

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA



Trabajo de Suficiencia Profesional

Propuesta de Mantenimiento Basado en Condición para mejorar la disponibilidad de bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda en una planta concentradora de cobre

Para obtener el título profesional de:

Ingeniero Mecánico

Elaborado por:

Joubert Denhan Solórzano Chuquimantari

 <https://orcid.org/0009-0002-4527-7014>

ASESOR:

Mg. Samuel Vladimir Rivera Castilla

 <https://orcid.org/0009-0008-1714-6002>

Lima – Perú

2025

Citar/How to cite	(Solórzano, 2025)
Referencia/Reference	Solórzano, J. (2025). <i>Propuesta de Mantenimiento Basado en Condición para mejorar la disponibilidad de bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda en una planta concentradora de cobre</i> . [Trabajo de suficiencia profesional, Universidad Nacional de Ingeniería]. Repositorio institucional Cybertesis UNI.
Estilo/Style: APA (7ma ed.)	

Lista de contenido

Lista de contenido	iii
Lista de Tablas	vi
Lista de Figuras	vii
Resumen	x
Abstract	xii
INTRODUCCION	xiv
CAPÍTULO I. Generalidades	1
1.1 Antecedentes de la Investigación	1
1.2 Identificación y Descripción del Problema de Estudio.....	6
1.3 Formulación del Problema	10
1.4 Justificación e Importancia.....	10
1.5 Objetivo	12
1.6 Hipótesis	12
1.7 Variables y Operacionalización de Variables.....	13
1.8 Metodología de La Investigación	14
1.8.1 Unidad de Análisis	14
1.8.2 Tipo, Enfoque y Nivel de Investigación.....	15
1.8.3 Diseño de la Investigación	16
1.8.4 Fuentes de Información.....	16
1.8.5 Población y Muestra	17
1.8.6 Recolección de Datos	17
1.8.7 Análisis y Procesamiento de Datos	17
CAPITULO II. Marco Teórico y Marco Conceptual	19
2.1 Bases Teóricas	19
2.1.1 Bombas Centrifugas: Fundamentos	19
2.1.1.1 Ecuación de Continuidad, Ecuación de Bernoulli y Perdidas en Tuberías.....	19

2.1.1.2 Clasificación de Maquinas de Fluido: Bombas.....	24
2.1.1.3 Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas: Ecuación de Euler	25
2.1.1.4 Perdidas, Potencias y Rendimientos	28
2.1.2 Cavitación en Bombas Centrifugas.....	30
2.1.2.1 Formación de vapor en la entrada de la bomba.....	31
2.1.2.2 Implosión de las Burbujas dentro de la bomba.	33
2.1.2.3 Altura Neta Positiva en la Aspiración (NPSH por sus siglas en Ingles)	36
2.1.3 Análisis Vibracional	38
2.1.3.1 Conceptos Básicos	38
2.1.3.2 Transformada Rápida de Fourier	42
2.1.3.3 Análisis Vibracional	45
2.1.3.4 Análisis Vibracional en Bombas.....	48
2.1.3.5 Gravedad de vibración	52
2.1.4 Indicadores de Control de Mantenimiento	54
2.2 Marco Conceptual.....	54
CAPITULO III. Desarrollo del Trabajo de Investigación.....	56
3.1 Recolección de Datos	56
3.1.1 Estrategia de Mantenimiento Bomba PP101	62
3.1.1.1 Mantenimiento preventivo, bomba PP101	62
3.1.1.2 Mantenimiento basado en condición, bomba PP101	64
3.1.1.3 Análisis vibracional bomba PP101 - Mantenimiento Predictivo	65
3.1.2 Reporte Monitoreo de Vibraciones de la Bomba PP101.....	67
3.1.3 Narrativa de control del circuito de Molienda y de la bomba centrifuga PP101	72
3.1.4 Disponibilidad de la bomba PP101 hasta el 2do Reporte	76
3.2 Procesamiento de la Información.....	77

3.3 Análisis de la Información	89
3.3.1 Cálculo del nuevo límite de velocidad de la bomba PP101	90
3.3.2 Pruebas y Monitoreos	93
CAPITULO IV. Resultados, Contrastación de Hipótesis y Discusión de	
Resultados	98
4.1 Resultados	98
4.2 Contrastación de Hipótesis	100
4.3 Discusión de Resultados	100
CONCLUSIONES	102
RECOMENDACIONES	103
REFERENCIAS	104
ANEXOS	108

Lista de Tablas

Tabla 1:	Operacionalización de variables	13
Tabla 2:	Datos de la bomba PP101	58
Tabla 3:	Altura mínima de sumergencia para evitar cavitación en función del caudal	60
Tabla 4:	Cuadro de Mantenimiento Preventivo Bomba PP101	62
Tabla 5:	Cuadro de Disponibilidad de la Bomba PP101 – enero a marzo 2020	76
Tabla 6:	Cuadro de Eficiencia, Velocidad, Vibraciones y Nivel de Cajón Sumidero	79
Tabla 7:	Cuadro de Eficiencia, Velocidad, Vibraciones y Nivel de Cajón Sumidero	83
Tabla 8:	Valores Operativos Según la Curva Característica del Fabricante la bomba PP101	90
Tabla 9:	Campañas de Mantenimiento Preventivo de la Bomba PP101	91
Tabla 10:	Valores Operativos Según la Curva Característica de la bomba PP101	91
Tabla 11:	Cuadro de Disponibilidad de la Bomba PP101 – enero a junio 2020	99

Lista de Figuras

Figura 1:	Diferencia de Curvas Características de Bombas de Pulpa	7
Figura 2:	Espectros Típicos de Fuerzas Hidráulicas	9
Figura 3:	Planta Concentradora 1 de SMCV	15
Figura 4:	Corriente de un fluido ideal	20
Figura 5:	Clasificación de las Maquinas de Fluido	25
Figura 6:	Plano de representación de una turbomáquina	26
Figura 7:	Esquema de instalación de una bomba centrífuga	28
Figura 8:	Esquema de potencias en una bomba.....	29
Figura 9:	Vista de corte de una bomba centrífuga	31
Figura 10:	Proceso de formación de burbujas	32
Figura 11:	Proceso de implosión de burbujas en pared solida	34
Figura 12:	Proceso de implosión de burbujas en pared solida	35
Figura 13:	Curva característica: NPSH en función del Caudal	37
Figura 14:	Sistema Masa – Resorte.....	39
Figura 15:	Forma de onda	40
Figura 16:	Forma de onda con superposición de frecuencias	42
Figura 17:	Procesamiento de señales FFT	43
Figura 18:	Grafica de Espectro de vibraciones	44
Figura 19:	Espectro Típico de Vibraciones por Cavitación	49
Figura 20:	Espectro Típico de Vibraciones por Recirculación.....	50
Figura 21:	Espectro Típico de Vibraciones por Turbulencia	51
Figura 22:	Severidad de Vibraciones Norma ISO 10816-3	53
Figura 23:	Diagrama de flujo de Molienda	57
Figura 24:	Curva Característica Bomba Warman 650 MCR, PP101.....	59
Figura 25:	Curva Sumergencia Mínima de la Bomba Warman 650 MCR, PP101	60

Figura 26:	Curva Sumergencia Mínima de la Bomba Warman 650 MCR, PP101	61
Figura 27:	Explosión de las Partes húmedas bomba PP101 – Wet End	63
Figura 28:	Explosión de las Partes húmedas bomba PP101 – Wet End	66
Figura 29:	Resumen Estrategia Mantenimiento Bomba PP101	67
Figura 30:	Línea de tiempo para el análisis de la investigación	68
Figura 31:	Espectro en Peakvue en el eje de alta de la bomba PP101	68
Figura 32:	Espectro en Peakvue del reductor de la bomba PP101.....	70
Figura 33:	Espectro en RMS de botella porta rodamientos de la bomba PP101	70
Figura 34:	Narrativa de Control de Molienda Concentradora 1 de SMCV	72
Figura 35:	Diagrama de flujo de la línea 1 del circuito de Molienda Concentradora 1 de SMCV.....	74
Figura 36:	Control de Nivel de Cajón Sumidero de la Bomba PP101	75
Figura 37:	Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 1.....	78
Figura 38:	Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 2	81
Figura 39:	Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 3	82
Figura 40:	Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 4	85
Figura 41:	Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101, 1º Reporte	86
Figura 42:	Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101, 2º Reporte	87
Figura 43:	Curvas de comportamiento de la Velocidad Real vs Velocidad Seteada	88

Figura 44:	Diagrama de Cajas Valores Óptimos: Velocidad vs Nivel cajón vs Eficiencia	92
Figura 45:	Corrección de la Narrativa: Curvas de comportamiento de la Velocidad Real vs Velocidad Seteada	94
Figura 46:	Espectro de vibraciones de la bomba PP101	95
Figura 47:	Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101, 2º Reporte	96

Resumen

En el presente trabajo de investigación se propone el mantenimiento basado en condición y en él, se monitorea y analiza las vibraciones, como condición fundamental para mejorar la disponibilidad de las bombas centrífugas de alimentación de pulpa a ciclones primarios de una planta concentradora de cobre, ubicada en la región Sur. Para este fin, se recolectó la información de: la instalación del equipo a estudiar y su sistema de transmisión tales como: bomba, reductor y motor, información de las características técnicas de los equipos, historial de mantenimientos realizados e informes del área de mantenimiento predictivo, tales como: reportes de vibraciones, análisis de aceites y termografía. También se recolectó datos de operación del equipo, los cuales se obtienen gracias a toda la instrumentación disponible. Los datos de operación de los equipos se procesaron en una plantilla Excel con el complemento PI Datalink, para obtener mediante fórmulas de teoría de bombas la eficiencia hidráulica. Se realiza correlaciones entre los valores de vibración en el equipo, los parámetros de operación del equipo (velocidad, nivel de cajón sumidero, flujo, etc.) y la eficiencia hidráulica con el fin de interpretar el comportamiento de la bomba y de identificar la causa raíz del problema de la bomba, además de emitir conclusiones y recomendaciones para mejorar la disponibilidad de las bombas centrífugas de pulpa. Finalmente, en base a los resultados obtenidos se identificó un rango de velocidades en los que la bomba no vibre fuera de valores estándares, no cavite

y, con ello evitar el deterioro prematuro de sus componentes, logrando con ello que no se afecte y por el contrario se logre mejorar la disponibilidad de la bomba.

Palabras clave: bomba, vibraciones, disponibilidad, pulpa, análisis, correlaciones.

Abstract

In this research work, condition-based maintenance is proposed, where vibrations are monitored and analyzed as a fundamental condition to improve the availability of the centrifugal pumps feeding slurry to primary cyclones in a copper concentrator plant located in the southern region. For this purpose, information was collected on: the installation of the equipment to be studied and its transmission system such as: pump, reducer and motor, information on the technical characteristics of the equipment, history of maintenance carried out and reports from the predictive maintenance area., such as: vibration reports, oil analysis and thermography. Equipment operation data was also collected, which is obtained thanks to all the available instrumentation. The operating data of the equipment was processed in an excel template with the PI Datalink complement, to obtain hydraulic efficiency through pump theory formulas. Correlations are made between the vibration values in the equipment, its operating parameters (speed, sump level, flow, etc.) and hydraulic efficiency in order to interpret pump behavior and identify the root cause of the pump problem, in addition to conclusions issued and recommendations to improve the availability of centrifugal pumps. pulp. Finally, based on the results obtained, a range of speeds was identified so that the pump does not vibrate outside standard values, does not cavitate and therefore does not prematurely deteriorate its components and

therefore does not affect the availability of the pump. Managing to improve the availability of the pump.

Keywords: pump, vibrations, availability, pulp, analysis.

INTRODUCCION

Las vibraciones en máquinas rotativas como las bombas y ventiladores son generadas por las fuerzas cíclicas internas producidas en el interior de la máquina, para valores de vibración fuera del rango permisible según la norma ISO10816 producen efectos desfavorables que afectan la disponibilidad de estos equipos.

Las vibraciones elevadas presentes en las bombas centrifugas de pulpa representan riesgo importante de afectar la disponibilidad del equipo; el presente trabajo tiene por objetivo mejorar la disponibilidad de las bombas centrifugas de pulpa evaluando las vibraciones en el equipo como parte de la Propuesta de Mantenimiento Basado en la Condicion, para lo cual se desarrolla 04 capítulos los cuales se describen a continuación:

El capítulo I, contiene Generalidades, se describen los antecedentes investigativos, Identificación y Descripción del Problema de Estudio, formulación de problema, justificación e importancia, Objetivo, Hipótesis, Variables y Operacionalización de variables y Metodología de la Investigación.

El capítulo II, se desarrolla Marco Teórico y Conceptual, donde se describen los fundamentos de definición de bombas; tipos de fluidos y principales problemas de desgaste; cálculo de eficiencia y mejor punto de eficiencia en bombas centrifugas y en bombas de pulpa, determinación de NPSH disponible /

requerido y cavitación; además se describe análisis vibración en bombas centrífugas y finalmente conceptos de indicadores claves de desempeño como MTBF, MTTR y Disponibilidad.

El capítulo III, contiene el desarrollo del trabajo de investigación, en este capítulo se muestra el desarrollo de cálculos hidráulicos, correlaciones de parámetros que permite encontrar los puntos óptimos de operación para evitar vibraciones fuera del rango permitido según la norma ISO 10816, logrando mejorar la disponibilidad de la bomba de estudio.

El capítulo IV, contiene los Resultados, Contrastación de Hipótesis y discusión de resultados, producto del desarrollo de cálculos, evaluación y análisis de estos; logrando la validación de la hipótesis como positiva o nula; además se proponen recomendaciones a considerar para aplicaciones con bombas centrífugas de pulpa. Finalmente se presenta las recomendaciones y conclusiones.

CAPÍTULO I. Generalidades

1.1 Antecedentes de la Investigación

Taylor, W. (2013)¹; en su artículo presenta el objetivo de aumentar las eficiencias de flotación y buscar soluciones eficientes para los programas de mejora / expansión de flotación de la minera Foskor (Limpopo, Sudáfrica), desarrolla los siguientes aspectos: Compresión de la mineralogía del flujo de mineral extraído en Foskor, incluido el proceso de carga / transporte y las filosofías de mezcla de minerales, compresión profunda de los balances de masa que alimentan la planta de flotación de Foskor con énfasis en el tamaño de partículas, estudio detallado de muestreos para medir y determinar el verdadero factor de volumen de espuma (FVF por sus siglas en inglés) de la pulpa de flotación y revisión detallada de los sumideros de espuma y pulpa actuales con énfasis en la identificación de posibles razones para problemas de inestabilidad periódica y problemas de derrames. El autor concluye que en la mayoría de los casos la bomba centrífuga para lodos estándar tendrá dificultades para transferir concentrados de espuma que se encuentren dentro de las condiciones de FVF medias a tenaces (1.25 – 1.80), lo que puede crear condiciones de bombeo muy desfavorables; también indica que los niveles inestables del sumidero de espuma y los desbordamientos del sumidero, junto con los problemas de retención de

¹ Taylor, W. (2013). En su artículo titulado “Una bomba de espuma para mejorar el manejo de la concentración de flotación” presentado en la Conferencia sobre metales básicos del Instituto de Minería y Metalurgia de África Meridional representando a la marca Weir Minerals África.

aire, son indicadores de que los FVF altos están creando ineficiencias dentro del sistema de transferencia; finalmente afirma que aplicar el nuevo modelo de bomba de la marca Weir, modelo AHF para lodos con espuma de alto FVF, sumado a implementar un diseño personalizado de la tolva de espuma ofrecerá estabilidad mejorada en el sistema, disfrutando de eficiencias de transferencia de espuma con derrames de concentrado reducido. Cabe resaltar que no es parte del alcance del presente trabajo de investigación la evaluación del FVF debido a que no se han presentado principalmente problemas de inestabilidad de bombeo ni de derrames, sin embargo, se resalta el aporte del autor en este antecedente ya que marca un precedente para futuras investigaciones, la consideración del concepto factor de volumen de espuma (FVF) en sistemas de bombeo de pulpa con el fin de resolver problemas de bombeo ineficiente y de derrames en las tolvas de sumidero.

Albayay, F. (2015)²; el objetivo de su trabajo es la determinación de las causas de vibraciones presentes en las bombas de la sala N° 2 y la propuesta de solución al problema, para disminuir los niveles de vibración hasta un 89%, respecto a la condición inicial además de alcanzar la operación normal de la planta, desarrolla los siguientes aspectos: Realizar mediciones y análisis de vibraciones en la tubería de succión y descarga, porta-rodamientos (rodamiento

² Albayay, F. (2015). En su tesis titulada "Evaluación, Diagnostico y Solución a Problemas de vibraciones en el ducto de descarga de las bombas de recuperación de agua industrial de una planta procesadora de relaves" realizada para obtener el título como Ingeniero Civil Mecánico, de la Universidad Técnica Federico Santa María, en el departamento de Ingeniería Mecánica.

lado libre y lado acople) y soporte del bastidor de las bombas; para diferentes configuraciones de flujo de las bombas (obtenidos por la regulación de una válvula en la descarga de la bomba), entre otros aspectos. El autor concluye que los altos niveles de vibración estructural en tuberías de descarga se originaban por la obstrucción de restos de madera en los alabes y succión de la misma, además recomienda que cada vez que se detecta altos niveles de vibración en el ducto se realice monitoreos de vibraciones y si el nivel de RMS de vibración en velocidad se encuentra dentro de la zona de alerta según VDI 3842 con contenido en frecuencia de giro del impulsor, se deberá proceder a destapar la bomba para retirar elementos extraños eventualmente allí alojados.

