ver tabla nro. 33.

En el caso del rodamiento de contacto angular, serie 7914 DB, la durabilidad, sin vibraciones, es de 53962 horas, supera las 40,000 horas recomendadas, pero falta evaluar la durabilidad en régimen vibracional.

Se analiza la conveniencia técnica de cambiar la serie actual de rodamientos por otros de mayor capacidad dinámica, y, dado el caso, se hará con otro tipo de rodamientos.

3.5.1. Caso: Rodamientos de bolas de mayor capacidad dinámica

Se plantea:

En lado B: En lugar de rodamiento rígido de bolas serie 6014 se instalaría rodamiento rígido de bolas, serie 6417, conservando el mismo diámetro interior.

- Capacidad de carga dinámica rodamiento rígido de bolas serie 6415: 138 kN = 138,000 N
- Fuerza equivalente en rodamiento: 3437.42 N

Duración proyectada nominal del rodamiento 6414, sin vibraciones.

$$L = L_{h-6415} = \left(\frac{C_r(N)}{F_{\text{equiv-6415}}} \right)^3 \text{ millones de ciclos hasta la falla}$$

Reemplazando:

$$L = L_h = \left(\frac{128,000}{3,437.42} \right)^3 = 51,633 \text{ millones de ciclo hasta la falla}$$

Duración del rodamiento 6414, en horas de operación; sin vibraciones:

$$\rightarrow L_h = \frac{51,633 * 10^6}{60 * 1750} = 491,742.85 \text{ h}$$

Para una decisión más precisa, se hace el análisis para todos los rodamientos rígidos de bolas que figuran en el catálogo del fabricante, eligiendo el rodamiento que iguala o supera las 40,000 horas de trabajo, sin vibraciones, ver tabla nro. 16.

Tabla nro. 16. Estimación de duración nominal de rodamientos rígidos de bolas para electrobomba 100 kw

Rod. Rígido de bolas	Cr	F,equiv	Duración L	Velocidad de rotación	Duración horaria Lh
Serie	N	N	Millones de ciclos	rpm	horas
6814	12,100	3,437.42	43.62	1,750	415.40
6914	23,700	3,437.42	327.75	1,750	3,121.46
16014	24,400	3,437.42	357.66	1,750	3,406.30
6014	38,000	3,437.42	1,350.99	1,750	12,866.60
6214	62,000	3,437.42	5,867.83	1,750	55,884.06
6314	104,000	3,437.42	27,695.05	1,750	263,762.42
6414	128,000	3,437.42	51,633.56	1,750	491,748.24

. Elaboración propia

Del análisis de los resultados que figuran en la tabla nro. 1, se elige el rodamiento rígido de bolas serie 6214, el cual tendría 55,884.06 horas de operación, superando las 40,000 horas recomendadas, hasta la falla, faltando evaluar su comportamiento en régimen vibracional.

Análisis de los rodamientos nuevos rígidos de bolas para bomba 100 kw, en régimen vibracional

Se prepara una hoja de cálculo en Excel, y se presentan los resultados en la tabla nro.17:

Tabla nro. 17 duración proyectada de rodamientos rígidos de bolas, en régimen vibracional medio para bomba 100 kw, Hayduk.

Duración estimada de rodamiento rígido de bolas, en régimen vibracional, bomba 100 kw, Hayduk											
Serie del rodamiento rígido de bolas	Carga dinámica, Cr		Carga equivalente, L		Masa M que se opone a la vibración		Amplitud de vibración,		Velocidad de rotación del rodamiento	Frecuencia de vibración	Duración del rodamiento
	N	Libras-f	N	Libras-f	kg	Lbs	mm/s	pie/s	rpm	ciclos/min	h
6814	12,100	2,665	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	57.61
6914	23,700	5,220	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	432.92
16014	24,400	5,374	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	472.42
6014	38,000	8,370	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	1,784.47
6214	62,000	13,656	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	7,750.59
6314	104,000	22,907	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	36,581.34
6414	128,000	28,194	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	68,200.81

Elaboración propia

De acuerdo a la tabla anterior, es conveniente utilizar el rodamiento rígido de bolas, serie 6214, en reemplazo del rodamiento actual serie 6014. Se tendría una duración de 11 meses, muy superior a la duración promedio actual, de solamente 2.5 a 3 meses

3.6 Dimensionar y seleccionar amortiguadores para electrobomba

Se dimensionó y seleccionó amortiguadores para electrobomba, con el objetivo de absorber las vibraciones de las bombas que se transmiten a la cimentación y la debilitan.

Para eso se tiene en cuenta lo siguiente.

Peso de la bomba centrífuga: $GBC = 135 \text{ kg} = 1324.35 \text{ N}$,

Montaje de bomba centrífuga: sobre una placa de acero horizontal, cuyo peso se desprecia, número de amortiguadores: cuatro, idénticos

Constante elástica de $k = 6 \cdot 10^4 \text{ N/cm}$.

Peso del rotor de la bomba centrífuga: $42.5 \text{ kg} = 416.925 \text{ N}$

Excentricidad admisible $e = 0.15 \text{ mm}$.

Pulsación y frecuencia propia del sistema

Amplitud de las vibraciones forzadas, si la velocidad de rotación es $n = 1300 \text{ rpm}$

Velocidad de rotación crítica del motor

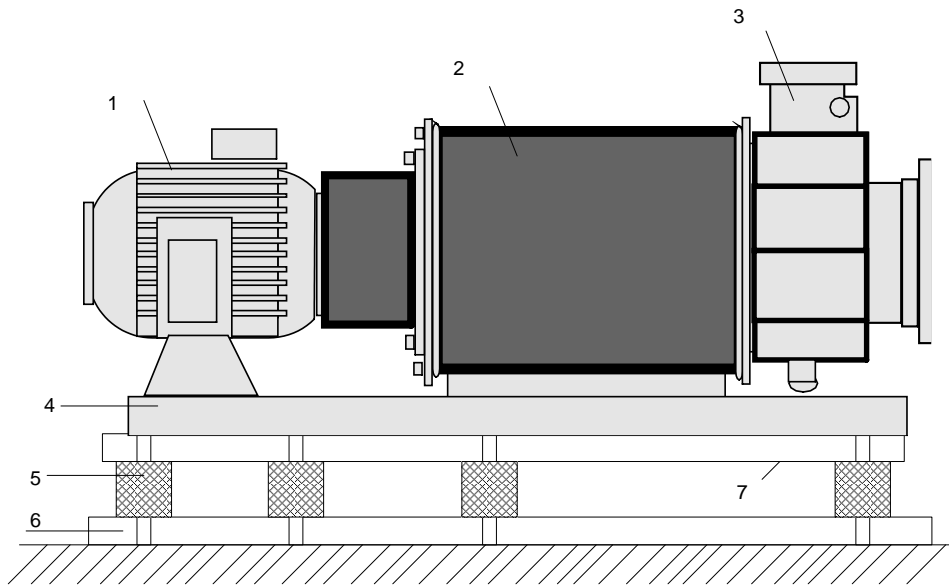


Figura nro. 47. Esquema de montaje de electrobomba 100 kw con amortiguadores de vibración. Elaboración propia.

Leyenda:

- 1: Motor eléctrico
- 2: Caja de rodamientos
- 3: Bomba centrífuga
- 4: Placa de base, acero al carbono de electrobomba
- 5: Amortiguador cilíndrico de polímero
- 6 y 7: Placas para amortiguadores, de acero al carbono

Al ser idénticos los amortiguadores, se tiene constante elástico total, se puede reemplazar para la bomba centrífuga: $4k$.

Pulsación propia del sistema:

$$p = \sqrt{\frac{4k}{m}} = \sqrt{\frac{4k * g}{G_{BC}}} = \sqrt{\frac{4 * 6 * 10^6 * 9.81}{1324.35}} = 421.64 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Frecuencia propia de la vibración:

$$f = \frac{p}{2 * \pi} = \frac{421.64}{2 * \pi} = 67.105 \text{ Hz}$$

Velocidad angular:

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 1750}{30} = 183.26 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Amplitud de las vibraciones forzadas, X0:

$$X_0(\text{m}) = \frac{G_R}{G_{BC}} * (e * \omega^2) * \frac{1}{p^2 - \omega^2}$$

Reemplazando:

$$X_0(\text{m}) = \frac{416.925}{1324.35} * (0.15 * 10^{-3} * 183.26^2) * \frac{1}{421.64^2 - 183.26^2} = 1.10 * 10^{-5} \text{m}$$

Determinación de existencia de resonancia

El fenómeno de resonancia aparece cuando la pulsación propia y la pulsación de la perturbación coinciden ($p = \omega$).

Velocidad crítica de rotación, n_{crit} :

$$\frac{\pi * n_{\text{crit}}}{30} = 421.64 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \rightarrow n_{\text{crit}} = 4026.36 \text{ rpm} > n_{\text{ME}} = 1750 \text{ rpm}$$

En este caso, no se cumple, el sistema está fuera del peligro de aparición de resonancia.

Selección de amortiguadores polímeros.

Para seleccionar el amortiguador para el motor eléctrico, se tiene en consideración la carga específica del motor, es decir, el peso unitario, en kg/cm^2

Amortiguadores para el motor eléctrico.

Peso del motor: 193 kg

Superficie de montaje: $4 \times 3 \times 4 = 24 \text{ cm}^2$

Carga unitaria del motor (que debe soportar el amortiguador):

$$C_{\text{unit-ME}} = \frac{P_{\text{ME}}}{S_{\text{montaje-ME}}} = \frac{193 \text{ kg}}{48 \text{ cm}^2} = 4.02 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Es decir, se selecciona amortiguadores con carga unitaria de mínimo 4.02 kg/cm^2

Amortiguadores para la bomba centrífuga

Peso de la bomba centrífuga: 135 kg

Superficie de montaje: $4 \times 4 \times 5 = 80 \text{ cm}^2$

Carga unitaria del motor (que debe soportar el amortiguador):

$$C_{unit-ME} = \frac{P_{ME}}{S_{montaje-ME}} = \frac{135 \text{ kg}}{80 \text{ cm}^2} = 1.68 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Se seleccionan amortiguadores que resistan una carga unitaria de mínimo 1.68 kg/cm². De tablas, se selecciona el siguiente tipo de amortiguador, que satisface los requerimientos anti vibratorios.