Tse P. & Wang D. (2015)³; el objetivo de su artículo científico es Diseñar un método de pronóstico eficiente de vida útil remanente del impulsor, desarrolla los siguientes aspectos: Extraer las señales de vibración recopiladas de las bombas de lodo en funcionamiento para evaluar la degradación del rendimiento del impulsor, filtrar los componentes de vibración relacionado al impulsor como la frecuencia de paso de alabes y sus armónicos, diseño de un modelo de espacio no lineal que rastree el indicador de desgaste temporal para estimar la vida útil remanente (RUL por sus siglas en ingles), además de aplicar métodos iterativos y de extrapolación para estimar cada vez con más precisión el RUL. Los autores

³ Tse, P. & Wang, D. (2015). En su artículo científico titulado “Mejorando las capacidades para evaluar la degradación del rendimiento de las bombas de lodo y estimar su vida útil remanente mediante el uso de señales de vibración capturadas” publicada en el Diario de vibración y control (JCV por sus siglas en ingles).

concluyen que el diseño del método de pronóstico resulto eficiente para la evaluación de degradación del rendimiento del impulsor y su estimación de la vida útil remanente (RUL). Los monitoreos de vibración son útiles por muchas razones, tal como se desarrolló en este antecedente, para estimar pronósticos; para el presente trabajo de investigación se considera los monitoreos de vibraciones para confirmar la condición del equipo e incluso encontrar anomalías en la operación del mismo, con el fin de mejorar la disponibilidad de la bomba.

Niño, C. (2019)⁴; el autor indica que el trabajo es una propuesta de guía para dimensionamiento y selección de un sistema de bombeo de pulpa. Desarrolla los siguientes aspectos: Descripción de las bombas centrifugas, sus componentes y sus curvas características, Descripción de bombas centrifugas de pulpa y de los tipos de pulpa existente y su interacción con el factor de fricción en las tuberías, Condiciones y parámetros de operación del sistema de bombeo de pulpas, Dimensionamiento y selección del sistema de bombeo de pulpa y detalla costos de inversión y el costo de operación. Concluye que las bombas de pulpa, generalmente, no funcionan en un solo punto de operación, por lo cual es necesario poder modificar la curva de la bomba para los distintos puntos de operación. Por tal motivo, se necesita un sistema de control de velocidad de rotación como los de fajas – poleas y las cajas reductoras. Para motores de potencias mayores a 300HP sugiere utilizar las cajas reductoras. Una segunda

⁴ Niño, C. (2019). En su tesis titulada "Dimensionamiento y Selección de un sistema de bombeo de Relaves Aplicado al Requerimiento de una Operación Minera" realizada para obtener el título como Ingeniero Mecánico eléctrico de la Universidad de Piura, en el departamento de ingeniería Mecánico – Eléctrica.

conclusión relevante indica que para una bomba de pulpa en específico LSA 22x24 seleccionada, operan con buena eficiencia de 83.4% para condiciones dadas de operación. Para valores de mejor punto de eficiencia de 84.6% no presenta problemas de cavitación. Asimismo, en las condiciones nominales de operación (2 escenarios) las eficiencias y la tasa de Mejor punto de operación son altas y buenas para la operación.

Muñico, E.; et al.; (2020)⁵; el objetivo de su artículo científico es controlar la cavitación para obtener los parámetros de funcionamiento óptimos en bombas centrifugas para lo cual desarrolla pruebas en el laboratorio de máquinas hidráulicas de la Facultad de ingeniería Mecánica de UNCP, en el módulo de un sistema de bombeo de recirculación que consiste en una bomba centrifuga de marca Pedrollo de 0.5HP de potencia, $H_{max} = 40$ m, $Q_{max} = 40$ l/min y tuberías de conducción de 1" transparente PVC. Los datos obtenidos se usaron para realizar los cálculos de Altura Neta Positiva en la Aspiración (ANPA). El resultado del trabajo de investigación consiste en caracterizar la variación del nivel de succión que influirá directamente en la ANPA requerida y ANPA disponible de manera que a mayor caudal tiene la tendencia de crecer y disminuir dicho parámetro respectivamente, comprobando de manera objetiva el fundamento que sustenta Mataix (1976). Este trabajo se relaciona con la presente investigación en la determinación de parámetros de funcionamiento de las bombas centrifugas

⁵ Muñico, E.; et al.; (2020). En su artículo científico titulado "Control de cavitación para obtener los parámetros de funcionamiento óptimos en bombas centrifugas", publicada en la revista de la Universidad Nacional del Centro del Perú UNCP.

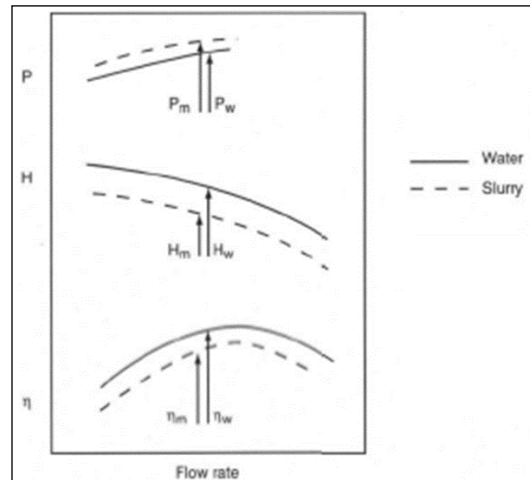
para controlar y evitar la cavitación y en ese sentido eliminar o reducir el efecto de vibraciones por cavitación; dentro de los parámetros seleccionados y relaciones resueltas entre ellas, se considera y profundiza para la presente investigación la relación y efecto que existe cuando la altura de succión aumenta, el ANPA disponible disminuye, haciendo que sea más propenso la cavitación de la bomba, tal como lo explica Mataix (1976).

1.2 Identificación y Descripción del Problema de Estudio

Uno de los problemas más comunes en operación de bombas centrífugas, es que operan fuera de su punto óptimo de rendimiento, el mismo que se obtiene de las curvas características de Presión-Caudal de cada bomba. El rendimiento de una bomba centrífuga impulsando pulpa es diferente a cuando se impulsa agua (típica curva de bomba); en la figura 1, se muestra las curvas características principales para las bombas centrífugas impulsando pulpa y agua; la diferencia está marcada por el efecto de la presencia de sólidos en suspensión, lo que representa dificultad al momento de seleccionar bombas de pulpa. (ANSI, 2013)

Figura 1:

Diferencia de Curvas Características de Bombas de Pulpa



Nota: ANSI. (2013) – Rotodynamic Slurry Pumps.

Por otra parte, las bombas de pulpa están expuestas al desgaste, específicamente en el impulsor y el interior de la carcasa. Las condiciones en las que se genera desgaste en una bomba de pulpa son por: Abrasión, Corrosión y/o Erosión. La Erosión es el desgaste de mayor prevalencia en las bombas de pulpa, el cual es provocado por el impacto de partículas duras presentes en el fluido, esto sumado a cambios bruscos de presión que provocan efectos de vibraciones, ruidos excesivos, disminución de eficiencia y otros; lo que finalmente se traduce en enormes gastos por reparación o reposición de equipos. (Aperador W., et al, 2015)

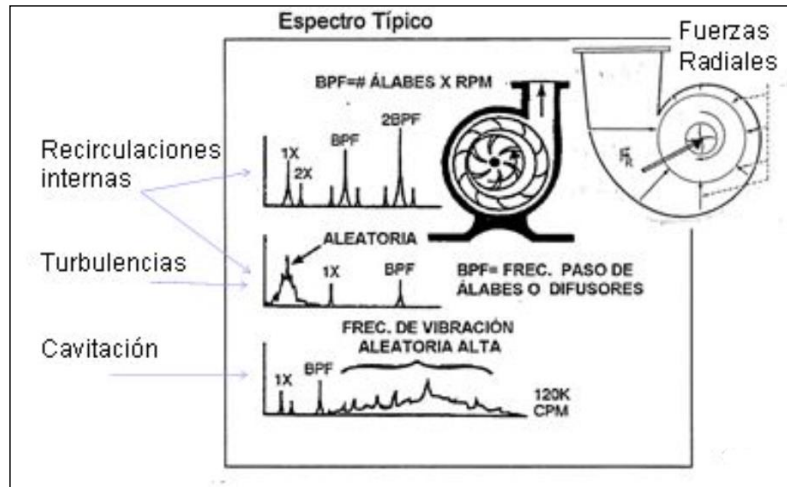
El desgaste producido por la erosión es extremadamente influenciado por la ubicación del punto operativo en la curva respecto al punto de mejor eficiencia

BEP (Best Efficient Point = Punto de mejor eficiencia). Cuanto más cerca el punto operativo del BEP, la bomba se afecta menos por el desgaste, lo que no sucede cuando se encuentra demasiado alejado del BEP. La eficiencia de una bomba centrífuga está relacionada con el requerimiento de potencia que necesita para transportar caudal a una presión determinada, la eficiencia de la bomba disminuye conforme el impulsor va perdiendo su geometría y masa; en resumen, la eficiencia de la bomba está relacionada con el consumo de energía. (Weir Minerals, 2020)

El desgaste en bombas de pulpa puede ser acelerado o no, debido a la ubicación cercana o lejana del punto operativo en la curva de la bomba con respecto al BEP, esta condición también repercute en el incremento de vibraciones, las que se ubicaran fuera del rango permisibles para equipos rotativos mientras más lejana sea la ubicación del punto operativo con respecto al BEP.

Según API 610, se observa una franja en la cual la bomba trabaja con niveles aceptables de vibraciones, más arriba o por debajo del BEP, sobre la bomba se producen altas vibraciones por recirculaciones internas o Cavitación.

Las vibraciones causan efectos perjudiciales para la operación de la bomba, tales como Recirculaciones internas, Turbulencias y Cavitación; se observa en la figura 2 los espectros típicos producto del análisis de vibraciones para cada efecto perjudicial de las bombas centrífugas.

Figura 2:**Espectros Típicos de Fuerzas Hidráulicas**

Nota: Gustavo, A. (2019) – Identificación de Problemas Hidráulicos en Bombas centrífugas mediante análisis de Vibraciones.

Los efectos de cada espectro son los siguientes: Recirculación: Producen fatiga y erosión sobre el impulsor; turbulencia: La turbulencia generalmente se produce por un diseño inadecuado de tuberías y Cavitación: Producen presiones de impacto grande sobre los alabes de las bombas y tuberías, erosionándolas.

En la Concentradora 1 de SMCV, una de las bombas de alimentación a ciclones primarios desde febrero 2020, presenta frecuencias de vibraciones que indican problemas en la operación de la bomba en mención, los cuales serán motivo de análisis y estudio de la presente investigación.

1.3 Formulación del Problema

¿De qué manera se puede mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre?

Problema Específico 1:

¿En qué medida el análisis vibracional permitirá mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre?

Problemas Específico 2:

¿En qué medida la eficiencia hidráulica permitirá mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre?

1.4 Justificación e Importancia

El presente trabajo de investigación tiene como importancia la evaluación mediante el Mantenimiento Basado en la condición de las bombas centrifugas del circuito de molienda una planta concentradora de cobre, debido a que la disponibilidad de las bombas de pulpa está determinada por la continuidad de la producción de por lo menos una línea operativa del circuito de molienda, además

de los retos que implica la instalación y mantención de este tipo de bombas, tal como se manifiesta en la siguiente cita.

De todas las bombas centrifugas instaladas en la industria del proceso la proporción entre las de pulpa y otras para liquido es 5:95. Si miramos los costos que operan para estas bombas la proporción es casi lo opuesto 80:20. Esto da un perfil especial al bombeo de pulpa y el concepto del mercado se ha formulado como sigue: ¡" Instale una bomba en liquido limpio y olvídense de el!" ¡" Instale una bomba de pulpa y usted tiene un potencial de servicio para el resto de su vida!". Esto es válido tanto para el usuario final como para el proveedor. (Metso, 2008, p. 2-6).

Luego, en el **aspecto económico**, la importancia del presente trabajo de investigación radica en incrementar la productividad al lograr una operación eficiente y disponibilidad optima de la bomba centrifuga, con ello se evita desgaste prematuro de componentes o partes, reduciendo los costos de mantenimiento y reposición.

En el **aspecto tecnológico**, la importancia del trabajo de investigación se centra en ser una base para implementación de mejores prácticas y junto con tecnologías innovadoras acorde con la necesidad de las operaciones mineras, promoviendo desarrollo de capacidades técnicas en el país.

En el **aspecto social**, la importancia del presente trabajo de investigación radica en la generación de nuevas oportunidades de empleo, ya que al lograr una operación óptima y eficiente se puede impulsar la inversión en nuevos proyectos lo que justamente genera empleo directo e indirecto en las comunidades locales.

1.5 Objetivo

Proponer Mantenimiento Basado en Condición (MBC) para mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre en la zona Sur del Perú.

Objetivo Especifico 1

Efectuar el análisis vibracional para mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.

Objetivo Especifico 2

Calcular la eficiencia hidráulica para mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.

1.6 Hipótesis

El Mantenimiento basado en la condición (MBC) mejora la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.

Hipótesis Especifico 1

El análisis vibracional permite mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.

Hipótesis Especifico 2

El cálculo de la eficiencia hidráulica permite mejorar la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.

1.7 Variables y Operacionalización de Variables

Tabla 1:

Operacionalización de variables

Variable	Definición Conceptual	Definición Operacional	Operacionalización		Escala
			Dimensiones	Indicadores	
VI: MBC	Estrategia que monitorea los equipos para determinar cuándo requiere mantenimiento	Monitoreo de vibraciones correlacionada con la eficiencia hidráulica calculada y otros parámetros operativos	- Análisis Vibracional - Cálculos de la eficiencia hidráulica	- Nivel de vibración del espectro analizado - Eficiencia Hidráulica: Ph/Pm	Amplitud (mm/s) Amplitud (G's) Eficiencia (%)
VD: Mejora de la Disponibilidad	Tiempo que un equipo está operativo y puede realizar su función	Tiempo que el equipo está operativo dividido entre el tiempo total	- Tiempo de operación - Tiempo de parada por mantenimiento	- Disponibilidad - MTBF - MTTR	Numero Horas Horas

1.8 Metodología de La Investigación

1.8.1 Unidad de Análisis

La unidad de análisis de la presente investigación es en el Sistema de Bombeo de la Molienda en la concentradora 1 de Sociedad Minera Cerro Verde (SMCV). La planta concentradora 1 de SMCV se ubica en el distrito de Uchumayo a 2600 m.s.n.m. aproximadamente, en la provincia y departamento de Arequipa; en donde se procesa principalmente cobre y molibdeno en concentrado los cuales son separados después del proceso de molienda, hasta el 2012 con una capacidad de 108 ktpd, desde el 2015 con una capacidad 120 ktpd y desde el 2022 con miras a producir hasta 145 ktpd. Las bombas objeto de estudio, actualmente operan con motores y reductores de 2500 HP de Potencia, los cuales fueron de menor capacidad en los años anteriores y de acuerdo con el incremento de capacidad de producción detallado líneas antes fueron actualizadas en capacidad; finalmente las bombas producen flujos de pulpa desde 6500 m³/h hasta 7500 m³/h lo cual varía en función de la calidad del mineral y de otros parámetros metalúrgicos. En la figura 3 se aprecia la planta concentradora 1 de SMCV.

Figura 3:

Planta Concentradora 1 de SMCV



Nota: Tecsup (2006) - Manual de Operaciones SMCV.

1.8.2 Tipo, Enfoque y Nivel de Investigación

Tipo de investigación aplicada ya que se trata de resolver un problema real, con conocimientos existentes en la ciencia, con enfoque cuantitativo por considerar cálculos hidráulicos y valores de monitoreo de vibraciones los cuales se correlacionan entre sí y nivel correlacional – explicativo, porque hay una relación de variables, además se va a explicar las causas de la variable independiente.

1.8.3 Diseño de la Investigación

Diseño de la investigación es experimental, porque se manipulan variables, por intermedio de pruebas operativas, que consisten en manipular variables operativas de la bomba centrífuga desde el cuarto de control con el fin de comprender el comportamiento de la bomba antes, durante y después de la corrección del problema identificado, para lograr mejorar la disponibilidad de la bomba centrífuga.

1.8.4 Fuentes de Información

Se utilizó fuentes primarias para obtener datos operativos que permiten calcular la eficiencia hidráulica de la bomba centrífuga los cuales se obtienen gracias a toda la instrumentación disponible, para tal efecto se hicieron experimentos a diferentes condiciones de operación con presencia y participación de equipos multidisciplinarios como Mantenimiento Predictivo, Control de Procesos, Operaciones y Mantenimiento Mecánico.

También, se utilizó fuentes secundarias como manuales de operación de equipos y fichas técnicas para conocer las características de los equipos; además de archivos que existen en la empresa para obtener datos de: reportes de vibraciones, análisis de aceites y termografía.

1.8.5 Población y Muestra

La población está constituida por 04 líneas operativas y cada una cuenta con una bomba centrífuga, una batería de ciclones (09 ciclones disponibles por cada batería), un molino de bolas y su línea de celdas de flotación (10 celdas por línea).

La muestra se eligió por conveniencia, seleccionando la línea 01, cuya bomba presentaba fallas, observaciones en su operación y era necesario realizar un estudio para dar solución.

1.8.6 Recolección de Datos

La información requerida para este trabajo de investigación es adquirida utilizando las siguientes técnicas de recolección de datos: Revisión de reportes de Mantenimiento Predictivo: Análisis Vibracional, Termografía y Análisis de aceites y Levantamiento de información de parámetros operativos en tiempo real y en retrospectiva, tales como flujo de la bomba, velocidad de giro del impulsor, nivel del cajón sumidero, potencia eléctrica y eficiencia, este último producto de cálculos hidráulicos teniendo como base los demás parámetros.

1.8.7 Análisis y Procesamiento de Datos

Los datos de operación de los equipos se procesaron en una plantilla Excel con el complemento PI Datalink, para obtener mediante fórmulas de teoría de bombas la eficiencia hidráulica. Se realiza correlaciones los cuales se muestran

en el capítulo 3, entre los valores de vibración en el equipo, los parámetros de operación del equipo (velocidad, nivel cajón sumidero, potencia, etc.) y la eficiencia hidráulica, con el fin de emitir conclusiones y recomendaciones en aras de mejorar la disponibilidad de las bombas centrifugas de pulpa.

CAPITULO II. Marco Teórico y Marco Conceptual

2.1 Bases Teóricas

2.1.1 Bombas Centrifugas: Fundamentos

Mataix, C. (1982), en su libro titulado “Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas” define los siguientes aspectos:

2.1.1.1 Ecuación de Continuidad, Ecuación de Bernoulli y Perdidas en Tuberías

Regimenes de corriente para el estudio del movimiento de un fluido en el interior de una tubería se distinguen de las siguientes formas: Corriente permanente y corriente variable; Corriente uniforme y no uniforme y Corriente laminar y turbulento

El régimen permanente de corriente de un fluido es de tal forma que en cualquier punto del espacio por donde circula el fluido no varía con el tiempo sus características, principalmente en velocidad y presión. **La Ecuación de Continuidad** para el régimen permanente – régimen más importante para el estudio de la presente investigación, se describe así:

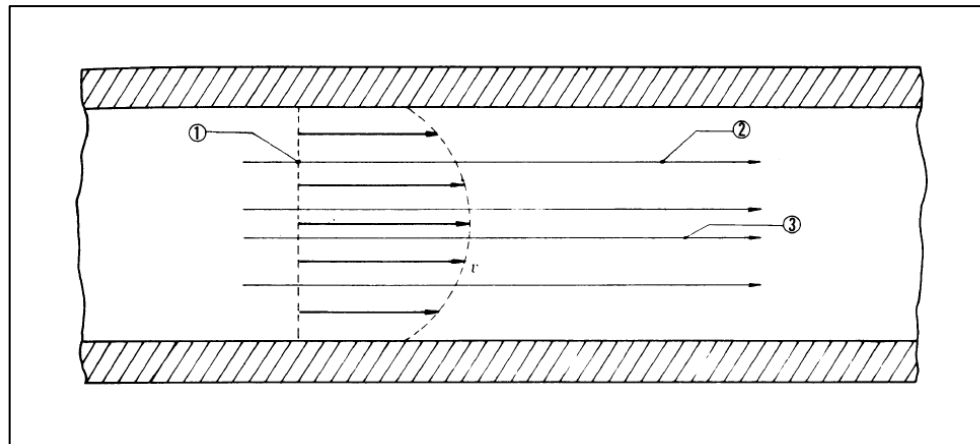
$$Q = A * v = Cte \quad (2.1)$$

Donde: Q: Caudal volumétrico; A: área de una sección transversal de la tubería; v: velocidad media normal a la sección considerada.

La Ecuación de Bernoulli: para un fluido ideal, deducción de las ecuaciones de Euler para un hilo de corriente, se presenta considerando, que en un fluido ideal no hay viscosidad, ni rozamiento ni, por tanto, transformación de energía hidráulica en térmica. Además, en **régimen permanente** la trayectoria de una partícula de fluido coincide con una línea de corriente. La figura 4 representa la corriente de un fluido ideal en una misma línea de corriente.

Figura 4:

Corriente de un fluido ideal



Nota: Mataix, C. (1982) – Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas

Según lo anterior, la ecuación de Bernoulli para un hilo de corriente se presenta de la siguiente forma:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.2)$$

Donde: P_1 , P_2 : Presión en 1 y 2, misma línea de corriente; z_1 , z_2 : alturas en 1 y 2, misma línea de corriente; v_1 , v_2 : velocidad media normal a la sección considerada; g : gravedad.

El movimiento en **régimen laminar** es ordenado, el fluido se mueve como clasificado en capas que no se mezclan entre sí, por el contrario, el **régimen turbulento** es caótico, las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se entrecruzan formando pequeños remolinos aperiódicos. Es evidente que la disipación de energía es más intensa en el movimiento turbulento que en el movimiento laminar.

El número de Reynolds es un parámetro adimensional, cociente de una fuerza de inercia por una fuerza de viscosidad, mide el influjo relativo de esta última; un número de Reynolds grande implica un influjo de la viscosidad pequeño y viceversa. Con número de Reynolds pequeños la corriente es laminar; con números de Reynolds grandes la corriente es turbulenta. El número de Reynolds se define así:

$$Re = \frac{v * D}{V} \quad (2.3)$$

Donde: v : velocidad del fluido; D : diámetro interno de la tubería; V : viscosidad cinemática del fluido.

Luego, experimentos de laboratorio han demostrado que cuando el número de Reynolds es mayor a 4000, la corriente era necesariamente turbulenta y cuando el número de Reynolds es menor a 2000 la corriente era necesariamente laminar; es decir $Re = 2000$ es el número crítico inferior de Reynolds y $Re = 4000$ es el número crítico superior de Reynolds.

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos clases: primarias y secundarias. **Las pérdidas primarias** son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería, rozamiento de unas capas de fluido con otras (régimen laminar) o de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Tienen lugar en flujo uniforme, por tanto, principalmente en los tramos de tubería de sección constante. **Las pérdidas secundarias** son las pérdidas de forma, que tienen lugar en las transiciones (estrechamientos o expansiones de la corriente), codos, válvulas y en toda clase de accesorios de tuberías. Considerando pérdidas primarias y secundarias (Ver Fig. 4), la ecuación de Bernoulli será expresada como la energía en el punto 2 igual a la energía en el punto 1 menos la energía perdida entre 1 y 2:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - H_{r1-2} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.4)$$

Donde: H_{r1-2} : pérdidas primarias secundarias entre 1 y 2.

Para calcular las **pérdidas primarias H_{rp}** se presenta la siguiente fórmula de aplicación universal, denominada **Ecuación de Darcy – Weisbach**.

$$H_{rp} = f \frac{L v^2}{D 2g} \quad (2.5)$$

Donde: H_{rp} : Pérdida de carga primaria; f : coeficiente de pérdida de carga primaria; L : longitud de tubería; D : diámetro de la tubería; v : velocidad media del fluido; g : gravedad.

El factor f en la Ecuación (2.5) es adimensional y para determinar su valor se emplea el diagrama de Moody, también existen tablas, curvas, nomogramas, formularios, etc. que pueden ser de uso más cómodo que el diagrama de Moody en casos particulares.

Churchill desarrollo una ecuación que es demasiado engorrosa para calcular valores únicos ocasionales de f pero es muy útil al trazar todo el diagrama de Darcy, incluido regiones de flujo laminar, de transición y turbulento; digamos que $Re=10^3$ a 10^8 y que $e/D=0$ a 0.01 (e/D : rugosidad relativa), dando valores de $f=0.01$ a 0.04 . La ecuación de Churchill es particularmente útil en hojas de cálculo y en programas de computadora. (Weir Minerals, 2022)

$$f = 8 \left\{ \left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \left[\left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} + \left\{ -2.457 * \ln \left[\left(\frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 * \frac{e}{D} \right] \right\}^{16} \right]^{-1.5} \right\}^{\frac{1}{12}} \quad (2.6)$$

Donde: f : coeficiente de pérdida de carga primaria; Re : número de Reynolds; e/D : rugosidad relativa.

Para calcular las **perdidas secundarias Hrs** se presenta la siguiente formula de aplicación universal, denominada **Ecuación Fundamental de las Perdidas Secundarias**.

$$H_{rs} = k \frac{v^2}{2g} \quad (2.7)$$

Donde: H_{rs}: Perdida de carga secundaria; *k*: coeficiente de perdida de carga secundaria; *v*: velocidad media del fluido.

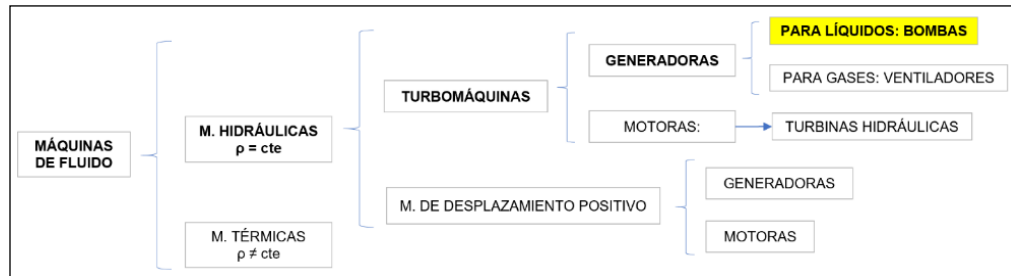
El coeficiente *k* de la ecuación (2.7) depende del tipo de accesorio, del número de Reynolds, de la rugosidad y hasta de la configuración de la corriente antes del accesorio. No se profundizará ya que para la presente investigación se considerará cero por tratarse de aplicaciones relacionadas a gran minería con equipos de gran capacidad.

2.1.1.2 Clasificación de Maquinas de Fluido: Bombas

La clasificación de máquinas hidráulicas se desarrolla en función del órgano principal de la máquina, el cual intercambia la energía mecánica en energía de fluido o viceversa. Este órgano se denomina según los casos, rodete, impulsor, embolo, etc. En la figura 5, se presenta la clasificación de las máquinas de fluido.

Figura 5:

Clasificación de las Maquinas de Fluido



Nota: fuente: Mataix, C. (1982) – Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas

El principio de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo es el principio de desplazamiento positivo y el principio de las turbomáquinas es la ecuación de Euler.

Las bombas se clasifican en bombas rotodinámicas y bombas de desplazamiento positivo.

2.1.1.3 Ecuación Fundamental de las Turbomáquinas: Ecuación de Euler

La ecuación de Euler es la ecuación fundamental para el estudio de las turbomáquinas hidráulicas y de las maquinas térmicas. Es la ecuación que expresa la energía intercambiada en el rodete de todas estas máquinas.

En la figura 6 se representan los dos planos de una turbomáquina, bomba radial: son el plano o corte meridional y el plano o corte transversal.

1 y 2; w_1, w_3 : velocidades relativas en 1 y 2; c_1, c_3 : velocidades absolutas en 1 y 2; c_{1u}, c_{2u} : proyecciones de c_1 y c_2 sobre u_1 y u_2 .

Aplicando la ecuación de Bernoulli entre la entrada y salida del rodete, sin tener en cuenta las pérdidas en el mismo, se obtiene lo siguiente:

$$H_u = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{2g} + z_1 - z_2 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \right) \quad (2.10)$$

Resolviendo las ecuaciones (2.9) y (2.10) se obtienen las siguientes ecuaciones de la **Altura de Presión del Rodete (2.11)** y **Altura Dinámica del Rodete (2.12)**.

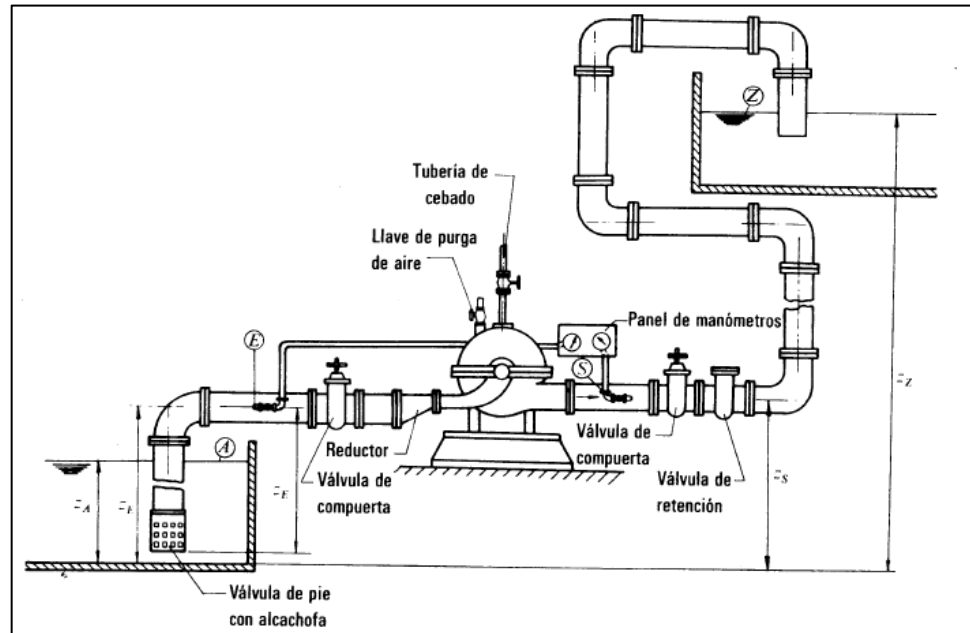
$$H_p = \pm \left(\frac{p_1 - p_2}{2g} \right) = \pm \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right) \quad (2.11)$$

$$H_d = \pm \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad (2.12)$$

En la figura 7 se presenta la instalación de una bomba; según este esquema se plantea la ecuación (2.13) para determinar la altura útil entre las secciones A y Z.

Figura 7:

Esquema de instalación de una bomba centrífuga



Nota: Mataix, C. (1982) – Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas

$$H = \frac{p_z - p_A}{\rho g} + z_Z - z_A + \frac{v_Z^2 - v_A^2}{2g} + H_{r1-2} \quad (2.13)$$

La ecuación anterior se resalta, ya que es finalmente la que se aplica en la presente investigación junto con las ecuaciones (2.5) y (2.6) para calcular la potencia Hidráulica, que se detalla en la siguiente sección.

2.1.1.4 Perdidas, Potencias y Rendimientos

Las pérdidas en las bombas se clasifican en 03 grupos:

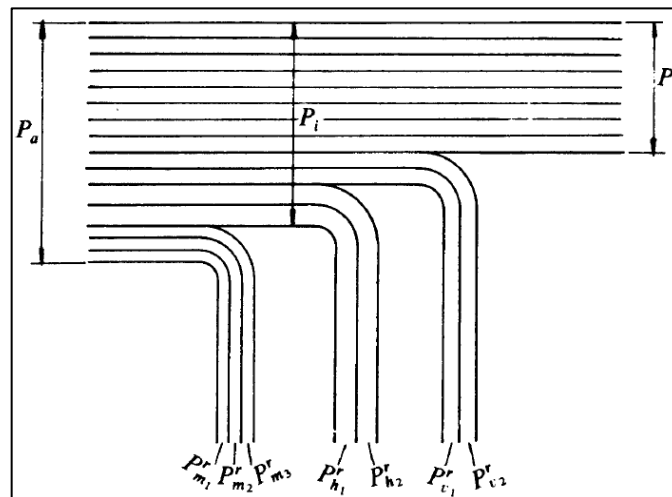
- **Perdidas hidráulicas:** las cuales disminuyen la energía específica útil que la bomba transfiere al fluido y la altura útil.
- **Perdidas volumétricas:** denominadas pérdidas intersticiales, son pérdidas de caudal.
- **Perdidas mecánicas:** son pérdidas por rozamiento del prensa estopas con el eje de la máquina, del eje con los cojinetes, accionamientos auxiliares, etc.

Potencias y Rendimientos

En la figura 8 se aprecia esquemáticamente las potencias en una bomba.

Figura 8:

Esquema de potencias en una bomba



Nota: Mataix, C. (1982) – Mecánica de fluidos y Maquinas Hidráulicas

Donde: P_h^r : pérdidas hidráulicas; P_v^r : pérdidas volumétricas; P_m^r : pérdidas mecánicas; P_a : Potencia de accionamiento = potencia en el eje; P_i : Potencia interna = potencia suministrada al rodete; P : Potencia útil = incremento de potencia que experimenta el fluido en la bomba.