Ficha técnica de los amortiguadores de vibración:

- Dureza Shore: 50
- Carga: 10 kg/cm²
- Flecha: m/m²
- Métrica y largo de espiga (L) M-4x 10
- H, mm: 10
- D, mm: 10



Figura nro. 48. amortiguador de vibración polimérico, tipo cilíndrico

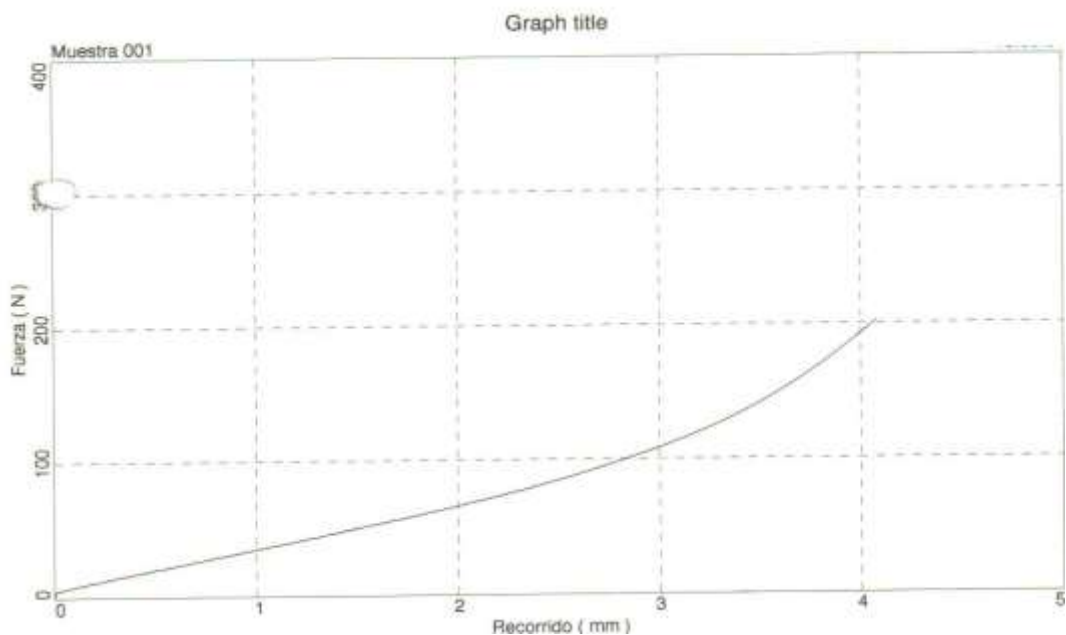


Figura nro. 49 Curva fuerza – deformación del amortiguador polimérico

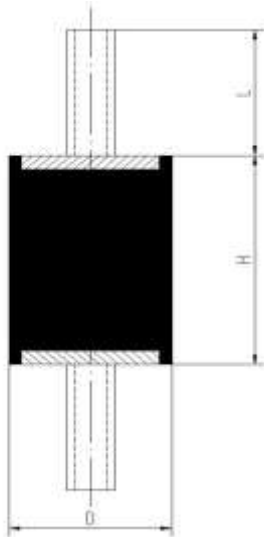


Figura nro. 50. Dimensiones del amortiguador polimérico

3.7 Análisis económico: presupuesto de la inversión, beneficios, costos.

3.7.1. Presupuesto de inversión:

Activos:

Analizador de vibraciones:	10,560 soles
Analizador de viscosidad de aceites:	4,623 soles
Alineador con rayos láser:	9,855 soles
Balaceador dinámico de rotores	12,350 soles

Capacitación:

Curso de mediciones de vibraciones mecánicas:	3,500 soles
---	-------------

Electrobomba

Bomba centrífuga:

$V = 250 \text{ 3/h}$

$H_t = 45 \text{ mca}$

Rendimiento: 80 %

Motor eléctrico:

Potencia nominal: 100 kw

Tensión: 460 V

Frecuencia: 60 Hz

Precio electrobomba: 62,500 soles

Herramientas mecánicas: 1,500 soles

Balanceo de rotor de bomba: 3,400 soles

Rodamiento rígido de bolas serie 6414: 615 soles

Rodamiento de bolas, de contacto angular serie 7314 DB 1,342 soles

Amortiguadores poliméricos de vibración, 16 piezas 2340 soles

Modificación de base de electrobomba: 3200 soles

Total, inversión: 115,785 soles

Estimación de beneficios económicos

Se tiene:

Tiempo perdido por colapso de electrobomba debido a vibraciones:

18 horas/año

Capacidad de producción de harina en Planta: 20 Ton/h

Precio de venta de harina de pescado, sin IGV: 2029 soles/Ton

Utilidad neta: 35 % sobre precio de venta

Tiempo perdido con nuevo sistema: 0 horas por año

Beneficio económico bruto:

$$B_{\text{bruto}} = m_{\text{prod.}} \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right) * T_{\text{po.}} \left(\frac{\text{h}}{\text{año}} \right) * P_{\text{venta}} \left(\frac{\text{Soles}}{\text{Ton}} \right) * \text{Util.}_{\text{neta}} (\%) \left(\frac{\text{soles}}{\text{período}} \right)$$

Reemplazando:

$$B_{\text{bruto}} = 12 \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right) * 18 \left(\frac{\text{h}}{\text{año}} \right) * 2029 \left(\frac{\text{Soles}}{\text{Ton}} \right) * 0.35 = 153,392.4 \left(\frac{\text{soles}}{\text{período}} \right)$$

Costo estimado de mantenimiento:

Materiales: 3,500 soles/año

Mano de obra: 2,000 soles/año

Insumos: 1,500 soles/año

Rodamientos: 1,957 soles/año

Amortiguadores: 2,340 soles

Total, costo de mantenimiento proyectado: 11297 soles/año

Beneficio económico neto estimado, B Neto:

B neto: B bruto – C mantto:

Bneto: 153,392.4 – 11,297 = 142,095.40 soles/año

Retorno estimado sobre la inversión, ROI:

$$\text{ROI: } \frac{\text{Inversión (soles)}}{\text{Beneficio neto } \left(\frac{\text{soles}}{\text{año}}\right)} = \frac{115,785 \text{ soles}}{142,095.4 \frac{\text{soles}}{\text{año}}} = 0.82 \text{ años}$$

3.8 Análisis financiero: Valor actual neto, Tas interna de retorno, interés y período de retorno de la inversión.

Se hace el estimado de inversiones, la tasa de interés, se determina el plan de pago por el préstamo bancario y luego, en función del flujo de caja operativo, para una vida útil estimado de 10 años, se determinan los indicadores financieros: Tasa interna de retorno, TIR; Valor actual neto; VAN y Período de retorno de inversión, PRI.

Tabla nro. 18 de inversión y financiamiento bancario

Inversión y financiamiento bancario		
Descripción		Monto (S/.)
Equipos		115,785.00
Otros		-
TOTAL DE COSTOS ESTIMADOS		115,785.00
TOTAL DE INVERSION DEL PROYECTO		S/. 115,785.00
FINANCIAMIENTO		
Descripción		Monto (S/.)
Aporte propio, % Inversión total	0%	S/. -
Financiamiento		S/. 115,785.00
Total inversión		S/. 115,785.00
Condiciones del Financiamiento		
Descripción		Monto (S/.)
Préstamo		S/. 115,785.00
Tasa efectiva anual		12.50%
Tasa efectiva mensual		0.99%
Plazo, meses		18
cuota mensual, Soles/mes		S/. 7,052.00

Elaboración propia

Tabla nro. 19 Plan de pagos mensuales del préstamo bancario

Plan de Pagos mensuales del préstamo bancario					
Mes	Préstamo	Interés	Amortización	Cuota	Saldo
1	115,785.00	1,142.05	5,910	7,052	109,875.05
2	109,875.05	1,083.76	5,968	7,052	103,906.81
3	103,906.81	1,024.89	6,027	7,052	97,879.69
4	97,879.69	965.44	6,087	7,052	91,793.13
5	91,793.13	905.41	6,147	7,052	85,646.54
6	85,646.54	844.78	6,207	7,052	79,439.32
7	79,439.32	783.56	6,268	7,052	73,170.87
8	73,170.87	721.73	6,330	7,052	66,840.59
9	66,840.59	659.29	6,393	7,052	60,447.87
10	60,447.87	596.23	6,456	7,052	53,992.10
11	53,992.10	532.56	6,519	7,052	47,472.65
12	47,472.65	468.25	6,584	7,052	40,888.90
13	40,888.90	403.31	6,649	7,052	34,240.20
14	34,240.20	337.73	6,714	7,052	27,525.93
15	27,525.93	271.50	6,781	7,052	20,745.43
16	20,745.43	204.62	6,847	7,052	13,898.05
17	13,898.05	137.08	6,915	7,052	6,983.13
18	6,983.13	68.88	6,983	7,052	0.00

Elaboración propia

ANÁLISIS FINANCIERO INVERSIÓN PARA AUMENTAR DISPONIBILIDAD EN ELECTROBOMBA 100 KW PLANTA HAYDUK – PTO. MALABRIGO

Beneficio bruto anual	153.392	S/año
Costos operativos		
Costo de Mantenimiento	11.297	S/año

* VAN y TIR : Con financiamiento del préstamo del banco.

Flujo de Caja Financiero											
	Año										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Pago Servicio de deuda											
Préstamo	-115785										
ínteres a pagar		11151									
Amortización, S/año		115785									
Costo Operación, S./año		11297	11297	11297	11297	11297	11297	11297	11297	11297	11297
Total egresos, S/año		138233	11297	11297	11297	11297	11297	11297	11297	11297	11297
Beneficio neto anual		142.095	142.095	142.095	142.095	142.095	142.095	142.095	142.095	142.095	142.095

FLUJO DE CAJA FINANCIERO											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	-115.785,00	3.862	130.798	130.798	130.798	130.798	130.798	130.798	130.798	130.798	130.798
		3.862	134.661	265.459	396.258	527.056	657.854	788.653	919.451	1.050.250	1.181.048

COK	12,5%
VAN	495.539
Tasa interna de retorno TIR	68%

PRI (Años)	0,83	Años
PRI: Periodo de Retorno de la Inversión		

Se observa que TIR es mayor que la tasa de interés, 68 % contra 12.5 %

El VAN es mayor que cero: 495,539 en el período de evaluación

El proyecto de mejora es atractivo, es positivo

IV. DISCUSIÓN

Se determinó la fuerza axial en la bomba, de naturaleza hidrodinámica, resulta ser 1750 N, es directamente proporcional a la densidad del fluido a bombear, de 995 kg/m^3 , la aceleración de la gravedad, $9.81 \text{ m}^2/\text{s}$, la altura de bombeo, de 32 m, el diámetro exterior del rotor, de 42.2 cm, e inversamente proporcional al cuadrado de la velocidad angular del eje, 188.34 rad/s , y del radio del muñón del eje, 89.8 mm. El empuje axial es un poco alto, reduce la vida útil del rodamiento, al aumentar la fuerza equivalente F_{equiv} , esta fuerza es absorbida por el rodamiento de contacto angular, más no mucho por el rígido de bolas, que ve reducida su vida útil

Se determina las fuerzas radiales en cada rodamiento, en el rodamiento rígido de bolas, en el punto de apoyo B, serie 6014; lado rotor de la bomba, resulta ser igual a 771 N, que no es un valor muy alto, pero sí el valor del empuje axial. La fuerza equivalente en B es 3437.42 N, alta, lo que ocasiona que; en condiciones sin vibraciones mecánicas, alcanza una vida útil de solamente 12,866 horas hasta la falla, correspondiente a 1351 millones de ciclos, a 1760 ciclos por minuto, se observa que no se cumple con el tiempo mínimo requerido para rodamientos de bombas: 40,000 horas, el rodamiento ha sido sub dimensionado.

El rodamiento del punto A, lado de acoplamiento con el motor eléctrico, es del tipo de bolas con contacto angular, doble, espalda con espalda, con capacidad de carga igual a 40,000 N, el esfuerzo axial es de 1750 n y el radial resulta ser de 2544.50 N, el cual se calcula con el momento flector en el punto B, siendo un valor elevado, así como el empuje axial, pero la capacidad de carga del rodamiento es también elevada, resultando una vida útil de 5666 millones de ciclo, a 1760 ciclos por minuto, resultando 53962 horas de vida útil, superior a los 40,000 horas , lo cual está bien.

Se realizó, luego de un mes del cambio de rodamientos, la medición de vibraciones mecánicas en rodamientos y definición de sus causas, en lado A, para el rodamiento doble de contacto angular, se obtuvo un valor de la velocidad promedio de vibración: $6.48 \text{ mm/s} = 0.25 \text{ pie/s}$, es elevada, siendo la velocidad admisible de 5 m/s.

La medición en lado B, con rodamiento rígido de bolas, serie 6014, se obtuvo una velocidad promedio de vibración: $7.72 \text{ mm/s} = 0.23 \text{ pie/s}$, elevada, siendo la velocidad admisible de vibración de 5 m/s.

Se observa que el cálculo de durabilidad de rodamientos debe hacerse en régimen vibracional, pues debido a las características del fluido, el cual tiene más de 3 % en peso de sólidos disueltos, tiene un fuerte efecto erosivo, que produce pérdida de material del rotor

de la bomba y su posterior desbalance dinámico, causando la aparición del régimen vibracional, el cual aumenta con el tiempo

Se calculó la duración de rodamientos rígidos de bolas en régimen vibracional, cuyos resultados se presentan en la siguiente tabla:

Duración estimada de rodamiento rígido de bolas, en régimen vibracional, bomba 100 kw, Hayduk											
Serie del rodamiento rígido de bolas	Carga dinámica, Cr		Carga equivalente, L		Masa M que se opone a la vibración		Amplitud de vibración,		Velocidad de rotación del rodamiento	Frecuencia de vibración	Duración del rodamiento
	N	Libras-f	N	Libras-f	kg	Lbs	mm/s	pie/s	rpm	ciclos/min	h
6814	12,100	2,665	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	57.61
6914	23,700	5,220	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	432.92
16014	24,400	5,374	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	472.42
6014	38,000	8,370	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	1,784.47
6214	62,000	13,656	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	7,750.59
6314	104,000	22,907	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	36,581.34
6414	128,000	28,194	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	68,200.81

Del análisis de la tabla anterior, se deduce que es conveniente utilizar el rodamiento rígido de bolas, serie 6214, en reemplazo del rodamiento actual serie 6014, pues es que tendría 7750 horas de duración, mayor que las 2880 horas, de servicio continuo de la planta pesquera, de tal modo que da tiempo de hacer mantenimiento preventivo durante el período de parada de producción. Según el personal de operación, los rodamientos no duran más de 2.5 meses de servicio continuo, es decir de 1800 horas, los cálculos dan 1784 horas, ver tabla anterior, lo que confirma lo expresado por el personal de mantenimiento de Hayduk.

El rodamiento rígido de bolas, serie 6314 tendría 36581 horas, mientras que el de serie 6416, 68200, pero no son considerados, pues no es conveniente que la bomba trabaje con régimen vibracional un gran período de tiempo.

En el caso del rodamiento rígido de bolas, lado A de la caja de rodamientos, se tiene, en régimen vibracional, una vida útil de 5665 horas, superior a las 2800 horas de operación continua de la planta pesquera, lo que permite programar cambios de rodamientos a después de 5600 horas de operación, así como el balanceo dinámico del rotor.

Se determinó la principal causa de vibración, desbalance dinámico del rotor de la bomba debido al efecto erosivo de los sólidos presentes en el fluido manejado por la bomba, se planteó la posibilidad de instalar una bomba en paralelo, de idénticas características que la de 100 kw, para que trabajen dos meses cada una de ellas, entrando en mantenimiento

correctivo al finalizar su período, habida cuenta que el Tiempo medio entre fallas es de 2.5 meses. Esta variante se desechó por representar un elevado costo y pone problemas de rediseño del lugar de instalación, complicando el mantenimiento. Puede actualizarse en un futuro, pero no es urgente.

Se observó que el aceite lubricante de los rodamientos, el SAE 10 W pierde sus propiedades, pues forma espuma y debe ser cambiado con bastante frecuencia, cada 10 días, por lo tanto se opta por cambiar el lubricante actual de los rodamientos en bomba, SAE 10W, que tiene viscosidad dinámica de 7000 centiPoise a 30°C, por uno más resistente a la fricción, con mayor viscosidad, el SAE 20 W, y viscosidad dinámica de 9500 centiPoise a 30°C; para mayor efecto amortiguador a las vibraciones en los elementos rodantes de los rodamientos y aumentar su vida útil

Se dimensionó y seleccionó amortiguadores para electrobomba, con el objetivo de absorber las vibraciones de las bombas que se transmiten a la cimentación y la debilitan, con el peso de la bomba centrífuga, incluido el rotor, de $177.5 \text{ kg} = 1741.27 \text{ N}$,

Es necesario que el amortiguador tenga una constante elástica de $k = 6 \cdot 10^4 \text{ N/cm}$. Resulta una pulsación propia de 421.64 rad/s, y frecuencia propia de la vibración 67.105 Hz, se obtiene una amplitud de las vibraciones forzadas igual a $1.10 \cdot 10^{-5} \text{ m}$, se obtiene la velocidad crítica de rotación igual a 4026 rpm, superior a la velocidad de régimen, de 1760 rpm, por lo tanto, se reduce que no aparece el fenómeno de resonancia.

Para la selección de los amortiguadores se tuvo en cuenta la elasticidad, y la carga específica, en kg/cm^2 , siendo para el motor de 2.25 kg/cm^2 y para la bomba de 4.10 kg/cm^2 , se elige amortiguadores poliméricos con resistencia a la carga específica de 10 kg/cm^2 , mayor a la carga máxima, de 4.10 kg/cm^2 . El amortiguador, de geometría cilíndrica, tiene constante elástica de $k = 6 \cdot 10^4$, lo cual asegura obtener frecuencia de vibración baja, de solamente 47 Hz.

V. CONCLUSIONES

- **Se determinó la durabilidad de los rodamientos en electrobombas, en horas; sin vibración**

El resultado representa el número máximo de horas de operación de cada rodamiento, sin vibraciones.

Para hallar la duración de los rodamientos, se recurre a las tablas de fabricantes y se toman los valores de los diversos coeficientes necesarios, ver figuras 29, 30, 31 y 32, que corresponden a rodamientos de contacto angular y rígido de bolas.

En lado B: se tiene rodamiento Serie 6014:

Duración del rodamiento B serie 6014: L_{h1} 1351 millones hasta de ciclo hasta la falla

Duración del rodamiento, en horas de operación hasta la falla $L_h = 12,866.66$ h

Análisis de duración del rodamiento en lado A: rodamiento de contacto angular apareado espalda con espalda serie 7914 DB,

Duración del rodamiento, en millones de ciclos: $L = 5666$ millones de ciclo

Duración del rodamiento, en horas de operación $L_h = 53962$ h

Se concluye que solamente el rodamiento del lado A, de contacto angular, cumple con una duración mayor que la recomendada, de 20,000 a 30,000 horas de operación

- **Se realizó la medición de vibraciones mecánicas en rodamientos y definición de sus causas:**

En lado A de caja de rodamientos:

Velocidad promedio de vibración: 6.48 mm/s = 0.25 pie/s

En lado B de caja de rodamientos:

Velocidad promedio de vibración: 7.72 mm/s = 0.23 pie/s

Se concluyen que la velocidad de vibración es elevada en ambos rodamientos, sobrepasa la velocidad admisible, de 5 m/s.

Nota: la medición de vibraciones se hizo luego de un mes del cambio de rodamientos

- **Determinación de la reducción de la vida útil de los rodamientos en electrobombas, con vibraciones mecánicas**

Duración proyectada de rodamiento en cojinete B

Reemplazando en la ecuación de vida útil del rodamiento en el cojinete B: $H_1 = 1785$ horas

Se concluye que el tiempo de operación es igual a 76 días, es decir a 2.53 meses, que

corresponde con los tiempos de duración que indican los operarios de mantenimiento y de operación en planta Hayduk, que lo sitúan entre 2.5 a 3 meses.

Duración proyectada de rodamiento en cojinete A

- Tipo de rodamiento: radial, de bolas, una sola hilera $H2 = 1764$ h

Se concluye que el tiempo de vida útil del rodamiento de bolas, tipo de contacto angular espalda con espalda, es igual a 75 días, es decir a 2.5 meses, valor que se sitúa en el rango del valor indicado de duración por los operarios de mantenimiento y de operación en planta Hayduk, que lo sitúan en 2.5 a 3 meses, en promedio. En ambos rodamientos, la vida útil con vibraciones es bastante reducida

- **Se establecieron medidas para controlar vibraciones en electrobomba**

De acuerdo a las mediciones tomadas y a los tipos de vibraciones encontrados, y a las causas de la vibración, se plantea tomar las siguientes medidas técnicas:

Implementar un monitoreo continuo de vibraciones de la electrobomba, con frecuencia semanal.

- Se deberá adquirir un analizador de vibraciones
- Se deberá aplicar capacitaciones en mediciones e interpretación de vibraciones al personal de mantenimiento de Hayduk

Balanceo dinámico del rotor de la bomba:

- Adquirir un rotor de bomba nuevo
- Realizar análisis vibracional con frecuencia semanal, estableciendo el valor mayor de velocidad de vibración igual a 7 mm/s, luego de lo cual, se deberá realizar el cambio del rotor en operación por el rotor nuevo. Además, se deberá hacer el cambio de rodamientos

Cambio de lubricante, SAE 30 por SAE 40

- Para tener una mejor lubricación, pues el aceite SAE 40 tiene más viscosidad que el SAE 30, y más potencia hidrodinámica, pudiendo resistir mayor carga dinámica.
- Se deberá adquirir un analizador de viscosidad de aceite, para analizar las propiedades del aceite nuevo, con frecuencia diaria.

Aumentar la frecuencia de inspecciones de alineamiento del motor y bomba

- Frecuencia: se harán inspecciones semanales

- Instrumento: se adquirirá un alineador laser, para obtener mayor precisión
- **Determinación si es conveniencia de cambio del tipo de rodamiento, en función de durabilidad proyectada**

Caso: Rodamientos de bolas de mayor capacidad dinámica

En lado B: En lugar de rodamiento rígido de bolas serie 6014 se instalaría rodamiento rígido de bolas, serie 6417, conservando el mismo diámetro interior. $L=L_h=51,633$ millones de ciclo hasta la falla.

Duración del rodamiento 6414, en horas de operación; sin vibraciones:

$L_h=491.742.85$ h

Para una decisión más precisa, se hace el análisis para todos los rodamientos rígidos de bolas que figuran en el catálogo del fabricante, eligiendo el rodamiento que iguale o supera las 40,000 horas de trabajo, sin vibraciones, ver tabla nro.

Para rodamiento radial, rígido de bolas; serie 6214: 5,5887 horas

Se concluye que es mejor utilizar el rodamiento 6214, pues su vida útil es mayor que 20,000 horas.