Potencia de Accionamiento (P_a)

$$P_a = M\omega = \frac{2\pi}{60}nM = 0.1047nM \quad (2.14)$$

$$[n(\text{rpm}), \quad M(\text{m.N}), \quad P_a(\text{W})] \text{ SI}$$

Potencia Útil (P)

$$P = Q \rho g H \quad (2.15)$$

En la presente investigación se enfatizará principalmente en la Potencia Útil y de Accionamiento, además de la relación entre ambas, como es el **Rendimiento Total**.

$$n_{tot} = \frac{P}{P_a} \quad (2.16)$$

2.1.2 Cavitación en Bombas Centrifugas

Arévalo, R. (s.f.), en su artículo titulado “Hidráulica de Sistemas de Bombeo Centrifugo” define lo siguiente con respecto a la Cavitación:

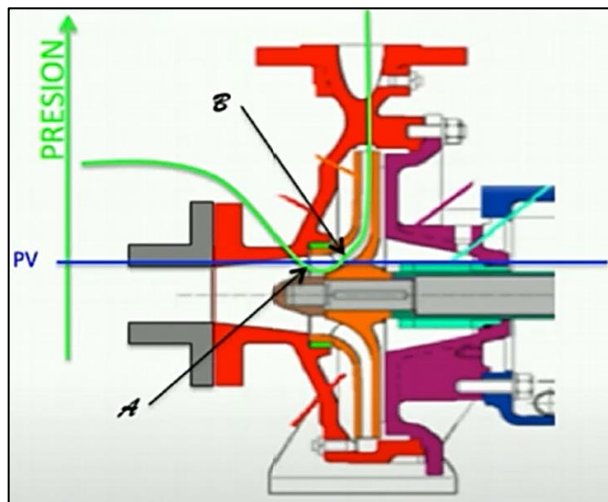
Semánticamente cavitación significa burbujeo, además, existen 02 tipos de cavitación en bombas: Cavitación de succión y de descarga. El 70% de cavitación en bombas es Cavitación de Succión y su proceso se detalla en 02 etapas: **Formación de vapor (burbujas) en la entrada de la bomba e Implosión de las Burbujas dentro de la bomba.**

2.1.2.1 Formación de vapor en la entrada de la bomba

En la figura 9 se presenta una vista de corte de una bomba centrífuga, con el que se explica el proceso de formación de vapor (burbujas).

Figura 9:

Vista de corte de una bomba centrífuga



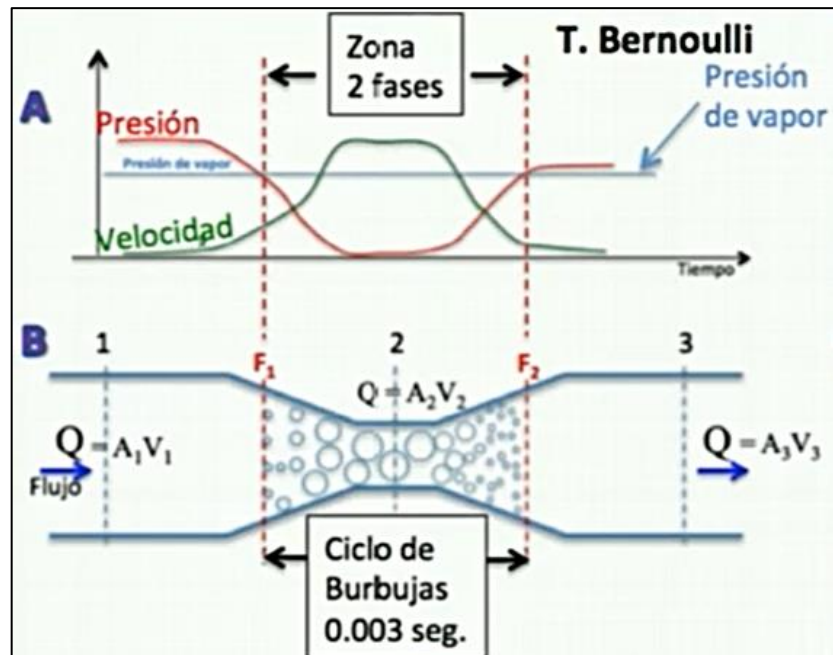
Nota: Arévalo, R. (s.f.) – Hidráulica de Sistemas de bombeo Centrifugo

Existe una reducción en el área de paso de fluido entre la brida de la bomba y el ojo del impulsor y de acuerdo con **la ecuación de continuidad** implica un

incremento de velocidad lo cual a su vez de acuerdo con **el teorema de Bernoulli**: incremento en la velocidad implica un decremento en la presión del fluido y cuando la presión del fluido se reduce a un nivel inferior al de la presión de vapor que posee el fluido a la temperatura de bombeo, se inicia la formación de burbujas. En la figura 10 se grafica la relación de la ecuación de continuidad, el teorema de Bernoulli y el comportamiento de la Presión del fluido.

Figura 10:

Proceso de formación de burbujas



Nota: Arévalo, R. (s.f.) – Hidráulica de Sistemas de bombeo Centrifugo

Luego de la formación de burbujas - cavitación, inicia el proceso de daño de impulsores por cavitación; esto se detalla en la siguiente sección.

2.1.2.2 Implosión de las Burbujas dentro de la bomba.

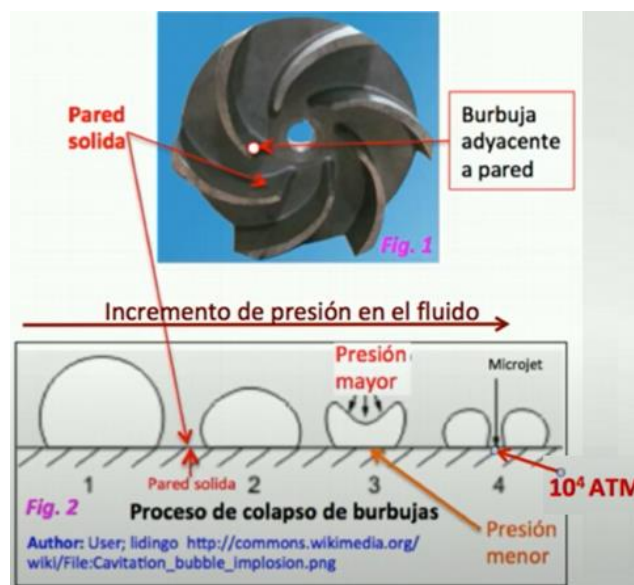
El daño de impulsores por cavitación corresponde a la segunda etapa - **implosión de las burbujas**, las cuales se generaron por cavitación, estas burbujas avanzan y siguen la trayectoria del flujo, al entrar al alabe del impulsor la presión del fluido se incrementa a un nivel mayor de la presión de vapor (por el incremento de área de paso) entonces las burbujas implosionan rápido y violentamente. La implosión de burbujas dentro de la bomba, ocurre en la **pared de los alabes del impulsor (pared solida)** y en una zona más alejada **del disco del impulsor**.

En la figura 11 se aprecia **el proceso de implosión de las burbujas en la pared de los alabes del impulsor** (pared solida). Según la imagen de referencia, conforme avanza la burbuja hacia zonas de mayor presión, esta va perdiendo su forma esférica, la presión en el lado libre de la burbuja es significativamente mayor que en el lado adyacente a la pared del alabe por lo que el fluido tiende a penetrar la burbuja en la dirección perpendicular de la pared del alabe. Cuando la burbuja se rompe se produce un chorro de líquido de muy alta velocidad denominada Microjet que impacta contra la pared del alabe, donde la energía de velocidad se reduce a 0 y de acuerdo con el teorema de Bernoulli, esta energía se transforma en presión, alcanzando valores de 10^4 atm. La incidencia de la presión no daña de manera inmediata a la bomba, ya que esto solo dura 3 milisegundos, además que el área afectada por esta altísima presión es un área

microscópica, por lo tanto, la picadura o pitting causada por una burbuja es difícil de observar a simple vista, pero la gran cantidad de burbujas con las que se repite el proceso si erosiona lo suficiente para causar daños mayores en impulsores.

Figura 11:

Proceso de implosión de burbujas en pared solida



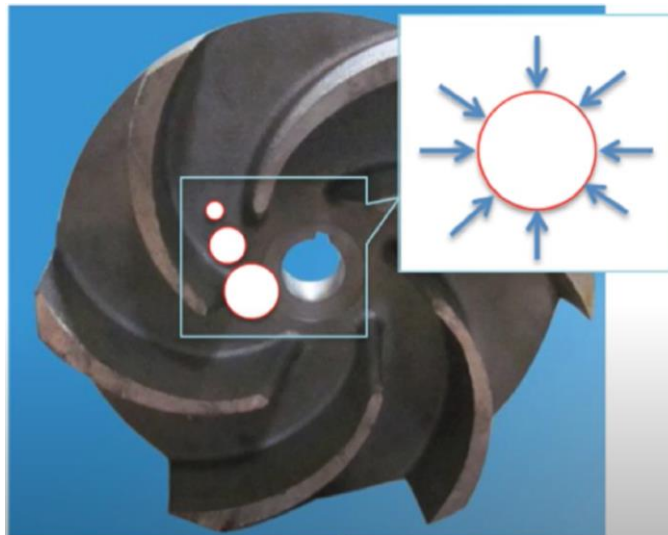
Nota: Arévalo, R. (s.f.) – Hidráulica de Sistemas de bombeo Centrifugo

En la figura 12 se representa **el proceso de implosión de las burbujas en la zona alejada del disco del impulsor**. Según la imagen de referencia la burbuja se encuentra entre 02 alabes del impulsor y alejado del disco de impulsor, la presión que se ejerce sobre la burbuja es uniforme en toda su superficie exterior, a medida que la burbuja avanza hacia zonas de mayor presión la burbuja se reduce manteniendo su forma esférica hasta la implosión, por lo tanto no se produce el efecto Microjet, **pero la implosión produce ondas de presión que**

generan ruido y vibración, además el espacio ocupado por las burbujas reduce el área de paso del fluido, disminuyendo la capacidad de bombeo, también hay disminución de head, debido al desperdicio de energía utilizado en acelerar porciones de fluido para llenar las cavidades cuando las burbujas implosionan. Finalmente, **este desperdicio de energía se convierte en pérdida de eficiencia.**

Figura 12:

Proceso de implosión de burbujas en pared solida



Nota: Arévalo, R. (s.f.) – Hidráulica de Sistemas de bombeo Centrifugo

El concepto de **Cavitación de succión en bombas centrífugas** se resume de la siguiente manera: es un proceso hidrodinámico, en el que se forman cavidades o burbujas de vapor del líquido bombeado, cuando en la entrada del impulsor la presión se reduce por debajo de la presión de vapor, a la temperatura

de bombeo. Las burbujas se desplazan con el flujo hacia zonas de presión superior a la de vapor, donde implosionan rápida y violentamente provocando escoriaciones en impulsor, reducción y oscilación de flujo, reducción de head, **reducción de eficiencia, vibración** y ruido.

2.1.2.3 Altura Neta Positiva en la Aspiración (NPSH por sus siglas en Ingles)

Para evitar daños por cavitación se determina un parámetro que dado en márgenes adecuados garantiza que esos daños por cavitación no se produzcan. Ese parámetro es el NPSH (Net Positive Succión Head = Altura Neta Positiva en la Aspiración), el cual está relacionado con la altura o la energía disponible en la succión de la bomba. Existe dos tipos de NPSH:

NPSH Disponible: es la altura total absoluta en el datum plane (plano de NPSH) de la bomba menos la presión de vapor para las condiciones de operación. Es la energía que dispone el sistema, además de ser un parámetro que determina que tan cerca está el fluido de la cavitación, se calcula de la siguiente manera:

$$NPSH_d = H_{ts} - H_{vp} = \frac{(P_{ts} - P_{vp})}{\rho g} \quad (2.17)$$

Donde: H_{ts} : altura total absoluta en la succión; H_{vp} : altura de presión de vapor;
 P_{ts} : presión absoluta en la succión; P_{vp} : presión de vapor.

NPSH Requerido: es la energía disponible que necesita la bomba para evitar daños por cavitación, depende de las características de la bomba, por lo que es un parámetro que debe proporcionar el fabricante en sus curvas, se calcula de la siguiente manera:

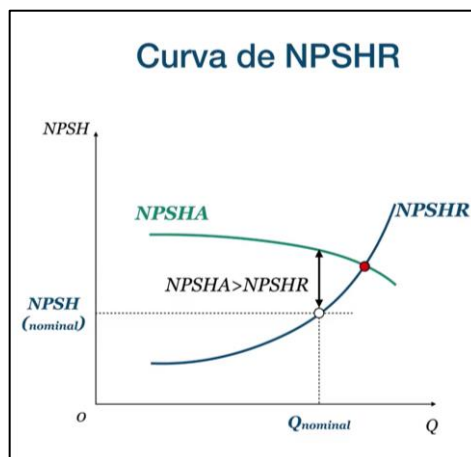
$$NPSH_r = H_z + \frac{v^2}{2g} \quad (2.18)$$

Donde: H_z : altura mínima necesaria a la entrada del impulsor; $\frac{v^2}{2g}$: presión cinética correspondiente a la velocidad de entrada del líquido en la boca del impulsor.

En la figura 13 se representa la curva característica de la bomba NPSH en función del Caudal.

Figura 13:

Curva característica: NPSH en función del Caudal



Nota: Arévalo, R. (s.f.) – Hidráulica de Sistemas de bombeo Centrifugo

Luego, para evitar cavitación la bomba debe operar en la zona donde el $NPSH_d$ es mayor al $NPSH_r$ y para conocer qué tan mayor debe ser el $NPSH_d$ del $NPSH_r$ pues esto dependerá del tipo de bomba, de la aplicación, del fluido a impulsar, etc. Para ello se calcula 02 parámetros: **Margen NPSH** y **Ratio NPSH**.

$$NPSH_{margen} = NPSH_d - NPSH_r \quad (2.19)$$

$$NPSH_{ratio} = NPSH_d / NPSH_r \quad (2.20)$$

Finalmente, para conocer el NPSH margen y/o ratio de las distintas aplicaciones, se sugiere consultar con la **Norma ANSI / HI 9.6.1 Bombas Rotodinámicas, Guía para Margen de NPSH**.

2.1.3 Análisis Vibracional

Chávez, G. (s.f.), en su artículo titulado “Curso Básico de Vibraciones” define lo siguiente:

2.1.3.1 Conceptos Básicos

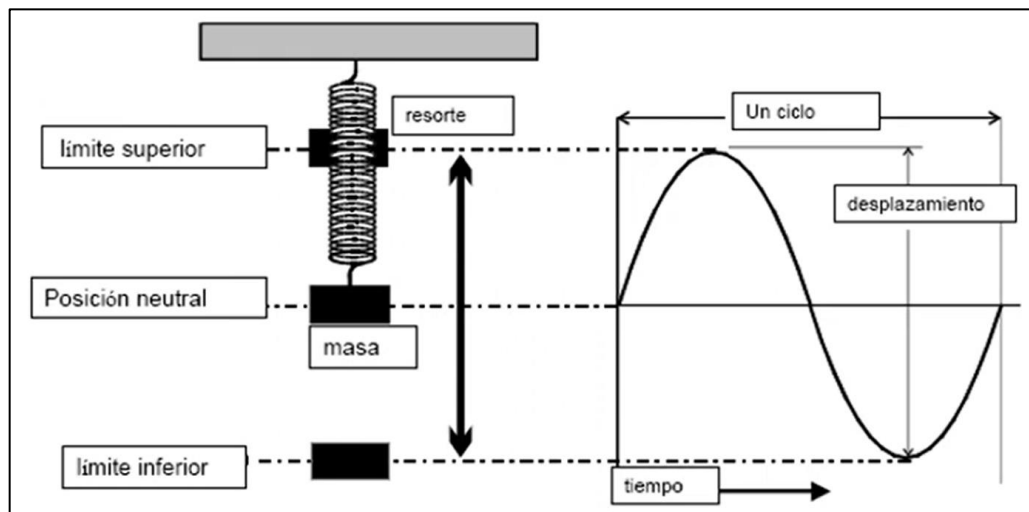
Vibración, se define como el movimiento oscilante de un cuerpo respecto a un punto de referencia y este vibra en respuesta a una o más fuerzas, que a menudo son llamadas fuerzas excitadoras.

En la figura 14 se representa un sistema masa resorte con el que se hace la analogía a un cuerpo experimentando vibración por el movimiento oscilatorio que

desarrolla la masa luego de ser comprimida mediante una fuerza hasta la posición de límite superior desde el punto de referencia. Al graficar este movimiento se obtiene una forma de onda sinusoidal.

Figura 14:

Sistema Masa – Resorte

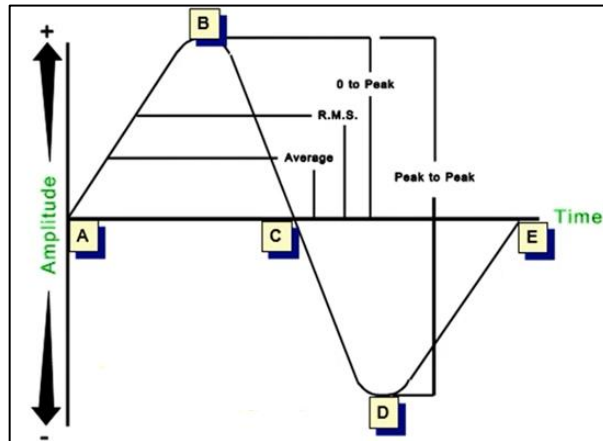


Nota: Chávez, G. (s.f.) – Curso Básico de Vibraciones

Las **características de la vibración** son representadas por Amplitud, Frecuencia y Fase. En la figura 15 se representa la forma de onda en el dominio del tiempo.