Análisis de los rodamientos nuevos rígidos de bolas en régimen vibracional

Duración estimada de rodamiento rígido de bolas, en régimen vibracional, bomba 100 kw, Hayduk											
Serie del rodamiento rígido de bolas	Carga dinámica, Cr		Carga equivalente, L		Masa M que se opone a la vibración		Amplitud de vibración,		Velocidad de rotación del rodamiento	Frecuencia de vibración	Duración del rodamiento
	N	Libras-f	N	Libras-f	kg	Lbs	mm/s	pie/s	rpm	ciclos/min	h
6814	12,100	2,665	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	57.61
6914	23,700	5,220	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	432.92
16014	24,400	5,374	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	472.42
6014	38,000	8,370	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	1,784.47
6214	62,000	13,656	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	7,750.59
6314	104,000	22,907	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	36,581.34
6414	128,000	28,194	3473.34	765.05	42.5	93.61	6.48	0.25	1750	44	68,200.81

Se concluye que, de acuerdo a la tabla anterior, es conveniente utilizar el rodamiento rígido de bolas, serie 6214, en reemplazo del rodamiento actual serie 6014. Se tendría una duración de 11 meses, muy superior a la duración promedio actual, de solamente 2.5 a 3 meses.

• **Se dimensionó y seleccionó amortiguadores para electrobomba**

Se dimensionó y seleccionó amortiguadores para electrobomba, con el objetivo de absorber las vibraciones de las bombas que se transmiten a la cimentación y la debilitan. Para eso se tiene en cuenta lo siguiente.

Peso de la bomba centrífuga: $GBC = 135 \text{ kg} = 1324.35 \text{ N}$,

Montaje de bomba centrífuga: sobre una placa de acero horizontal, cuyo peso se desprecia, número de amortiguadores: cuatro, idénticos

Constante elástico del amortiguador $k = 6 \cdot 10^4 \text{ N/cm}$.

Peso del rotor de la bomba centrífuga: $42.5 \text{ kg} = 416.925 \text{ N}$

Excentricidad admisible $e = 0.15 \text{ mm}$.

Velocidad de rotación, $n = 1300 \text{ rpm}$

Pulsación propia del sistema

$$p = \sqrt{\frac{4k}{m}} = 421.64 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Frecuencia propia de la vibración

$$p/2\pi = 421.64/2\pi = 67.105 \text{ Hz}$$

Velocidad angular

$$\pi \cdot n/30 = \pi \cdot 1750/30 = 183.26 \text{ rad/s}$$

Amplitud de las vibraciones forzadas, X_0 :

$$\text{Amplitud de las vibraciones forzadas } X_0(\text{m}) = 1.10 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Velocidad crítica de rotación $n_{\text{crit}} = 4026.36 \text{ rpm}$

Se concluye que el sistema está fuera del peligro de aparición de resonancia.

Selección de amortiguadores poliméricos

Se concluye que es factible seleccionar amortiguadores para absorber las vibraciones desde la electrobomba que se transmiten a la cimentación.

• Se realizó el análisis económico y financiero:

Se concluye que la TIR es mayor que la tasa de interés, 68 % contra 12.5 %. El VAN es mayor que cero: 495,539 en el período de evaluación. Por lo que, el proyecto de mejora es positivo pues tiene un período razonable de retorno de la inversión, de 0.83 años.

VI. RECOMENDACIONES

Debido a los beneficios técnicos, en cuanto a lograr una mayor duración de rodamientos, y económicos, por lograr más continuidad del proceso productivo, se recomienda implementar el presente estudio de investigación en la electrobomba de 100 kw de Hayduk SAC.

Se recomienda implementar un sistema de mantenimiento preventivo basado en técnicas predictivas de vibración, para las bombas de Hayduk SAC.

Después de dominar las técnicas predictivas y mejorar el mantenimiento predictivo, se recomienda pasar al Mantenimiento basado en la Confiabilidad, (RCM), lo que permitirá gestionar la duración de los rodamientos en las bombas centrífugas, en base a un enfoque de confiabilidad, es decir, seguridad de operación en el tiempo.

Para las técnicas de medición de vibraciones actuales, se debe aplicar un plan de capacitación en vibraciones mecánicas para el personal de mantenimiento que estará encargado de realizar las mediciones respectivas.

Se recomienda analizar la posibilidad de implementar un sistema de adquisición de datos en tiempo real, de las vibraciones en diversas máquinas críticas, con conexión a una PC, con un software especializado, para tener un monitoreo continuo, que permita tomar decisiones a tiempo y con menor incertidumbre.

Luego de lograr la madurez de la aplicación de este método de aumento de vida útil de rodamientos, se recomienda analizar la factibilidad de aplicarla a las electrobombas que manejen con fluidos en suspensión o corrosivos incluyendo a sus motores eléctricos respectivos.

Luego de implementar los amortiguadores para la electrobomba, se debe realizar un análisis vibracional para analizar el impacto en reducción de vibraciones en la cimentación y verificar la efectividad de los amortiguadores, para estandarizar su selección y uso.

VIII. REFERENCIAS

- Alvares, R. (2004). Curso de Vibraciones Mecánicas. Quito.
- AMAQ S.A. (2005). Tutoría de Vibraciones para Mantenimiento. México.
- Análisis de vibraciones: una herramienta clave en el mantenimiento predictivo. Scientia Et Technica Scientia et Technica Año XVI, 2010. vol. 45, no. 45.
- Análisis vibrodinámico de motores eléctricos, 2010. Chimborazo Epoch, 2011.
- Avallone, Eugene A. y Baumeister III, Theodore. (1996). Manual del ingeniero mecánico. 9a ed. México: Mc Graw Hill.
- Bernhard, D. L. (Pete) (1994). Machinery Vibración & balancing. San Diego, California, USA: SKF Edition.
- Bianchi; Facinelli.(1986). Diagnóstico de Fallas Mediante Análisis Vibracional. 1ra.ed. Buenos Aires: Nueva Librería.
- BrueL & Kjaer. (2003). Medida de las vibraciones. Segunda edición. Dinamarca.
- Cuatrecasas, L. (2003). Total Productive Maintenance. Barcelona.
- Daza, G. (2007). Vibraciones mecánicas en mantenimiento industrial. Extraído el 23 de mayo del 2019 desde <https://drive.google.com>
- Den Hartog, J.P. (1994). Mecánica de las vibraciones. Tr. Antonio Martin-Lunas.
- Diseño de un sistema para análisis de las vibraciones mecánicas como método de mantenimiento predictivo en máquinas rotativas. 2006. vol. 2, no. 1.
- Estudio de fallas comunes en rodamientos rígidos de una hilera de bolas mediante análisis en el dominio del tiempo y de la frecuencia, 2017.
- Estudio de fallas incipientes en rodamientos usando la técnica de la envolvente y cepstrum. Ingeniare. Revista chilena de ingeniería, 2013. vol. 20, no. 3.
- Fernández Cabanas, M. (1998). Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas. Barcelona: Marcombo.
- G. D. White. (1995). "Introducción a Vibración de Máquinas," Part Number 8569, versión 1.75. DLI Engineering Corp.
- García, S. (2009). Mantenimiento Predictivo. 1ra.ed. Madrid: Renovetec.
- García J. (2003). Análisis de Vibraciones. Cali.
- Glenn W. (2003). Vibraciones Mecánicas. Primera edición. DLI Engineering Corp Alemania.
- Gutiérrez, A. (2006). Mantenimiento Estratégico para Empresas Industriales o de --- Servicios. 1ra.ed. Medellín: Copyright.
- Harris & Crede. (1991). Editors. Shock and vibration handbook.. Mc-Graw Hill

- Hernández, Fernández, Baptista. (2014), Metodología de la investigación. México McGraw-Hill.
- ISO Internacional. (1974). ISO 2372. Vibración mecánica de máquinas con velocidades de operación entre 10 y 200 rev/s. Bases para la especificación de estándares de evaluación.
- INHAM, D.J. (2001). Engineering Vibration. Second Edition. Prentice Hall.
- J. Riddle. (1955). "Ball Bearing Maintenance". Norman. Ed. University of Oklahoma. Oklahoma.
- J. Fernández, A. Bediaga, I. Gaston and A. Hernandez. (2005). "Evaluation Study on Detection Techniques for Bearing Incipient Faults". The International Conference on Computer as a Tool. Vol. 2. November.
- Juric Komorki, Z. (1994). Proyecto integral de implantación de mantenimiento predictivo. Madrid: Mantenología S.A.
- Morocho, M. (2002). Administración del Mantenimiento. DocuCentro, Riobamba-Ecuador.
- Mosquera, G. (2001). Las Vibraciones Mecánicas y su Aplicación al Mantenimiento Predictivo. 2da.ed. Caracas: Copyright, 2001
- Noriega Motta, J. A. (1993). Análisis de vibraciones y sus efectos en los elementos de máquinas. Tesis Ing. Mecánico. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería.
- Nueva metodología de diagnóstico de fallas en rodamientos en máquina síncrona mediante el procesamiento de señales vibro acústicas empleando análisis de densidad de potencia. Ingeniería, Investigación y Tecnología, 2016. vol. 17, no. número 1.
- Palomino, E. (1997). La Medición y el Análisis de Vibraciones en el Diagnóstico de Máquinas Rotativas. Cuba: Ceim.
- Paresh Girdhar. (2004). Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance. 1ra.ed. London- England: Copyright.
- Pintor, J. (2006). Elementos de máquinas y vibraciones. Extraído el 12 de mayo del 2019 desde <http://www.imem.unavarra.es>
- Ron Bodre. (1995). DLI Engineering Tutoría de Vibraciones. Bainbridge Island.
- Sistema De Deteccion De Fallas Para Una Bomba Centrifuga. , 2013.
- S. A. McInerny, Y. Dai. "Basic Vibration Signal processing for bearing fault detection". IEEE Transactions on Education. Vol. 46 (1), 2003.
- Vila Roca, León J. (1991). Vibraciones mecánicas. Editorial Limusa.

Thompson, W. T. (1992). Teoría de vibraciones. Aplicaciones. México: Impresora Roma, S.A.

“Vibraciones Mecánicas en Motores Rotativos Trifásicos de 2 HP de Potencia para prevenir desbalance mediante una estrategia de mantenimiento predictivo en el laboratorio de control y automatización de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. , 2015.