Figura 15:

Forma de onda



Nota: Chávez, G. (s.f.) – Curso Básico de Vibraciones

La **Amplitud** es el desplazamiento máximo de la vibración y se expresa en múltiples formas:

- **Pico (Pk):** Se mide desde el punto de origen hasta el punto máximo positivo. Igual a $1.414 \times (\text{RMS})$.
- **Pico – Pico (Pk-Pk):** Se mide desde el punto máximo positivo hasta el punto máximo negativo. Igual a $2 \times (\text{Pk})$
- **RMS:** Raíz Cuadrática Media (Root Mean Square, por sus siglas en ingles). Igual a $0.707 \times (\text{Pk})$.

La **Amplitud** se mide en tres variables: desplazamiento, velocidad y aceleración:

- **Desplazamiento** es la distancia recorrida por el punto medido, debido a la vibración.
- La **Velocidad** de la vibración es aquella experimentada por el punto medido al pasar por la posición neutral. Es la primera derivada del desplazamiento en función del tiempo.
- **Aceleración** es el cambio de velocidad en el tiempo y es la segunda derivada del desplazamiento en función del tiempo.

El **Periodo (T)** y la **Frecuencia (F)**: El periodo es el tiempo en segundos necesario para producir un ciclo de vibración y la Frecuencia es el número de ciclos completos de vibración producidos en 1 segundo.

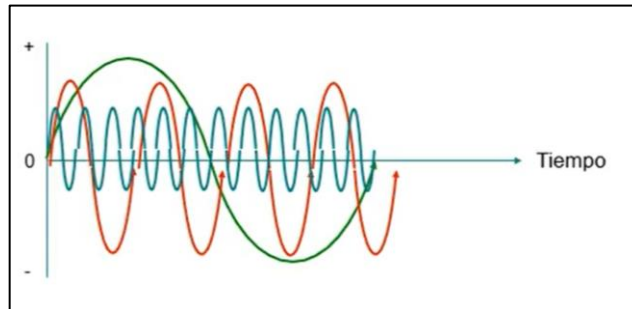
$$F = \frac{1}{T} = \frac{\text{Ciclos}}{\text{Segundos}} \quad (2.21)$$

$$1 \frac{\text{Ciclo}}{\text{Segundo}} = 1 \text{ Hz} = 60 \frac{\text{Ciclos}}{\text{Minuto}} \quad (2.22)$$

En la figura 16, se representa la superposición de tres frecuencias diferentes en una sola forma de onda.

Figura 16:

Forma de onda con superposición de frecuencias



Nota: Chávez, G. (s.f.) – Curso Básico de Vibraciones

La figura 16, representa las diversas frecuencias o señales de un mismo sistema, generadas por sus componentes, tales como: ejes, rodamientos, ventilador, anclajes, carcasa, acoples, etc. Diagnosticar con análisis vibracional una forma de onda con diversas frecuencias es complejo; en tal sentido se aplicará una herramienta matemática denominada Transformada Rápida de Fourier.

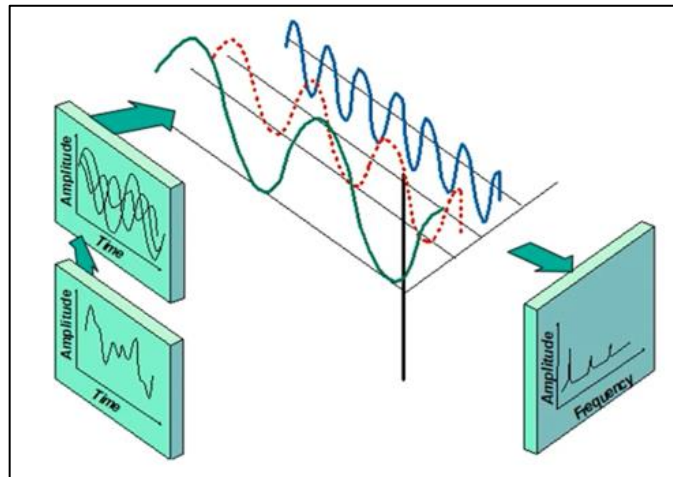
2.1.3.2 Transformada Rápida de Fourier

Conceptualmente la señal en el dominio del tiempo o forma de onda se procesa a través del algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier generando como resultado una señal en el dominio de la frecuencia, denominada Espectro de Vibración o de frecuencia; con el que se diagnostica el estado de las máquinas. En la figura 17 se representa gráficamente el procesamiento de las

señales aplicando la Transformada Rápida de Fourier (FFT por sus siglas en inglés).

Figura 17:

Procesamiento de señales FFT



Nota: Chávez, G. (s.f.) – Curso Básico de Vibraciones

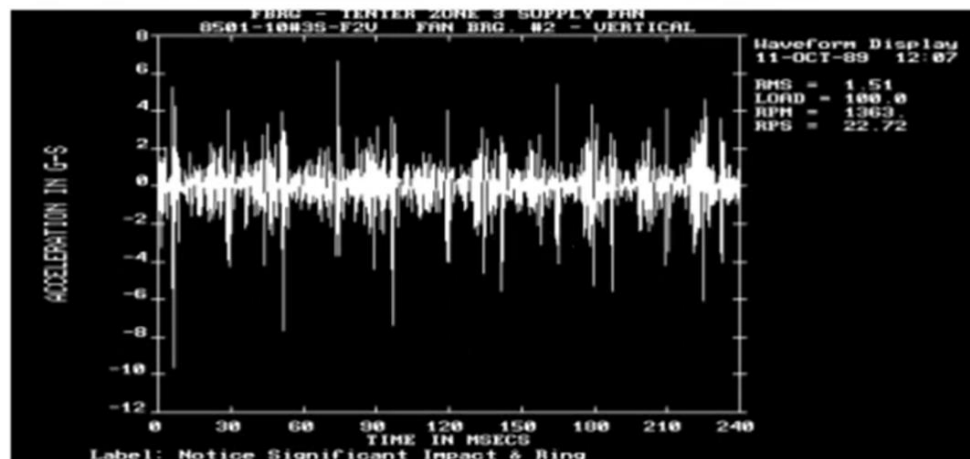
Cabe precisar que en la presente investigación no se profundizará en los conceptos matemáticos del Procesamiento de señales aplicando el algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier. Este procesamiento se desarrolla con equipos de monitoreo de vibraciones, que resuelve la parte matemática de forma computarizada; el enfoque a seguir será en las gráficas o espectros que muestra como resultado los equipos de monitoreo vibraciones.

En la figura 18, se presenta una gráfica de un espectro de vibraciones (Amplitud vs Frecuencia), emitida por un equipo de monitoreo de vibraciones luego del respectivo procesamiento de señal con el algoritmo de la Transformada

Rápida de Fourier, de forma computarizada. En esta grafica también se aprecia picos de frecuencia y cada pico se asocia con posibles fallas en la máquina, tales como: problema de desalineamiento, desbalanceo, falta de lubricación en rodamientos, daños en diversas magnitudes en rodamientos, acoples y engranes; además de **problemas relacionados a cavitación para el caso de bombas**; entre otros.

Figura 18:

Grafica de Espectro de vibraciones



Nota: Chávez, G. (s.f.) – Curso Básico de Vibraciones

Cuando un problema empieza a desarrollarse en una pieza de un equipo rotativo, se crea una función forzadora que es la que causa vibración. Diferentes problemas dan origen a que la maquina vibre a diferentes frecuencias, entonces para diagnosticar el problema se debe conocer la frecuencia de la vibración; en tal sentido la importancia de la Transformada Rápida de Fourier ya que logra

procesar señales en el dominio de la frecuencia (espectros de vibración) y con el espectro se inicia el análisis de vibración, luego se interpreta los picos de frecuencia para así poder determinar la condición de la maquina en el tiempo. Cada pico de frecuencia específico está relacionado con fallas específicas.

2.1.3.3 Análisis Vibracional

White, G. (s.f.), en su libro titulado “Introducción al Análisis de Vibraciones” define lo siguiente. Los pasos en el análisis de vibración son: Identificación de los picos de vibración en el espectro y relacionarlos con frecuencias forzadas, Diagnosticar los problemas de la maquina analizada, basándose en las amplitudes y la relación entre los picos de vibración y Realizar recomendaciones apropiadas para las reparaciones, en función de la gravedad de los problemas de la maquina analizada.

Identificación de los picos de vibración en el espectro, el pico de primer orden (1x) corresponde a la velocidad de rotación del eje, ósea el llamado pico 1x. La correcta confirmación del pico de primer orden es la existencia de otras frecuencias forzadas.

El **diagnostico de los problemas de las máquinas**, inicia luego de verificar la validez de los espectros, detallado en la sección anterior. A Continuación, se describe algunas causas de falla y la relación con los picos de vibración en el espectro:

Desbalanceo: El desbalanceo estático es un estado en el que el centro de gravedad no está ubicado en su eje de rotación. Esto resulta en una fuerza centrífuga, que se aplica en el rodamiento a la frecuencia $1x$. Esta fuerza $1x$ es proporcional al cuadrado de la velocidad, lo que significa que máquinas de alta velocidad requieren balanceo con mayor precisión que máquinas de baja velocidad.

Desalineamiento: el desalineamiento paralelo produce una fuerza de cizallamiento y un momento de flexión en el extremo acoplado de cada eje. El desalineamiento angular produce un momento de flexión en cada eje. La mayoría de casos de desalineamiento son una combinación del tipo paralelo y angular; el diagnóstico está basado en picos $2x$ y $1x$.

Rodamientos con elementos rodantes: los problemas con elementos rodantes son las fallas más comunes que se diagnostican con el análisis de vibraciones.

Las frecuencias que generan los rodamientos cuando los elementos rodantes pasan sobre una anomalía de superficie en el mismo elemento rodante o en la pista de rodadura se denominan frecuencias de falla fundamentales. Estas frecuencias son una función de la geometría del rodamiento y de la velocidad relativa entre las dos pistas de rodamiento. (Flores, E., et al, 2020)

A continuación, se describen, mas no se profundizará en las fórmulas matemáticas: BPFO: Deterioro de la pista exterior de un rodamiento; BPFI: Deterioro de la pista interior de un rodamiento; BSF: Deterioro de los elementos rodantes; FTF: Deterioro de la jaula de un rodamiento.

La velocidad como amplitud de vibración es un parámetro que permite reconocer la mayoría de los patrones de fallas primarias cuando están en un estado evidente. La convención es usar el valor eficaz o valor RMS. Se determina a través de la siguiente ecuación:

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{v_{max}^2 + v_{min}^2}{2}} \quad (2.23)$$

La amplitud de la vibración expresa la gravedad del problema, la finalidad del análisis vibracional es encontrar una alerta con suficiente tiempo anticipado para poder analizar causas y forma de resolver el problema con la detención mínima posible del equipo.

Adicionalmente, **Peakvue (valor pico)** es una técnica de análisis diseñada con el objetivo de estudiar fallas en una etapa incipiente las cuales se presentan a altas frecuencias y baja amplitud.

Las causas de falla presentadas son solo una parte de todos los fenómenos que se pueden presentar al realizar el diagnostico de fallas con el análisis de vibraciones. En este contexto, la Carta Ilustrada de Diagnostico de Vibración, fue

creada por el grupo de Charlotte, formado en 1974. Este grupo ha desarrollado una serie de análisis de vibraciones y permite tener una referencia de posibles causas de falla en los rodamientos de un sistema, Ver Anexo 2. (Flores, E., et al, 2020)

Se presentará especial enfoque en el diagnóstico de problemas en bombas, basado en las amplitudes y la relación entre los picos de vibración en el espectro.

2.1.3.4 Análisis Vibracional en Bombas

ASME International (s.f.), en su curso titulado “Análisis Vibracional en Equipos Rotativos y Mantenimiento Predictivo” define lo siguiente:

La vibración en las bombas centrifugas es el resultado de las fuerzas hidráulicas que se forman en la interacción del impulsor y los componentes estacionarios por la transformación de energía mecánica en energía de presión.

La mayor cantidad de fallas en bombas centrifugas son ocasionadas al operar fuera del punto de máxima eficiencia.

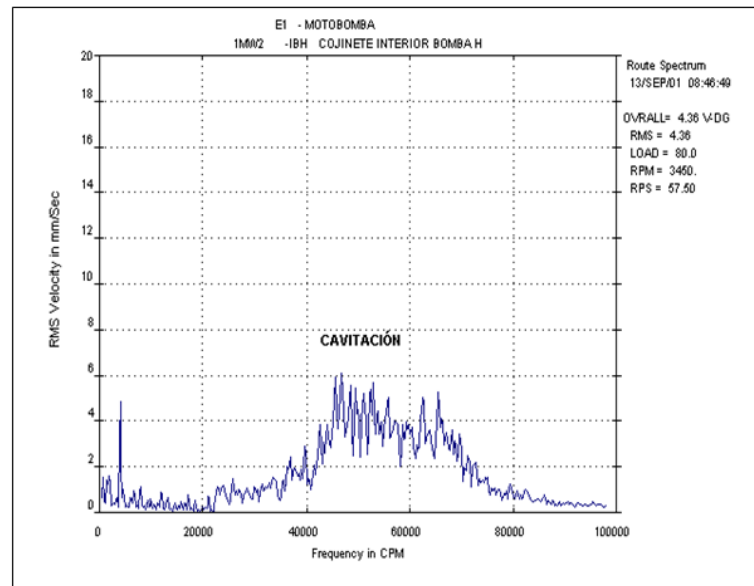
Fallas Hidráulicas más importantes: Cavitación, Recirculación y Turbulencia.

Cavitación: El origen de la vibración por cavitación es la implosión causada por las burbujas de vapor, aunque las amplitudes son generalmente pequeñas, la cavitación es extremadamente destructiva porque provoca la erosión de

diversos componentes. Las amplitudes no exceden a los valores de alerta a menos que exista resonancia (entonces los picos alcanzarían de 15 a 18 mm/s). Los espectros de vibración tienen un rango de frecuencia amplio y de baja amplitud, generalmente no hay picos principales sino un rango aleatorio de picos no síncronos entre 12000 y 120000 CPM, en la figura 19 se presenta un espectro típico de vibración por cavitación.

Figura 19:

Espectro Típico de Vibraciones por Cavitación



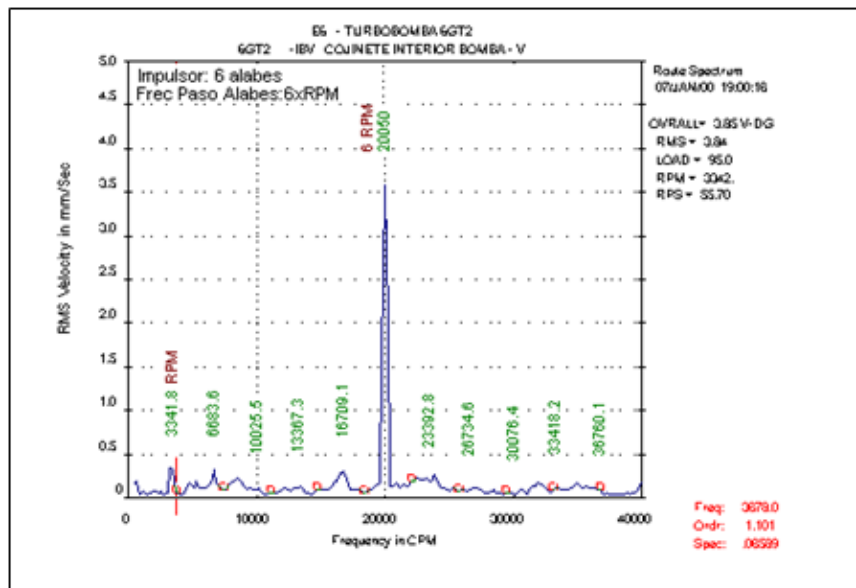
Nota: ASME International (s.f.) – Análisis Vibracional en Equipos Rotativos y Mantenimiento Predictivo

Para prevenir la cavitación se recomienda instalar un mínimo de 6 a 10 diámetros de tubería recta justo antes de la succión de la bomba.

Recirculación: El origen de la vibración por recirculación es causada por la estrangulación de la descarga, luego se altera el flujo de fluido a través de la bomba. La velocidad del fluido que sale de los alabes del impulsor se reduce y por consiguiente el fluido ya no pasa a la voluta y la tubería de descarga, induciendo vibraciones a la frecuencia del número de alabes x RPM. Su amplitud excede los valores de alerta, especialmente si existe resonancia, en la figura 20 se presenta un espectro típico de vibración por recirculación.

Figura 20:

Espectro Típico de Vibraciones por Recirculación



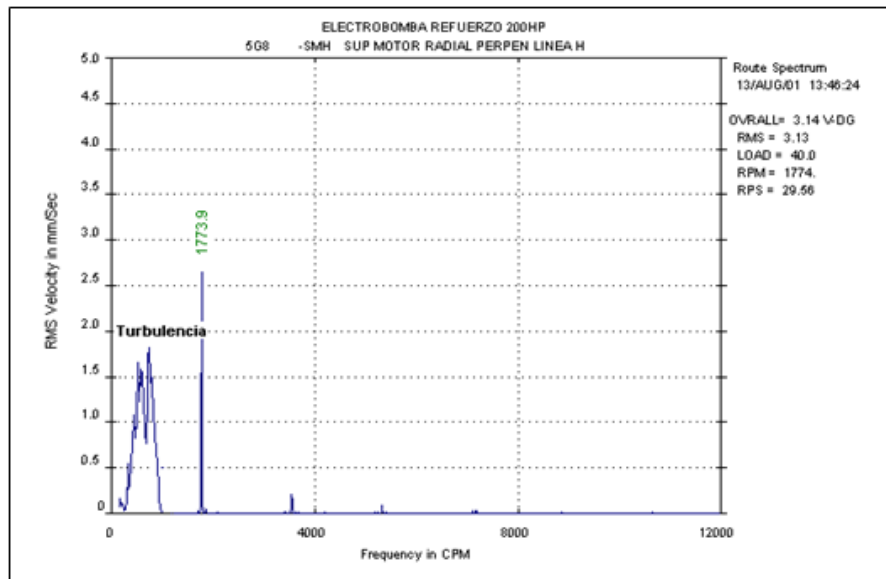
Nota: ASME International (s.f.) – Análisis Vibracional en Equipos Rotativos y Mantenimiento Predictivo

La solución para evitar vibraciones por recirculación es operar la bomba dentro del rango de máxima eficiencia.

Turbulencia: El origen de vibración por turbulencia es causada por el diseño deficiente de la tubería y cuando la bomba opera con muy bajos caudales, por debajo del 25% del caudal de diseño, ósea con bomba sobredimensionada. Los espectros de vibración son similares a los de cavitación, pero en un rango de frecuencias pequeño (de 10 a 50 CPM) con amplitudes variables cerca de la frecuencia fundamental. En la figura 21 se presenta un espectro típico de vibración por turbulencia.

Figura 21:

Espectro Típico de Vibraciones por Turbulencia



Nota: ASME International (s.f.) – Análisis Vibracional en Equipos Rotativos y Mantenimiento Predictivo

La solución para evitar vibración por turbulencia depende de la adecuada selección de la bomba y del correcto diseño de las tuberías.

2.1.3.5 Gravedad de vibración

Robichaud, J. (s.f.), en su articulado titulado “Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis” define lo siguiente:

A lo largo de los años, se hicieron intentos para establecer niveles de vibración o normas de niveles para una operación aceptable. Las normas son acuerdos documentados establecidos aceptados y aplicados por los usuarios.

En la presente investigación se aplicará lo establecido por las Normas ISO para la evaluación de la severidad de vibraciones; las Normas ISO determinan métodos que describen los requisitos generales para la medición y evaluación de vibraciones mediante mediciones de eje (ISO 7919-1) y mediciones de carcasa y/o cimentación (ISO 10816-1). El método propuesto contiene 2 criterios de evaluación clave: Desplazamiento del eje desde la línea central y Relación de rigidez del pedestal al rodamiento

Según lo anterior, en la presente investigación se recurrirá a la Norma ISO 10816-3 para identificar los límites de vibración que se detalla en una tabla, que cuenta con una serie de parámetros: rigidez o flexibilidad, valor de RMS de la velocidad de vibración. En la figura 22 se presenta la tabla de Severidad de Vibraciones de la norma ISO 10816-3.

Figura 22:

Severidad de Vibraciones Norma ISO 10816-3

								Valor RMS de Velocidades	
								11	0.43
								7.1	0.28
								4.5	0.18
								3.5	0.14
								2.8	0.11
								2.3	0.09
								1.4	0.06
								0.71	0.03
								mm/s	in/s
rigida	flexible	rigida	flexible	rigida	flexible	rigida	flexible	Fundación	
Bombas Mayores a 15 kW Radial, Axial, Flujo Mixto				Máquinas Medias 15kW<P<300 kW		Grandes Máquinas 300 kW <P<50MW		Tipo de Máquina	
Clase IV		Clase III		Clase II		Clase I		Grupos	

Nota: Flores, E. (2020) – Vibration assessment of transmisión bearing of a mini-Baja SAE prototype

El sistema analizado, según sus características, pertenecerá a uno de los grupos de la Tabla de Severidad – ISO 10816-3:

Grupo 1: Equipos grandes con potencia superior a 300kW y maquinas eléctricas con altura de eje mayor a 315 mm.

Grupo 2: Equipos medianos con potencia entre 15 kW y 300 kW y maquinas eléctricas con altura de eje entre los 160 mm y los 315 mm.

Grupo 3: Bombas con impulsores multialabes y con eje intermedio o poleas, con potencia superior a 15kW.

Grupo 4: Bombas con impulsores multialabes y con acople directo, con potencia superior a 15 kW.

Adicional a la Norma ISO 10816, es de uso frecuente consultar la Carta Ilustrada de Diagnostico de Vibraciones – Tablas de Charlotte. En estas tablas se encuentran referencias de posibles causas de fallas en rodamientos de un sistema, las cuales no serán ajenas a la presente investigación.

2.1.4 Indicadores de Control de Mantenimiento

Se presentan los siguientes indicadores de disponibilidad:

MTBF (Tiempo medio entre fallas): número total de hora de operación / número total de paradas o fallas.

MTTR (Tiempo medio entre reparaciones): tiempo total de reparación / número de fallas.

Disponibilidad (cuanto tiempo estará operativa la máquina): Número de horas laborables del mes – horas de paradas programadas – número de horas de mantenimiento correctivo / Número de horas laborables del mes.

Estos tres indicadores de control son utilizados para decidir si se tiene una buena gestión de mantenimiento.

2.2 Marco Conceptual

- a) **Alimentación:** flujo de pulpa que ingresa a los ciclones, el cual proviene de las bombas centrifugas.

- b) **Bomba:** equipo rotativo empleado para impulsar pulpa de un circuito a otro dentro de una planta concentradora.
- c) **Concentrado:** producto enriquecido de las operaciones de concentración de minerales.
- d) **Disponibilidad:** es la capacidad de un activo o componente para estar en un estado para realizar una función requerida bajo condiciones dadas en un instante dado de tiempo o durante un intervalo de tiempo, asumiendo que los recursos externos necesarios se han proporcionado.
- e) **Pulpa:** flujo de agua y sólidos de mineral de cierta granulometría.
- f) **Vibración:** propagación de ondas que producen deformaciones y tensiones sobre un medio.
- g) **Carga fresca:** Toneladas de mineral chancado, proveniente del circuito de chancado y se dirige hacia el circuito de molienda a través de las zarandas húmedas, para luego ser colectada en el cajón sumidero de la bomba centrífuga, objeto de estudio.

CAPITULO III. Desarrollo del Trabajo de Investigación

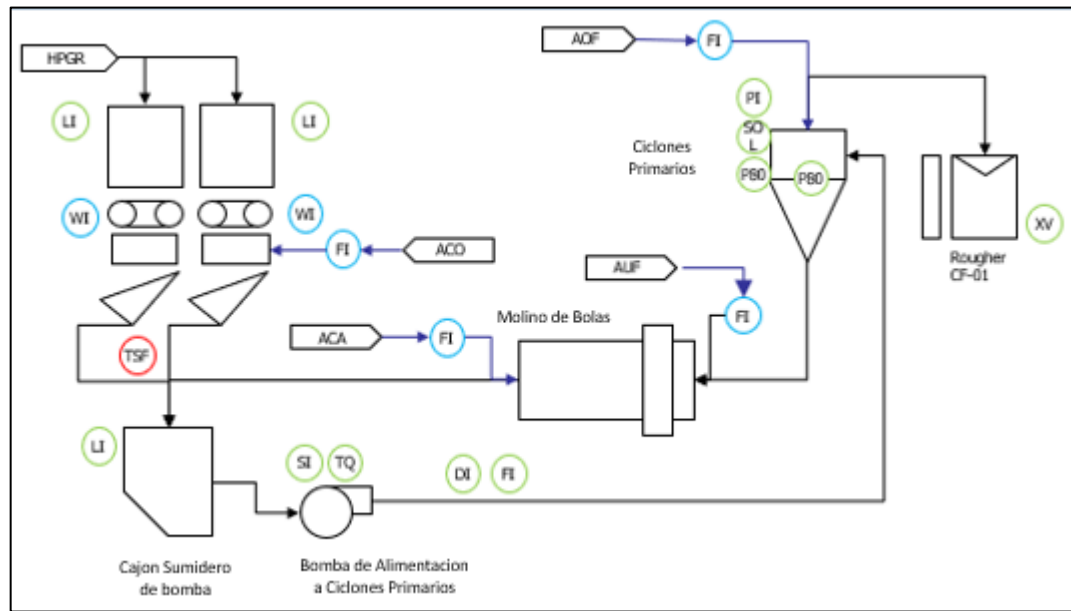
3.1 Recolección de Datos

El equipo objeto de estudio - bomba centrífuga, pertenece al área de molienda de la Concentradora 1 de SMCV. El área de molienda cuenta con 04 líneas en paralelo de producción, cada una de ellas con su respectiva bomba centrífuga. La bomba a analizar corresponde a la línea 1 y en adelante se le denominara con el tag PP101.

En el circuito de molienda, en cada una de las líneas operativas; el cajón o sumidero (Box BX101, por tratarse de la línea 1), colecta flujo de la descarga de las Zarandas Húmedas y de la recirculación del molino de bolas. La Bomba Centrífuga PP101 impulsa flujo desde el Box BX101 y lo transporta por medio de tuberías hasta la batería de ciclones. En la figura 23 se aprecia el diagrama de flujo descrito líneas antes.

Figura 23:

Diagrama de flujo de Molienda



Nota: Tecsup (2006) - Manual de Operaciones SMCV.

Para efectos de la presente investigación, se detalla los datos de los equipos que influyen en la operación de la bomba, especialmente los valores que sirven para cálculos hidráulicos, entre otros. En tabla 2, se aprecian los datos de la bomba y demás.

Tabla 2:

Datos de la bomba PP101

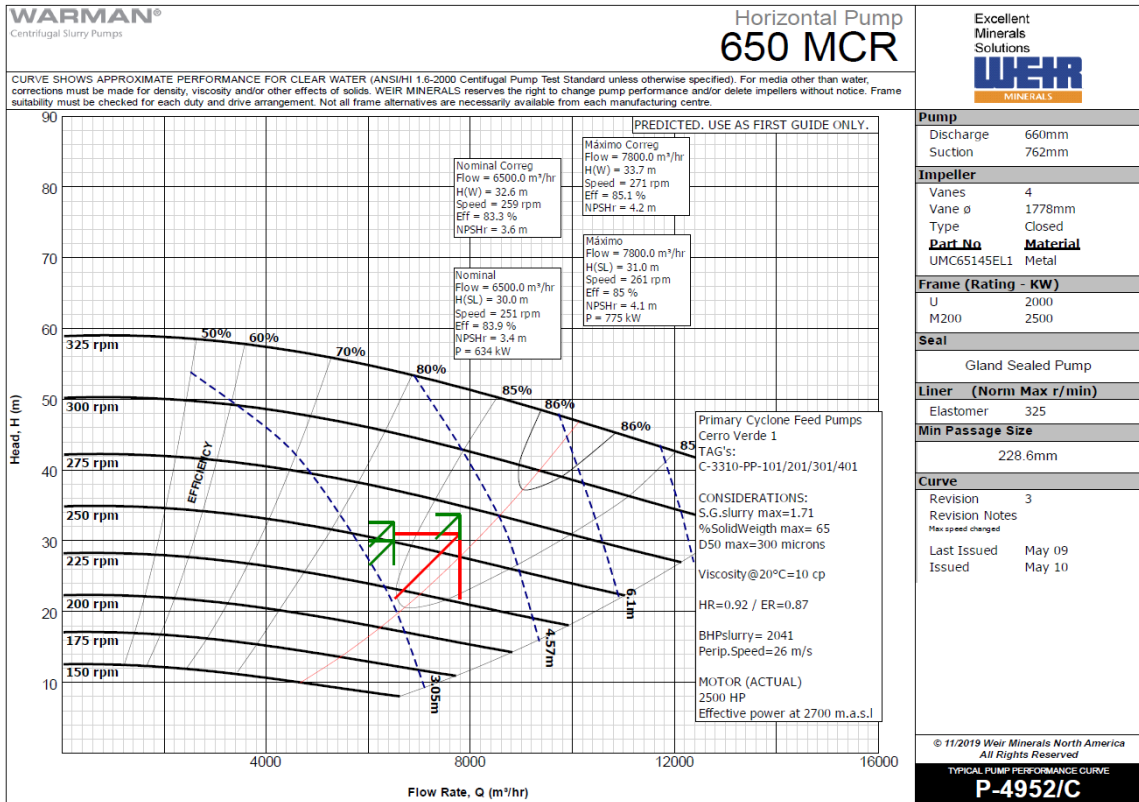
Bomba	
Marca	Warman
Modelo	650 MCR
Descarga	0.6 m
Succión	0.76 m
Alabes	4
Tipo Impulsor	Cerrado
Tubería y Niveles	
Diámetro	0.6 m
Longitud	57.32 m
Rugosidad	0.00012 m
Viscosidad Pulpa	0.01 N*s/m ²
SG solido	2.8
Za	6.59 m
Zz	23.76 m
Sistema Motriz	
Potencia Motor	2500 HP
RPM	1780
Torque Motor	9859.0 N*m
Coeficiente Motor	0.86
Eficiencia Motor	0.964
Eficiencia Reductor	0.98
Ratio Reducción	5.2:1

Es relevante reconocer la curva característica de la bomba, objeto de estudio.

En la figura 24, se aprecia la curva característica de la bomba PP101 – Warman 650 MCR.

Figura 24:

Curva Característica Bomba Warman 650 MCR, PP101

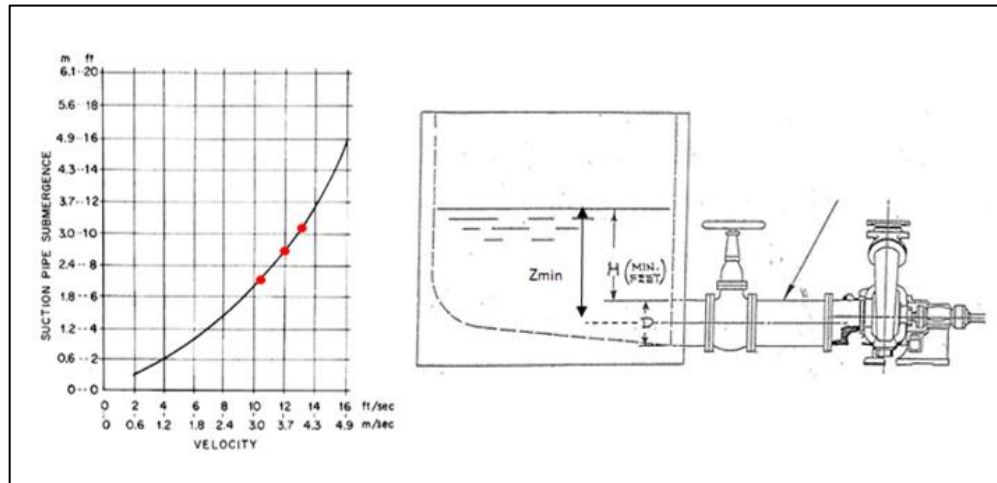


Nota: Weir Minerals (2020) – IOM Bomba Warman 650 MCR.

Adicionalmente se presenta la curva de sumergencia mínima para evitar Cavitación en la succión de la bomba; curva dada por el fabricante. En la figura 25 se presenta la Curva de sumergencia mínima de la bomba PP101:

Figura 25:

Curva Sumergencia Mínima de la Bomba Warman 650 MCR, PP101



Nota: Weir Minerals (2020) – IOM Bomba Warman 650 MCR.

En la Tabla 3, se presenta como ejemplo para determinados flujos, el valor de la altura mínima de sumergencia; para lo cual se aplica la fórmula 2.1, el diámetro de la tubería de succión dado en la tabla 2 y la curva de Sumergencia mínima de la figura 25.