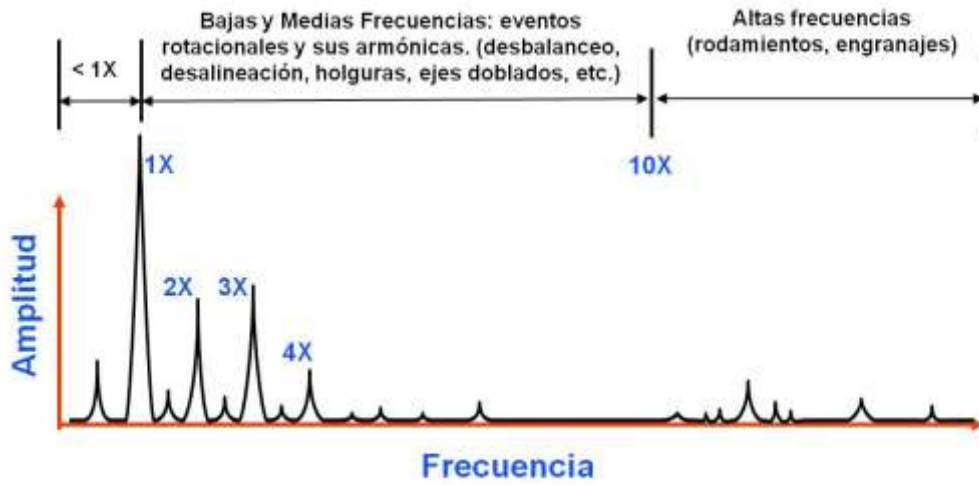
Catálogo de productos PCE Ibérica. Madrid 2018 [Fecha de consulta: 22 de mayo del 2019]. Disponible en: <https://www.pce-iberica.es/medidor-detalles-tecnicos/instrumento-de-vibracion/analizador-vc-check.htm>

Catálogo de productos Vibrocontrol. Sao Paolo 2017 [Fecha de consulta: 20 de junio del 2019]. Disponible en https://vibrocontrol.com.br/?page_id=338

Catálogo de productos Manpre. México 2017 [Fecha de consulta: 25 de junio del 2019]. Disponible en: <https://www.manpre.com.mx/analizadores-de-aceite/tmeh-1-oilcheck>

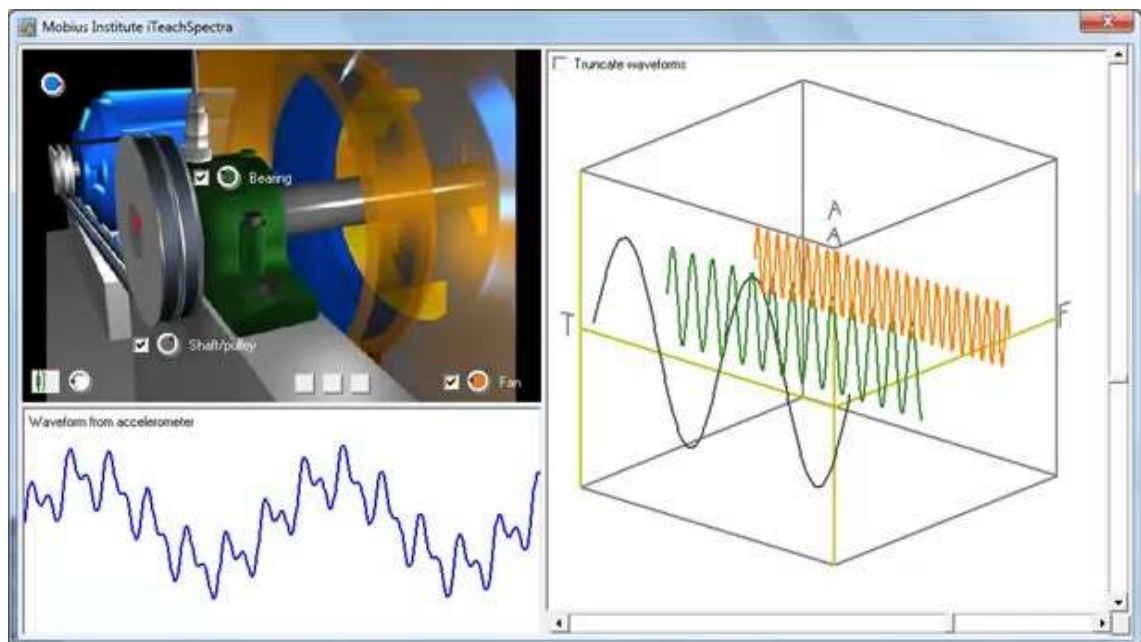
ANEXOS

Anexo 1: Modelo espectral de vibraciones, en velocidad

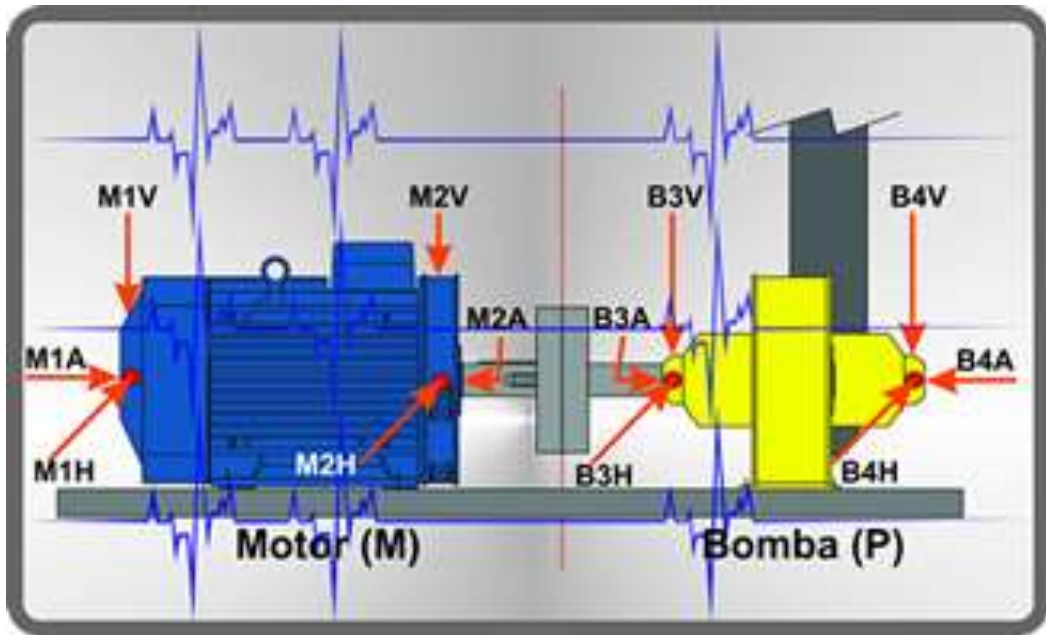


Modelo Espectral - (Velocidad)

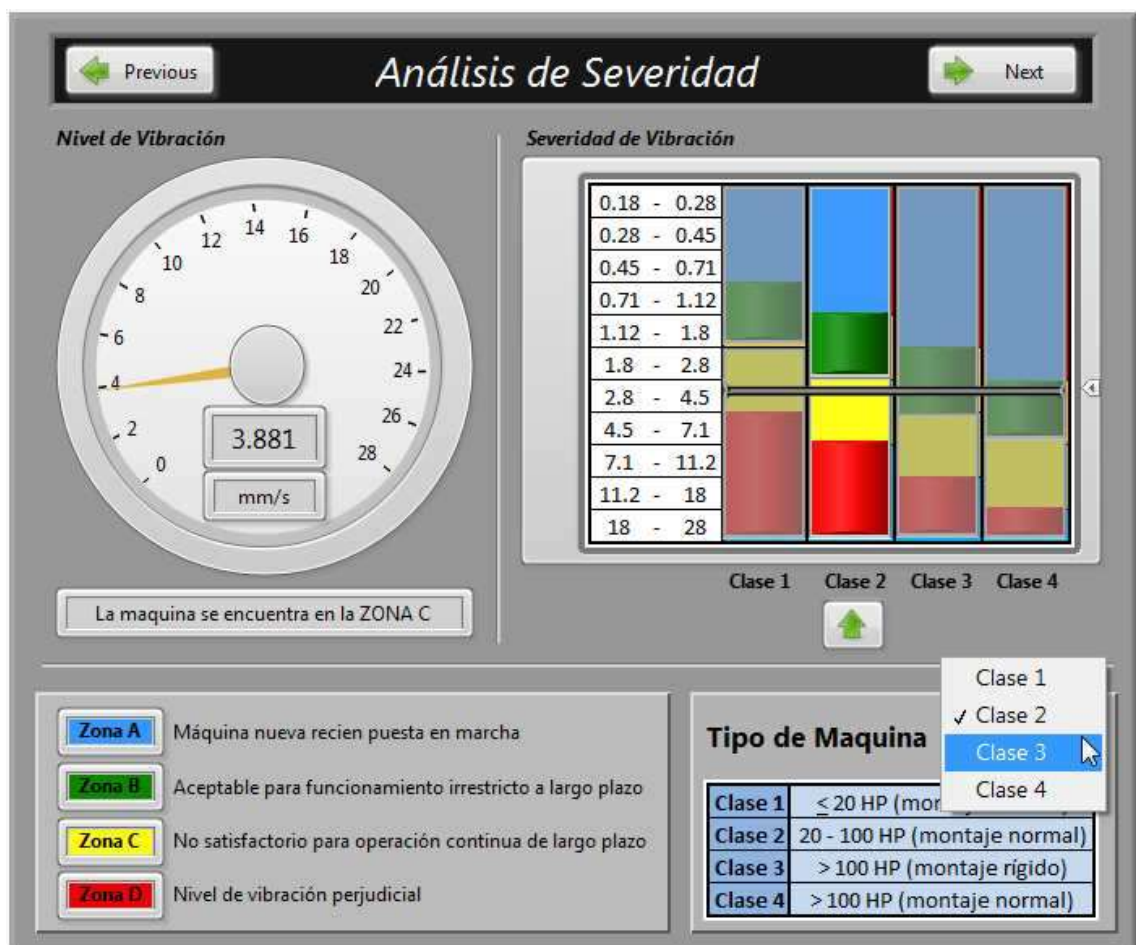
Anexo 2: Vibraciones en equipo rotacional



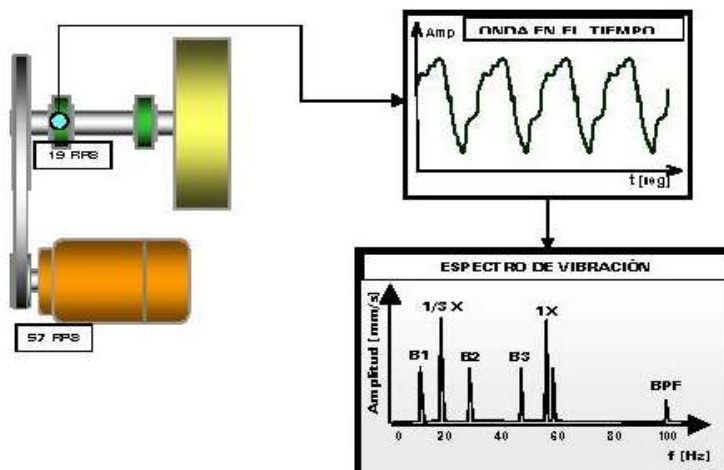
Anexo 3: Tipos de vibraciones y lugares de medición en electrobomba