Tabla 3:

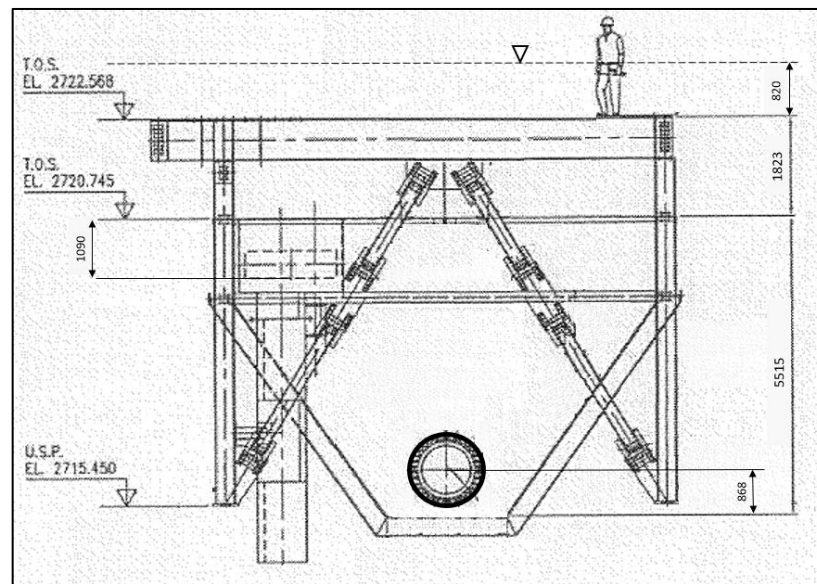
Altura mínima de sumergencia para evitar cavitación en función del caudal

Flujo [m ³ /h]	Diámetro [m]	Velocidad [m/s]	H min [m]	Z min [m]
6000	0.76	3.7	2.8	3.2
6500	0.76	4.0	3.1	3.5
7000	0.76	4.3	3.5	3.9

Luego, para mejor entendimiento, se detalla en la siguiente sección los niveles del cajón sumidero y sus respectivos porcentajes, con el fin relacionar con la curva y tabla anterior. En la figura 26 se presenta los niveles del cajón de la bomba PP101.

Figura 26:

Curva Sumergencia Mínima de la Bomba Warman 650 MCR, PP101



Nota: Weir Minerals (2020) – IOM Bomba Warman 650 MCR.

La interrupción en la operación de la bomba PP101, afecta directamente en un 25% menos de la producción de molienda, en ese sentido existe la importancia del cuidado de la operación de la bomba con la implementación de diversas estrategias de mantenimiento como aplicación de técnicas predictivas, seguimiento de parámetros basado en monitoreo de condición, y con mantenimientos preventivos.

3.1.1 Estrategia de Mantenimiento Bomba PP101

3.1.1.1 Mantenimiento preventivo, bomba PP101

Existen estrategias implementadas de diversas disciplinas para la bomba PP101, para efectos de la presente investigación, se presenta las que contribuyen con el objetivo de la investigación.

Impulsor: La eficiencia de la bomba depende de la condición del impulsor, en ese sentido se cuenta con un plan para este componente, en función de horas de operación.

Revestimientos: el desgaste de componentes de sacrificio como revestimientos de la cámara de bombeo también cuenta con un plan, ya que, sin ellos, la cámara de bombeo es la que se dañaría incurriendo en costos elevados de mantenimiento. Este plan de igual forma aplica en función de horas de operación.

El plan de mantenimiento preventivo para lo detallado líneas antes, es el siguiente:

Tabla 4:

Cuadro de Mantenimiento Preventivo Bomba PP101

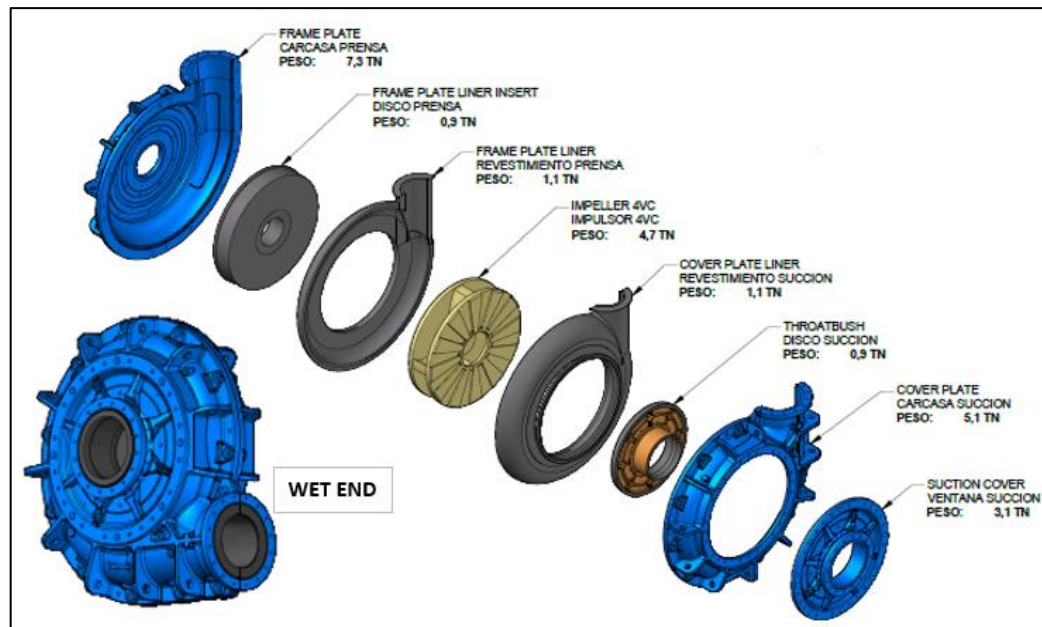
N	TAG	DESCRIPCION	FRECUENCIA (horas)
1	PP101	PM1: CAMBIO DE IMPULSOR Y THROATBUSH - 90 DIAS	2160
2	PP101	PM2: CAMBIO DE WET END - 180 DIAS	4320

Cabe resaltar, que las horas de operación para proyectar la fecha de cada mantenimiento preventivo, similar a lo emitido por un horómetro, se consigue a través de toda la instrumentación disponible, el enlace que se cuenta con el panel de control y la nube.

En la figura 27, se detalla los componentes que determinan el rendimiento hidráulico de la bomba, es decir las partes húmedas o Wet End.

Figura 27:

Explosión de las Partes húmedas bomba PP101 – Wet End



Nota: Warman (s.f.) - Manual Operación Bomba Centrífuga 650 MCR.

3.1.1.2 Mantenimiento basado en condición, bomba PP101

El monitoreo de condición de la bomba PP101, se centra en el seguimiento de algunos parámetros.

Un procedimiento genérico aplicable para el monitoreo de condición, considera que, si los modos de falla son medibles, se debe identificar parámetros a medir, seleccionar técnicas de medición, establecer criterios de alerta / alarma, tomar medidas y observar tendencias, realizar diagnósticos y pronósticos, finalmente determinar y ejecutar acciones de mantenimiento. (ISO 17359 – 2018)

Para efectos de la presente investigación, se considera 02 parámetros en el monitoreo de condiciones:

Eficiencia: Con la instrumentación disponible, con los datos de la Tabla 2 y las fórmulas detalladas en la sección 2.1 del Marco Teórico, se cuenta con todos los parámetros necesarios para el cálculo de la eficiencia de la bomba PP101 en tiempo real.

Vibraciones: De igual forma que con la eficiencia, se cuenta con instrumentación disponible que permite coleccionar valores de vibración de la bomba PP101, además de monitoreos in situ.

En el ejemplo 1 del anexo 6B de la norma ISO 17359, se demuestra que la medición de la vibración es la que está presente en más modos de falla de bombas centrífugas, por sobre otros parámetros. (Ver Anexo 3)

Para efectos de la presente investigación se considera a la medición de la vibración como el principal parámetro de monitoreo y así asegurar la correcta disponibilidad de la bomba PP101. La medición de la eficiencia complementara el análisis.

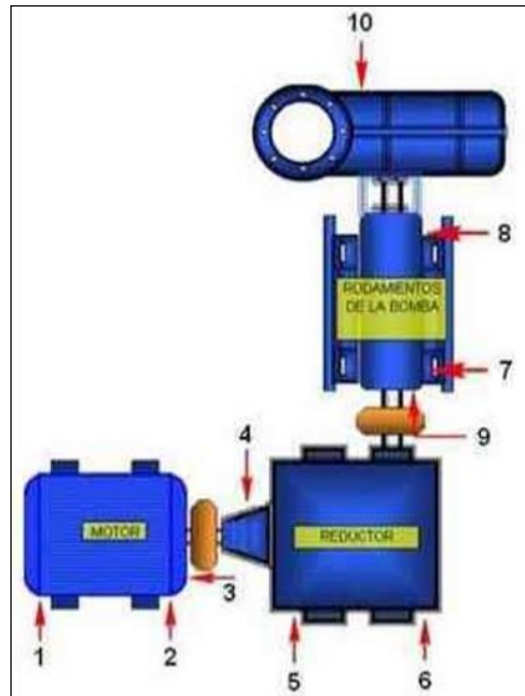
3.1.1.3 Análisis vibracional bomba PP101 - Mantenimiento Predictivo

Según lo anterior, se considera la medición de la vibración de la bomba PP101 como el parámetro principal de monitoreo de condición, en ese sentido, el análisis vibracional como técnica de mantenimiento predictivo, será vital para la detección de anomalías en la operación y fallas en su etapa inicial.

En la figura 28, se detalla los puntos de la bomba PP101 que corresponden a la ubicación de rodamientos entre otros componentes y es en estos puntos donde se monitorea, estos valores de vibración se colectan para el respectivo análisis.

Figura 28:

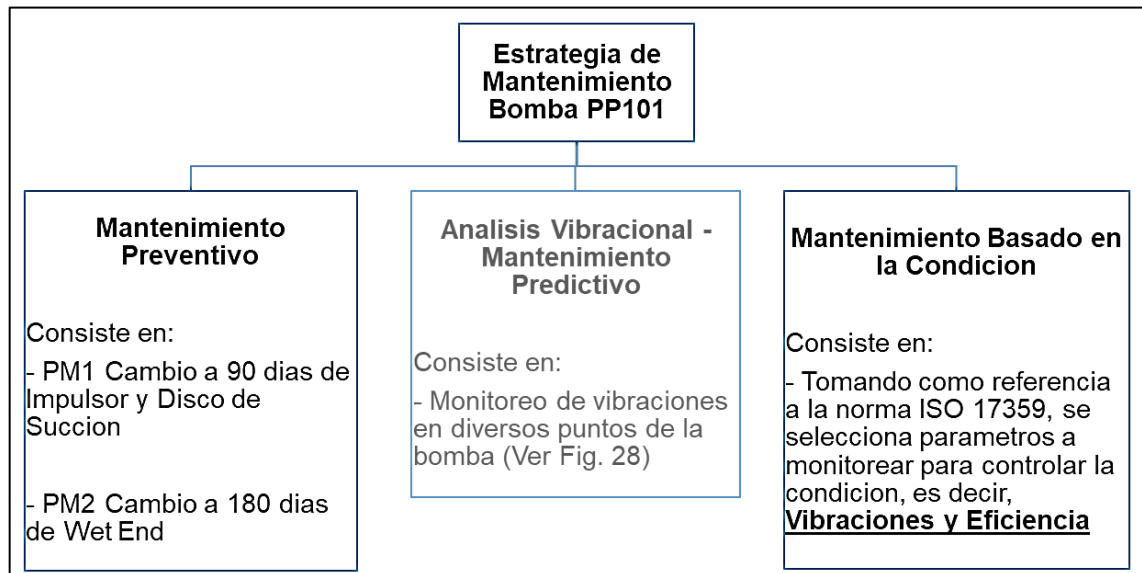
Explosión de las Partes húmedas bomba PP101 – Wet End



Nota: Warman (s.f.) - Manual Operación Bomba Centrífuga 650 MCR.

Producto del monitoreo de vibraciones es que se han identificado algunas anomalías, las cuales serán analizadas como parte de la investigación.

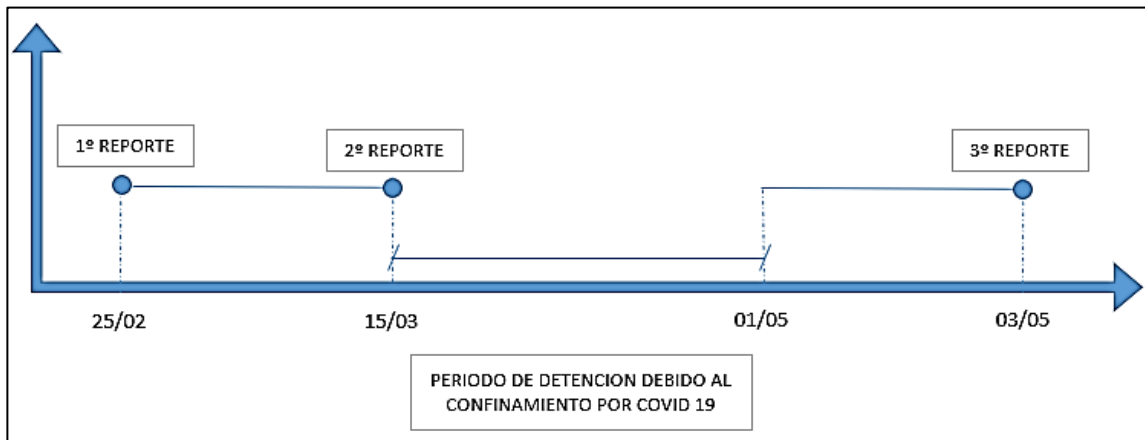
Finalmente, en la figura 29, se resume la estrategia del mantenimiento de la bomba PP101.

Figura 29:**Resumen Estrategia Mantenimiento Bomba PP101****3.1.2 Reporte Monitoreo de Vibraciones de la Bomba PP101**

Durante el 2020, se emitieron reportes de análisis vibracional, producto del monitoreo de condición. Los reportes de este periodo tienen la peculiaridad de presentar frecuencias de paso de alabes en la botella porta rodamientos de la bomba, en la dirección axial, puntos 7 y 8 de la figura 28; que se refiere a la velocidad a la que los álabes del impulsor pasan por un punto fijo, como el estator o la boquilla de la bomba. Es un parámetro importante en el análisis de vibraciones de bombas centrífugas y puede ser un indicador de problemas potenciales como cavitación o desbalanceo. Para un mejor entendimiento de los eventos se presenta la siguiente línea de tiempo:

Figura 30:

Línea de tiempo para el análisis de la investigación

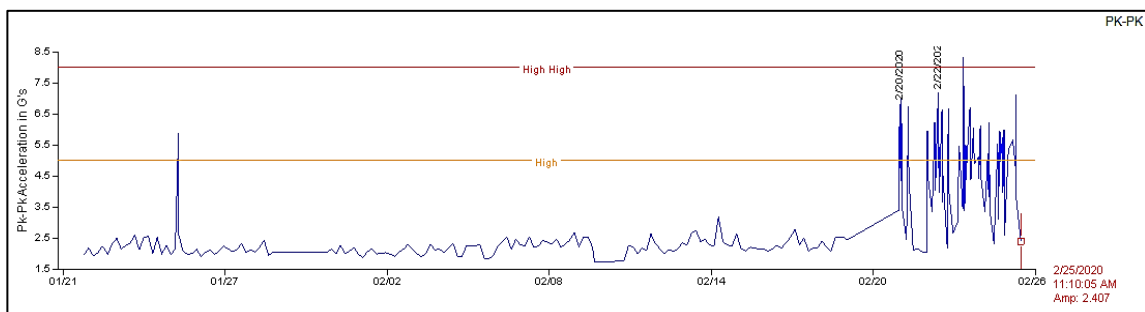


Primer Reporte - 25/02/2020

En la figura 31 se muestra la tendencia del espectro de la vibración en Peakvue en G's en el sensor del eje de alta de la bomba PP101 (punto 4 de la figura 28).

Figura 31:

Espectro en Peakvue en el eje de alta de la bomba PP101



Nota: SMCV (2020) - Reporte del equipo de Predictivo.

El reporte describe lo siguiente: De acuerdo con la tendencia de valores de vibración en G's en el sensor online del primer eje, se observa que la tendencia muestra valores altos por instantes del día, se observa incrementos a más del 100% de velocidad, por lo cual se podría relacionar este aumento de fricción en componentes internos del reductor.

Este primer reporte alerta de una operación anormal en la bomba PP101, el cual fue motivo de análisis antes de desencadenar fallas extremas. Según aplicación del criterio de análisis con la técnica Peakvue. Además, no se genera ninguna detención de la bomba producto de esta observación reportado en este 1er informe, se decide mantener el equipo en seguimiento.

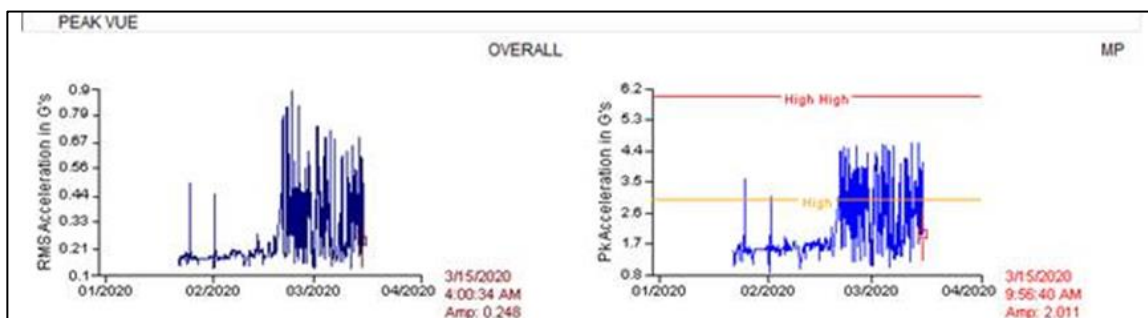
Cabe resaltar que en los espectros emitidos tal como en la figura 31, se grafican los valores de Alerta igual a 5mm/s (línea naranja - High) y valores de detención igual a 8 mm/s (línea roja – High High), es decir cuando la bomba opera de manera sostenida con valores mayores a estos límites: High, se reporta como Alerta y se mantiene en observación y si se reporta como High – High, se solicita la Detención del equipo. Estos valores son conservadores con respecto a lo indicado por la Norma ISO 10816 – 3 (Figura 22), que para el tipo de equipo y potencia (Clase I) se indica que los Valores de Alerta se establece en el rango de [4.5 – 7.1] mm/s y Valores de Detención se establece en el rango [7.1 – 11] mm/s. Los valores asignados en nuestra operación son valores dentro del rango indicado por la norma y son conservadores.