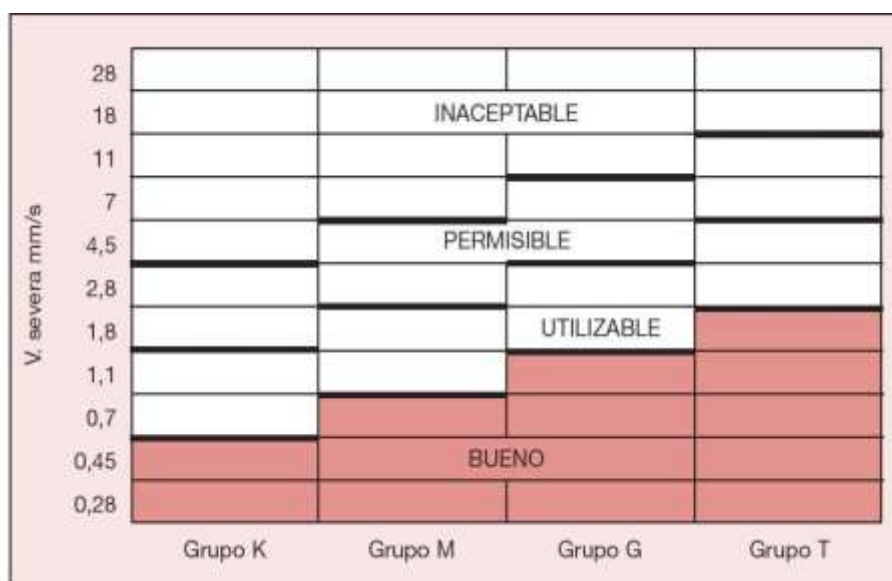
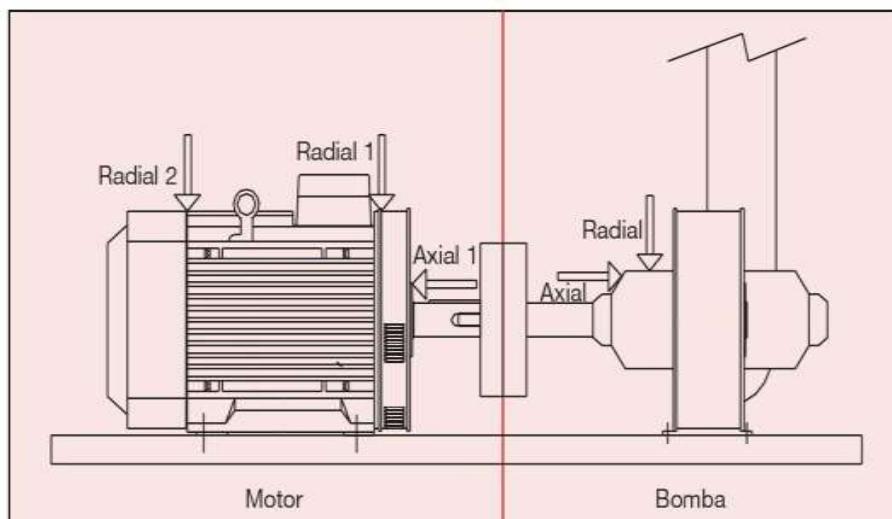
Anexo 4: Análisis de severidad de vibraciones




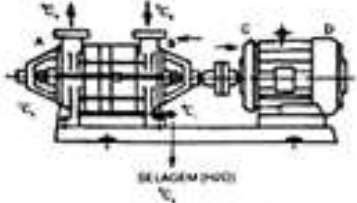
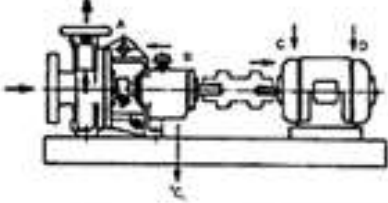
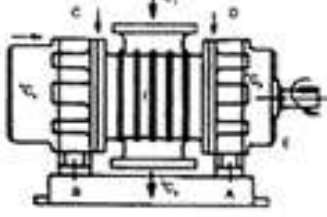
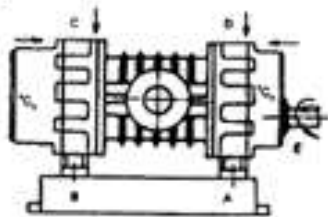

Anexo 5: análisis espectral de vibraciones



Anexo 6: Tipos de vibraciones y niveles aceptables en electrobombas



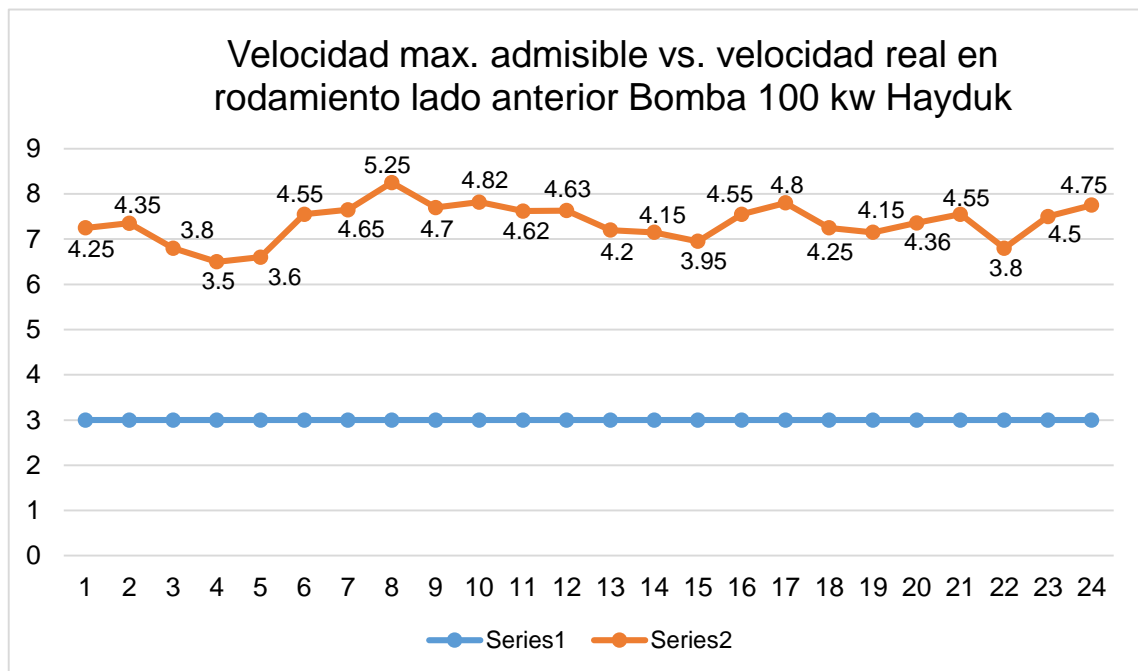
Anexo 7: Formato para registro de vibrações

		PROTOCOLO LEVANTAMENTO DE VIBRAÇÕES		AT Nº _____		
				Data ____/____/____		
Cliente _____ Localidade _____ Acoplamento () Direto () Polias e Correas Base com Amortecedor () Sim () Não Tipo _____			Equip. _____ Volts _____ Rpm _____		Série _____ Amp _____ ΔP _____	
BOMBA DE VÁCUO BKN - BLN / MV 			BOMBA CENTRÍFUGA 			
SOPRADOR VERTICAL 			SOPRADOR HORIZONTAL ENTRADA = °C, SAÍDA = °C. 			
Mancal	Posição	Velocidade Efetiva	Velocidade Equivalente	Amplitude Efetiva	Amplitude Equivalente	Temperatura
		mm / seg		 * Micron		
A	V					1
	H					2
	A					3
B	V					4
	H					5
	A					6
C	V					7
	H					8
	A					9
D	V					
	H					
	A					
E	V					
	H					
	A					
F	V					
	H					
	A					
G	V					
	H					
	A					
_____ ASSINATURA - CLIENTE			_____ ASSINATURA TÉCNICO - OMEL			

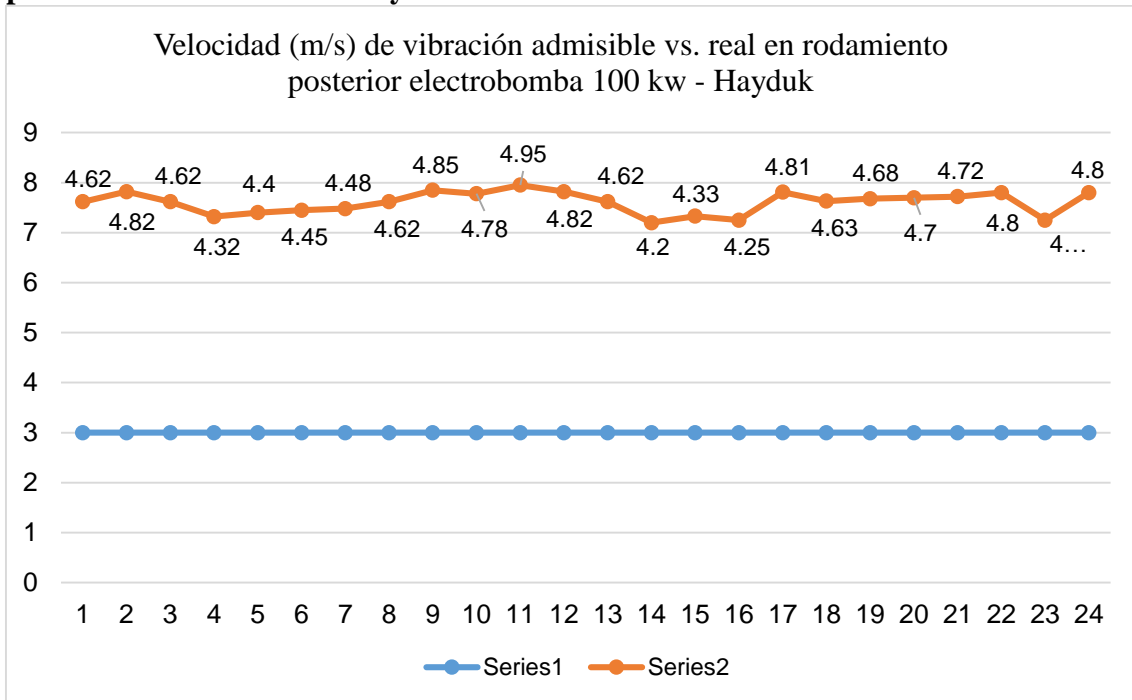
Anexo 8: Viscosidad ISO para aceites lubricantes y campos de viscosidad a 40 ° C

Clase ISO de viscosidad	Viscosidad cinemática a 40 °C			
	mm ² /s	Media	Mínima	Máxima
ISO VG2	2.2	1.98	2.42	
ISO VG3	3.2	2.88	3.52	
ISO VG5	4.6	4.14	5.06	
ISO VG7	6.8	6.12	7.48	
ISO VG10	10	9	11	
ISO VG15	15	13.15	16.5	
ISO VG22	22	19.8	24.2	
ISO VG32	32	28.8	35.2	
ISO VG46	46	41.4	50.6	
ISO VG68	68	61.2	74.8	
ISO VG100	100	90	110	
ISO VG150	150	135	165	
ISO VG220	220	198	242	
ISO VG320	320	288	352	
ISO VG460	460	414	506	
ISO VG680	680	612	748	
ISO VG1000	1000	900	1100	
ISO VG1500	1500	1350	1650	

Anexo nro. 9: Velocidad máx. Admisible vs. Velocidad real en rodamiento lado anterior Bomba 100 kw Hayduk



Anexo nro. 10: Velocidad máx. Admisible vs. Velocidad real en rodamiento lado posterior Bomba 100 kw Hayduk



Anexo nro. 11: Fotos en Hayduk con electrobomba de análisis vibracional



















Anexo 12: Analizador de vibraciones mecánicas

USB Communication

Can connect the computer real-time display measurement data, and save to the document and print



ANEXO 13 Instrumento de medición vibrómetro.



ANEXO.14 Certificado de calibración instrumento vibrómetro.

UNI-T

When the screen shows 000, DATA and REC icons, then press "▲/▼" to increase/decrease the time or long press "▲/▼" to increase/decrease quickly. The time can be set within 0.5-255 seconds. Finally press ENTER to save and access next option—factory default. LCD will show "DEF" (Pressing ENTER will reset the Tester to factory settings—USB0, APOD, 60s and clear all recorded data. If with MENU pressed down, the Tester will go into measurement selected before the menu again. If turning off the Tester when setting the menu, the Tester will automatically show the setup status, and there is no need to reset after returning on the Tester.)

Notes:

- Measurement with use of short probe is applicable for both high-and low-frequency vibration.
- Measurement with use of long-probe is applicable for only low-frequency vibration. Please use the short probe when measuring acceleration at a frequency > 1kHz.
- The Tester will turn off automatically after 3 minutes' inactivity.

X. Maintenance

1) Working Environment. UT313A/UT315 is a precision vibration tester, which should be protected from any shock, impact, moisture, strong electromagnetic field, oil and dust.

2) Replacing and Maintaining the battery

- When low battery indicator " " shows, please replace the battery timely.
- To avoid any battery leakage or serious damage to the Tester, please take out the battery if not in use for a long time.

3) Do not attempt to disassemble the Tester to alter its circuits randomly.

4) Cleaning the Casing. Clean the tester surface with soft cloth dampened with little water. Nothohol or solvent is not allowed, for it may cause correlative damage to the LCD.

XI. Warranty

- Please refer to Warranty Card for detailed warranty terms.
- The Warranty doesn't apply to any damage caused by unauthorized disassembly and misuse from users; self-alteration on warranty card and absence of purchase proof.

XII. Certification

The Vibration Tester complies with:

- EN61326-1:2006

XIII. Technical Specifications

Specifications	Technical Parameters
Vibration Collection	Piezoelectric accelerometer
Acceleration Range	0.1m/s ² ~199.9m/s ² (peak value)
Velocity Range	0.01cm/s~19.99cm/s (true valid value)
Displacement Range	0.001mm~1.999mm (peak peak value)
Accuracy	±(5%+2dpts)
Frequency Range (for Acceleration)	10HZ ~ 10kHz
Frequency Range (for Velocity)	10HZ ~ 1kHz
Frequency Range(for Displacement)	10HZ ~ 500HZ
LCD Display	Digital, 1999-count
Display Update Period	1 second
Power	9V alkaline battery
Current Under Sleep Mode	≤1uA
Working Current	≤25mA
Backlight Off Time	Press backlight key to shut off automatically power off after 3 minutes' inactivity
Auto Power Off	
Battery Life	20 hours of continuous use
Working Temperature	0℃ ~ 50℃
Working Humidity	20%RH ~ 80%RH
Storage Temperature	-20℃ ~ 60℃
Low Battery Indicator	Shows when battery voltage < 7V
Dimension	166mm X 80mm X 30mm
Weight	395g
Altitude	2000 m

Appendix:

a. Vibration Severity (ISO2372)

Vibration Strength Vibration velocity Vrms(m/s)	Machinery Category			
	I	II	III	IV
0.38	A	A	A	A
0.50				
0.71				
1.12	B			
1.58		B		
2.24			B	
3.15				B
4.50				
6.30				
8.91				
12.6				
17.8				
25.1				
35.5				
50.0				
70.0				
100.0				
141.0				
200.0				
282.0				
398.0				
562.0				
794.0				
1122.0				
1585.0				
2238.0				
3162.0				
4472.0				
6310.0				
8912.0				
12589.0				
17783.0				
25119.0				
35481.0				
50119.0				
70795.0				
100000.0				

Note:

(1) I Category: Small Machinery; II Category: Medium Machinery (15kW~75kW); III Category: Large Machinery; IV Category: Large Primary Machinery (the best).

(2) A, B, C, D: Vibration Severity. A: Good; B: Satisfactory; C: Unsatisfactory; D: Unacceptable. The Vrms value should be measured from three axes of driveshaft.

b. Maximum Vibration Allowed for Machinery with > 1 horse power (NEMA MG1-12.05)

Rotating speed (r/min)	Peak-peak displacement amplitude (μm)
3000-4000	25.4
1500-2999	38.1
1000-1499	50.8
<999	63.5

Note:

For AC machinery, please use Maximum syn rotation speed; for DC machinery, select the rotation speed with Max. power, for series-connected or multipurpose machinery, use the working speed.

c. Maximum Vibration Allowed for Large Induction Machinery (NEMA MG1-20.52)

Rotating speed (r/min)	Peak-peak displacement amplitude (μm)
3000 and higher	25.4
1500-2999	50.8
1000-1499	63.5
<999	76.2

Two standards above are formulated by National Electrical Manufacturers Association (NEMA)

d. Preferrred winding squirrel-cage induction machinery

Sync rotating speed (r/min)	Peak-peak displacement amplitude (μm)		
	Plastic support	Rigid support	Rigid support
720-1499	50.8	63.5	63.5
1500-2999	38.1	50.8	50.8
≥3000	25.4	25.4	25.4

The standard is formulated by American Petroleum Institute

e. ISO/IS2373 the electric quality standard based on vibration velocity

Quality grade	Rotating speed (r/min)	Axis height H (mm)		
		80<H<132	132<H<225	225
N (Normal)	600-3600	1.8	2.8	
	1800-3600	0.71	1.12	
R (Good)	600-1800	0.71	1.12	
	1800-3600	1.12	1.8	
S (Special)	600-1800	0.45	0.71	
	1800-3600	0.71	1.12	

Grade N limit value recommended in the table is only applicable to machinery.

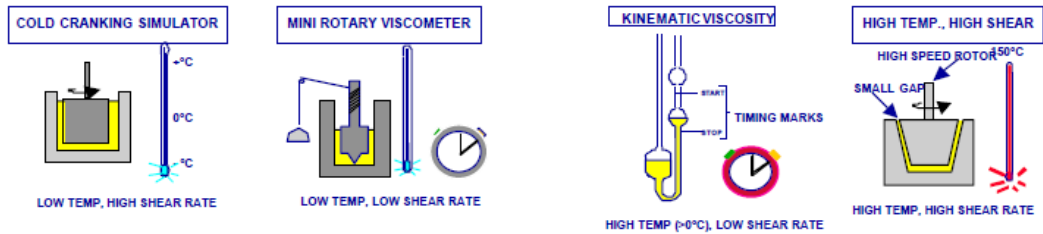
**** END ****

The manual information is subject to changes without pri

Manufacturer:
Uni-Trend Technology (China) Limited
No. 6, Gong Ye Bai Tai Road,
Songshan Lake National High-Tech Industrial
Development Zone, Dongguan City,
Guangdong Province,
China
Postal Code: 523 808

Headquarters:
Uni-Trend (Gu)
Rm801, 6/F, H
57 Hung To R
Kowloon, H
Kowloon, H
Tel: (852) 28
Fax: (852) 28
Email: info@uni-trend.com
http://www.uni-trend.com

Anexo 13: Grados de aceites lubricantes



GRADO SAE	BAJA TEMP- VISCOSIDAD (CCS) (cP)	BOMB. A BAJA TEMP. VISC. (MRV), CENTIPOISE (cP)	KV 100°C cSt	VISCOSIDAD A ALTA TEMP. Y ALTO CORTE a 150°C, 10 ⁶ s ⁻¹ (cP)
0W	6200 cP max. at - 35°C	60,000 cP max at - 40°C	3.8 min	
5W	6600 cP max. at - 30°C	60,000 cP max at - 35°C	3.8 min	
10W	7000 cP max. at - 30°C	60,000 cP max at - 30°C	4.1min	
15W	7000 cP max. at - 20°C	60,000 cP max at - 25°C	5.6 min	
20W	9500 cP max. at - 15°C	60,000 cP max at - 20°C	5.6 min	
25W	13000 cP max. at - 10°C	60,000 cP max at - 15°C	9.3 min	
20			5.6 - 9.3	2.6 min
30			9.3 - 12.5	2.9 min
40	(0W-40, 5W-40 and 10W-40 GRADES)		12.5 - 16.3	2.9 min
40	(15W-40, 20W-40, 25W-40 AND 40 GRADES)		12.5 - 16.3	3.7 min
50			16.3 - 21.9	3.7 min

- Instrumentos

Instrumento de evaluación nr. 1

Instrumentos de evaluación nr.1: bombeo agua de cola en Hayduk					
Proceso:	Análisis vibracional en electrobomba agua de cola, 100 kw				
Empresa:	HAYDUK SA				
Responsable:	Jara Saldaña, Jeiner Adan - Morales Asencio, Jorge Ernesto				
Ítem	Variable: Velocidad de vibración, mm/s	UM -	Valor	Fecha	Observaciones
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
23					
24					
Parámetros estadísticos descriptivos					
Media aritmética					
Mediana					
Moda					
Rango					
Varianza					
Variación Pearson					
Desviación estándar					

INSTRUMENTO DE EVALUACIÓN NR.2: HOJA DE ENCUESTA

Apellidos y nombres:

Fecha:

Escuela de Mecánica eléctrica, facultad de Ingeniería

1; Considera que en la Planta industrial Hayduk se hace buen mantenimiento predictivo?

a) Sí b) No

Explicar la razón

2. Considera que al reducir el nivel de vibraciones en electrobombas se contribuye a aumentar la seguridad operacional, ser más productivo y a obtener beneficios económicos para Hayduk?

a) Sí b) No

Explicar la razón

3. Considera que es importante implementar técnicas predictivas, como análisis vibracional en Planta Hayduk?

a) Sí, b) No

4. Conoce áreas o equipos críticos en los cuales sea necesario aplicar técnicas predictivas en Hayduk?

Sí No

5) ¿Ha recibido capacitación en técnicas predictivas, análisis vibracional?

Sí No

6) Considera que las vibraciones reducen drásticamente la durabilidad de los rodamientos en electrobombas de Planta Hayduk?

Sí No

7) Considera que la amortiguación de equipos rotativos es adecuada en Planta Hayduk?

Sí No

Encuestados:

Jefe de Mantenimiento

Auxiliar de Mantenimiento

- Validación de los instrumentos
- Certificado de validez de contenido del instrumento.

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por tener defectos)	
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³			
	Si	No	Si	No	Si	No		
1	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
2	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
3	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
4	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
5	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
6	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
7	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>			
Aspectos Generales					Si	No		
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					<input checked="" type="checkbox"/>			
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					<input checked="" type="checkbox"/>			
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					<input checked="" type="checkbox"/>			
VALIDEZ								
APLICABLE				<input checked="" type="checkbox"/>	NO APLICABLE			
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES								

¹**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico contenido de la variable y/o fenómeno.

²**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar al indicador de la dimensión y la variable.

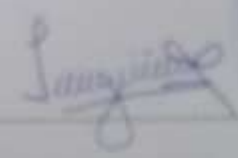
³**Claridad:** La redacción es clara y precisa al momento de leer, se entiende, exacta y directa.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: **MAGUIÑA CADILLO WAS MICARLO**

Profesión: **INGENIERO MECANICO - CIP 82613**

Especialidad: **SUPERVISOR MANTENIMIENTO**



 Firma del Experto

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ÍTEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Sí	No	Sí	No	Sí	No	
1	X		X		X		
2	X		X		X		
3	X		X		X		
4	X		X		X		
5	X		X		X		
6	X		X		X		
7	X		X		X		
Aspectos Generales					Sí	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					X		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					X		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					X		
VALIDEZ							
APLICABLE				X	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹**Pertinencia:** El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

²**Relevancia:** El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.

³**Claridad:** Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: **GUZMAN MUÑOZ HEBER FELIPE**

Profesión: **INGENIERO MECANICO**

Especialidad: **MANTENIMIENTO**


 Heber F. Guzmán Muñoz
 ING. MECANICO
 R. CIP. 93494



Firma del Experto

CERTIFICADO DE VALIDEZ DE CONTENIDO DEL INSTRUMENTO

ITEM	CRITERIOS A EVALUAR						Observaciones (si debe eliminarse o modificarse un ítem por favor indique)
	Pertinencia ¹		Relevancia ²		Claridad ³		
	Si	No	Si	No	Si	No	
1	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		
2	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		
3	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		
4	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		
5	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		
6	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		
7	<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		<input checked="" type="checkbox"/>		
Aspectos Generales					Si	No	
El instrumento contiene instrucciones claras y precisas para responder el cuestionario					<input checked="" type="checkbox"/>		
Los ítems permiten el logro del objetivo de la investigación					<input checked="" type="checkbox"/>		
El número de ítems es suficiente para recoger la información. En caso de ser negativa su respuesta, sugiera los ítems a añadir					<input checked="" type="checkbox"/>		
VALIDEZ							
APLICABLE				<input checked="" type="checkbox"/>	NO APLICABLE		
APLICA ATENDIENDO A LAS OBSERVACIONES							

¹Pertinencia: El ítem corresponde al concepto teórico formulado de la variable y/o dimensión.

²Relevancia: El ítem es apropiado para representar el indicador de la dimensión y la variable.


³Claridad: Se entiende sin dificultad alguna el enunciado del ítem, es conciso, exacto y directo.

DATOS GENERALES DEL EXPERTO

Apellidos y nombres: *IPARRAEBURU LOZANO ARQUIMEDES*

Profesión: *INGENIERO MECANICO*

Especialidad: *DISÑO MAQUINAS*


 Arquimedes LOZANO
 ING. MECANICO
 N. CIP. 13018

Firma del Experto

• Matriz de consistencia

Autor: JARA SALDAÑA, JEINER ADAN, MORALES ASENCIO, JORGE ERNESTO				
Título: "ANÁLISIS VIBRACIONAL EN ELECTROBOMBA CENTRÍFUGA DE 100 KW PARA AUMENTAR LA DURABILIDAD DE RODAMIENTOS Y DIMENSIONAR LOS				
Problema	Objetivos	Hipótesis	Variables	Metodología
¿En qué medida el análisis vibracional en electrobomba centrífuga de 100 kw permitirá determinar medidas para aumentar la durabilidad de rodamientos y dimensionar los amortiguadores en Hayduk Malabrigo?	Establecer una metodología de medición y análisis vibracional, de acuerdo a normas y valores admisibles para motores de bombas centrífugas horizontales, de fluidos erosivos, para implementar medidas y aumentar la durabilidad de rodamientos así como dimensionar amortiguadores para motor y bomba en Planta de Pesquera Hayduk S.A. de Puerto Malabrigo, justificando de modo técnico y económico, basado en el método científico	El análisis vibracional en electrobomba centrífuga de 100 kw permitirá determinar medidas para aumentar la durabilidad de rodamientos y dimensionar los amortiguadores en Planta Hayduk de Puerto Malabrigo	Variable Independiente	1. Tipo de Investigación: Aplicada, pues se busca resolver un problema industrial
			• Medidas para reducir vibración en electrobomba • Dimensiones y tipo de amortiguador • Tipo y serie de rodamiento	2. Nivel de Investigación: descriptiva
				3. Método: deductivo
				4. Diseño de la Investigación: Flujograma de procedimientos para desarrollar los objetivos específicos y hallar solución al problema de investigación
				5. Población: electrobombas de agua de cola de empresas pesqueras de La Libertad
				6. Muestra: Electrobomba de agua de cola de Hayduk, Puerto Malabrigo; La Libertad
				7. Técnicas: Entrevistas, encuestas, registros de datos
	Objetivos Específicos		Variable Dependiente	8. Instrumentos: Hoja de datos eléctricos, facturas
	<ul style="list-style-type: none"> • Determinar la durabilidad de los rodamientos en electrobombas, en horas; sin vibración • Medir vibraciones mecánicas en rodamientos y definir sus causas • Determinar la reducción de la vida útil de los rodamientos en electrobombas, con vibraciones mecánicas • Determinar los parámetros y tipos de vibración, en especial la pulsación propia para dimensionar los amortiguadores de polímero • Determinar si es conveniente cambio del tipo de rodamiento, en función de durabilidad proyectada • Hacer un análisis económico: presupuesto de la inversión, beneficios, costos. • Hacer un análisis financiero: Valor actual neto, Tas interna de retorno, interés y período de retorno de la inversión. 		<ul style="list-style-type: none"> • Durabilidad proyectada de rodamientos • Vibraciones residuales 	

Anexo 14. Acta de Aprobación de Originalidad de Tesis

	ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD DE TESIS	Código : 106-PP-PR-03.03
		Versión : 10
		Fecha : 10-06-2018
		Página : 1 de 1

Yo, Maria Elisia Armas Alvarado
 docente de la Facultad de Ingeniería
 Escuela Profesional de Ingeniería de la Universidad César Vallejo de Trujillo
 (precisar filial o sede), revisor (a) de la tesis titulada

"Análisis Vibracional en electrobomba contra fuga de 100 kW para aumentar la durabilidad de rodamiento y dimensionar amortiguadores en Hayward-Melobregó"

del (de la) estudiante Jara Saldaña, Jéiner Adán y Morales Ascencio Jorge Ernesto constato que la investigación tiene un índice de similitud de 17.7% verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin.

El/la suscrito (a) analizó dicho reporte y concluyó que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi feal saber y entender la tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

Lugar y fecha Trujillo, 20 de julio de 2019



 Firma

Nombres y apellidos del (de la) docente

DNI: 44073099

			
Revisó	Vicerrectorado de Investigación	/ Responsable del SAC	Aprobó

NOTA: Cualquier documento impreso diferente del original, y cualquier archivo electrónico que se encuentren fuera de este sistema virtual Tika serán considerados como COPIA NO CONTROLADA.

D.P.I. SUSTENTACIÓN FINAL

por jeiner jara

Fecha de entrega: 09-jul-2019 11:42p.m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 1147391382
Nombre del archivo: (5.72M)
Total de palabras: 20863
Total de caracteres: 113211

Anexo 16. Reporte Turnitin

tesis


INFORME DE ORIGINALIDAD

17%	14%	1%	8%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante	3%
2	docplayer.es Fuente de Internet	2%
3	ocw.uc3m.es Fuente de Internet	1%
4	cybertesis.uach.cl Fuente de Internet	1%
5	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	1%
6	www.scielo.cl Fuente de Internet	1%
7	www.sistemasmotrices.cl Fuente de Internet	1%
8	www.dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	1%
9	www.ingenieria.unam.mx Fuente de Internet	1%

Anexo 17. Autorización de Publicación de Tesis en Repositorio Institucional UCV

	AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE TESIS EN REPOSITORIO INSTITUCIONAL UCV	Código : F08-PP-PR-02.02
		Versión : 10
		Fecha : 10-06-2019
		Página : 1 de 1

Yo Jara Saldana Javier Adan..... identificado con DNI N° 42498317,
egresado de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la
Universidad César Vallejo, autorizo () , No autorizo () la divulgación y
comunicación pública de mi trabajo de investigación titulado
"Análisis Vibracional en electrobomba Centrífuga
de 100kw para aumentar la durabilidad en
rodamientos y dimensionar amortiguadores en
Hardox Halarço".....; en el Repositorio Institucional de la UCV
(<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo estipulado en el Decreto Legislativo 822,
Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art. 33

Fundamentación en caso de no autorización:

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....



FIRMA

DNI: 42498317

FECHA: 20 de Julio del 2019.

			
Revisó	Vicerrectorado de Investigación	Revisó	Aprobó
	DEVAC		RECTORADO PERU

NOTA: Cualquier documento impreso diferente del original, y cualquier archivo electrónico que se encuentren fuera del Campus Virtual Trilce serán considerados como COPIA NO CONTRIBUIDA.



**AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN DE TESIS
EN REPOSITORIO INSTITUCIONAL UCV**

Código : FOB-PP-PR-02.02
Versión : 10
Fecha : 10-06-2019
Página : 1 de 1

Yo JORGE ERNESTO MORALES ASENCIO, identificado con DNI N° 19082860 egresado de la Escuela Profesional de INGENIERIA MECANICA, de la Universidad César Vallejo, autorizo () No autorizo () la divulgación y comunicación pública de mi trabajo de investigación titulado "ANÁLISIS VIBRACIONAL EN ELECTROBOMBA CENTRIFUGA DE 100 KW PARA AUMENTAR LA DURABILIDAD DE RODAMIENTOS Y DIMENSIONAR LAS ANCHURAS EN HAYDRAUL - MALABO"; en el Repositorio Institucional de la UCV (<http://repositorio.ucv.edu.pe/>), según lo estipulado en el Decreto Legislativo 822, Ley sobre Derecho de Autor, Art. 23 y Art. 33

Fundamentación en caso de no autorización:

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

FIRMA

DNI: 19082860

FECHA: 20 de JULIO del 2019.

Revisó  /  /  /  Aprobó 

NOTA: Cualquier documento impreso diferente del original, y cualquier archivo electrónico que se encuentren fuera del Campus Virtual Trice serán considerados como COPIA NO CONTROLADA.



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

AUTORIZACIÓN DE LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

CONSTE POR EL PRESENTE EL VISTO BUENO QUE OTORGA EL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN DE:

Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

A LA VERSIÓN FINAL DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN QUE PRESENTA:

Jara Saldaña Jeiner, Adan

Morales Asencio Jorge Ernesto

INFORME TITULADO:

“Análisis vibracional en electrobomba centrífuga de 100 kw para aumentar la durabilidad de rodamientos y dimensionar los Amortiguadores en Hayduk Malabrigo”

SUSTENTADO EN FECHA: 23 diciembre 2018

NOTA O MENCIÓN: 14



FIRMA DEL ENCARGADO DE INVESTIGACIÓN

DR. JORGE INCISO VASQUEZ