Segundo Reporte - 15/03/2020

En la figura 32 se muestra la tendencia del espectro de la vibración en RMS Aceleración en G's del Reductor de la bomba PP101 y en la figura 33 se muestra la tendencia del espectro de la vibración en RMS Velocidad en mm/s de la botella porta rodamientos de la bomba PP101.

Figura 32:

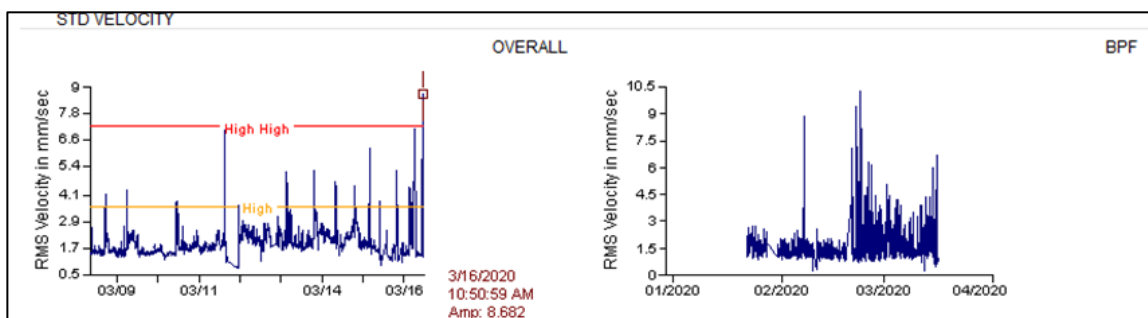
Espectro en Peakvue del reductor de la bomba PP101



Nota: SMCV (2020) - Reporte del equipo de Predictivo.

Figura 33:

Espectro en RMS de botella porta rodamientos de la bomba PP101



Nota: SMCV (2020) - Reporte del equipo de Predictivo.

El segundo reporte describe lo siguiente: **Reductor** – Valores de vibración varían de acuerdo con condiciones operacionales de la bomba. Espectro muestra frecuencias relacionadas al GMF de primera reducción y frecuencia de paso de alabes de la bomba, que se filtra mediante el eje de baja. **Porta rodamiento y bomba** – Valores de vibración en rango tolerable, espectro muestra frecuencia de paso de alabes. Forma de onda muestra golpes a frecuencia de giro de bomba. Vibración en sentido axial muestra picos de vibración hasta 7 mm/s. La consecuencia de operar la bomba en esta condición ocasiono una detención imprevista de la bomba, debido a que se generó desgaste prematuro de las partes húmedas de la bomba, ocasionando fuga por la carcasa de la bomba, aquí se tuvo que intervenir la bomba, aplicando una reparación temporal de la bomba.

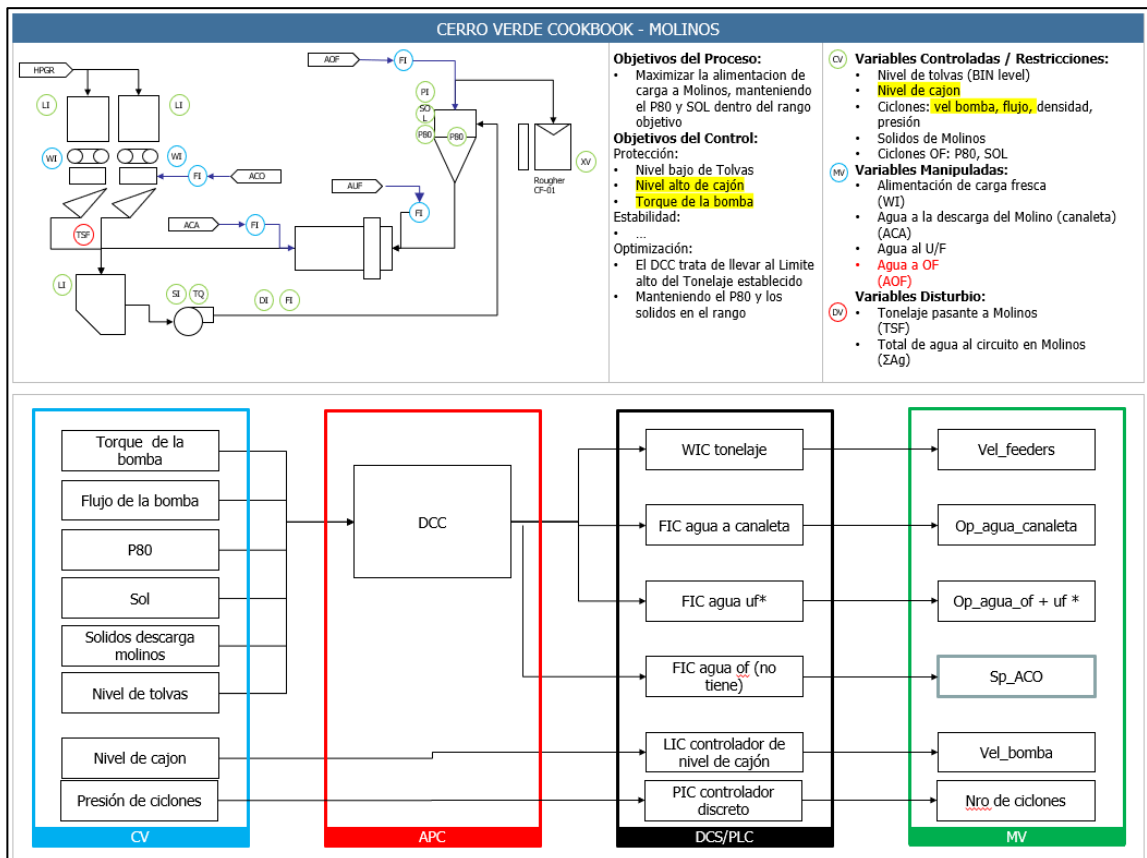
En el primer reporte se indica observaciones en la operación de la bomba, se identifica operación de la bomba por momentos con más del 100% de velocidad y en el segundo reporte entre otras observaciones se identifica espectro de vibraciones con golpes a frecuencia de giro de la bomba; ambas indicaciones hacen referencia a excitaciones de vibraciones relacionadas a los parámetros operativos, en este caso a la velocidad de la bomba, en tal sentido es clave graficar los parámetros y analizar el comportamientos de estos, para ello primero se debe conocer la Narrativa de control que gobierna el circuito de molienda y sobre todo a la bomba PP101, objeto de estudio.

3.1.3 Narrativa de control del circuito de Molienda y de la bomba centrífuga PP101

Como en todo sistema de gran escala, la bomba y en general el circuito de molienda cuenta con una Narrativa de control que lo gobierna; en la figura 34 se aprecia la Narrativa de control del circuito de Molienda, que es la misma en cada una de las 04 líneas operativas.

Figura 34:

Narrativa de Control de Molienda Concentradora 1 de SMCV



Nota: SMCV (2020) – Narrativa Control, Equipo Control de Procesos.

Para efectos de la presente investigación se extrae la narrativa que corresponde a la bomba centrífuga PP101.

Objetivo de control: Nivel alto de cajón, torque de la bomba

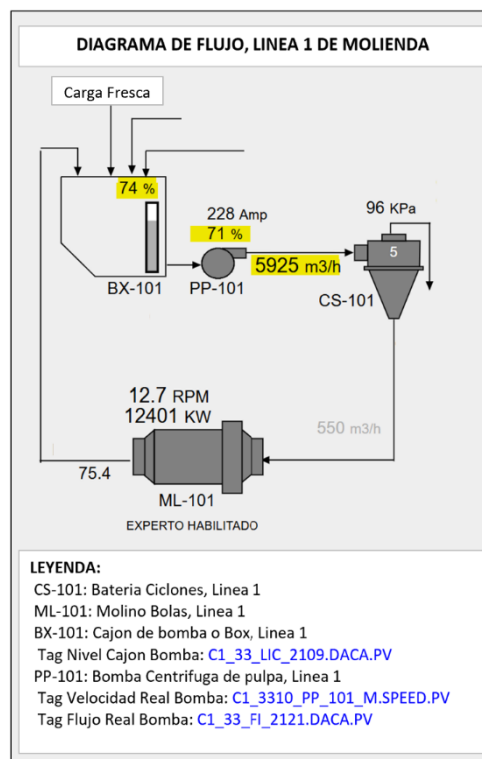
Variables Controladas / Restricciones: Nivel de cajón, velocidad de la bomba, flujo, etc.

Interpretación: El sistema responde a las exigencias e interrupciones de la operación del circuito, es decir cuando la carga fresca se incrementa, significa mayor nivel de cajón sumidero, el cual es controlado por la operación de la bomba, es decir si el nivel sube, la velocidad de la bomba sube con el fin de incrementar el flujo de la bomba tal que pueda descargar el cajón sumidero al mismo ritmo que su alimentación logrando controlar y mantener estable el nivel del cajón sumidero. Cuando la carga fresca disminuye, significa menor nivel del cajón sumidero, que es controlado también por la operación de la bomba, es decir disminuye la velocidad con el fin de reducir el flujo de la bomba de modo que el cajón sumidero no sea descargado tan rápido y así se mantenga el nivel estable del cajón sumidero. Es decir, la operación de la bomba está gobernado por un control de nivel del cajón sumidero, ya que si la bomba opera con nivel muy elevado existe el riesgo de que el cajón sumidero rebose y si opera con niveles muy bajos la bomba cavita, siendo en ambos escenarios operaciones desfavorables.

En la figura 35, se detalla las variables principales que gobiernan el comportamiento de la bomba PP101: la Velocidad de la bomba [%], el Nivel del cajón sumidero de la bomba [%] y el flujo de la bomba [m3/h]. Cabe resaltar que la velocidad se expresara en adelante en “porcentaje”, considerando que el 100% equivale a la velocidad máxima que puede entregar el motor – 1780 rpm (Ver Tabla 2) y variara según la necesidad operativa con ayuda de un Variador de Velocidad, para obtener la velocidad de la bomba, se aplicara el coeficiente de reducción – 5,2:1 (Ver Tabla 2).

Figura 35:

Diagrama de flujo de la línea 1 del circuito de Molienda Concentradora 1 de SMCV.

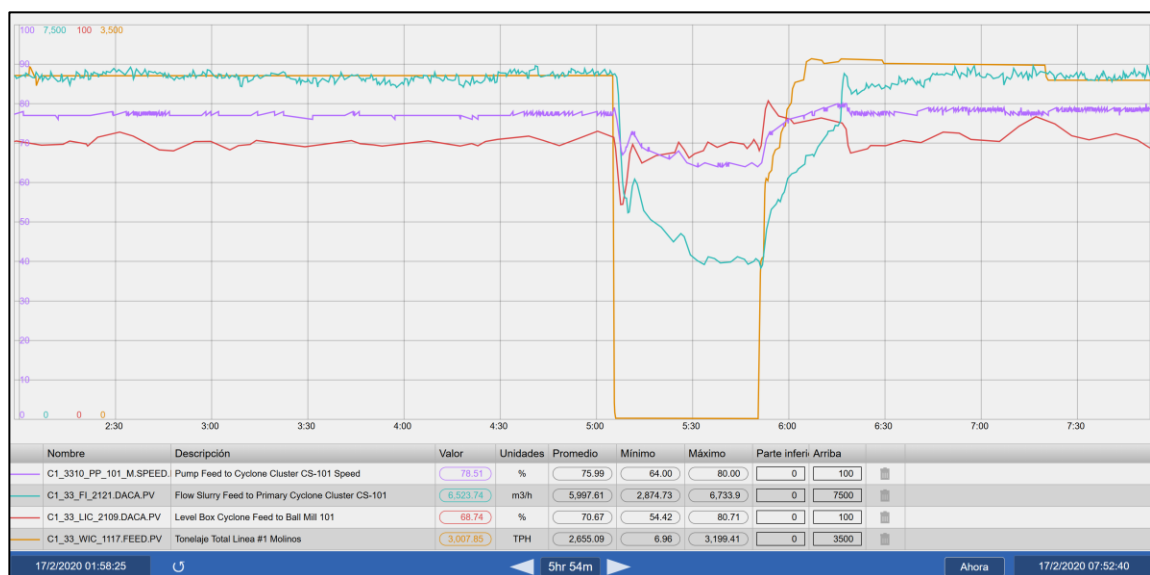


Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión Circuito Molienda C1.

Según la interpretación del control del circuito, en la figura 36 se grafica como ejemplo el comportamiento de los parámetros ante la activación del control debido a una perturbación o caída de carga fresca.

Figura 36:

Control de Nivel de Cajón Sumidero de la Bomba PP101



Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión Circuito Molienda C1.

En la figura 35, se aprecia que ante la caída de la carga fresca (Tonelaje Total Línea 1 Molinos), el nivel del cajón sumidero cae solo por pocos minutos ya que el control se activa e inmediato ordena reducir la velocidad de la bomba, tal que el flujo de la bomba también se reduzca, todo con el fin de recuperar el nivel del cajón sumidero y mantenerlo estable. Lo mismo sucede cuando la carga fresca vuelve a incrementarse, el nivel del cajón sumidero sube solo por pocos minutos, ya que el control se vuelve a activar e inmediato ordena incrementar la velocidad

de la bomba, tal que el flujo también se incremente, todo otra vez con el fin de recuperar el nivel del cajón sumidero y mantenerlo estable.

3.1.4 Disponibilidad de la bomba PP101 hasta el 2do Reporte

Antes de analizar toda la información recolectada, es necesario conocer la disponibilidad de la bomba PP101 durante los primeros meses del año 2020, meses que contienen a los eventos suscitados y referenciados con el primer y segundo reporte de Predictivo.

Para efectos de determinar la disponibilidad, se recurre a la estrategia de mantenimiento preventivo de la bomba PP101, según la tabla 3 y se complementa con el plan anual de Mantenimiento Programados de Planta Concentradora 1. En tal sentido se presenta la tabla 5 con Disponibilidades durante los 03 primeros meses del año 2020.

Tabla 5:

Cuadro de Disponibilidad de la Bomba PP101 – enero a marzo 2020

ME S	HORAS DE MANTENIMIENTO PROGRAMADO				HORAS NO PRODUCIDAS (RETRASOS OPERATIVOS)				HORAS PERDIDAS POR FALLA PP101			SUB TOTAL	HRS OPERACI ÓN REAL	DISPONIBILID AD	
	PM 1	PM 2	PM 3	SUB TOTAL	OP 1	OP 2	OP 3	SUB TOTAL	HRS DISPONIB LE	F1	F2				F3
Ene -20	24	0	0	24	0	0	0	0	720	0	0	0	0	720	99.999%
Feb -20	44	0	0	44	26	2		28	624	0	0	0	0	623	99.945%
Mar -20	0	0	0	0	6	9	7	22	359	3	3	0	7	352	98.188%

3.2 Procesamiento de la Información

Con toda la información recolectada, en esta sección se realizan los cálculos y gráficos necesarios para el análisis propio del desarrollo del trabajo de investigación.

Tal como se indica en los primeros reportes de predictivo, las vibraciones están relacionadas a la operación de la bomba, incrementándose para valores de velocidad por encima del 100%. En ese sentido se analiza el comportamiento de este parámetro y su relación con otros parámetros operativos como el nivel del cajón sumidero, el flujo y la eficiencia.

Previo al cálculo de eficiencia, se analiza el comportamiento de los demás parámetros operativos y se seleccionara rangos de tiempo donde se repitan patrones de comportamiento con el fin de ser analizados. En la figura 31 se aprecia que el comportamiento de las vibraciones es diferente desde el 20/02/20, así que se graficara esos 05 días – 20/02 al 25/02. En la figura 37 se presenta las curvas de comportamiento de los parámetros, velocidad de bomba, flujo de bomba, nivel de vibración en el eje de entrada del reductor y nivel del cajón sumidero.

Figura 37:

Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 1



Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión.

En la figura anterior se observa comportamientos repetitivos, en tal sentido se analiza solo alguno de ellos, se realiza el cálculo de la eficiencia para el rango alrededor del pico más alto de velocidad del día 22/02, con el fin de comprender el fenómeno.

Para el cálculo de la eficiencia en un rango de tiempo se aplican las fórmulas del capítulo 2, es decir las ecuaciones 2.5, 2.6, 2.13, 2.15 y 2.16. En el rango de tiempo indicado se ingresará datos constantes y variables con un intervalo de 5 segundos, los datos constantes serán extraídos de la tabla 2 y los datos variables del PI Visión que varían en función del tiempo; también se aplica las siguientes consideraciones: 1. Las pérdidas secundarias en las tuberías será igual a cero

para efectos de facilidad de cálculo y 2. La potencia de mecánica no se calcula sino que será un dato de entrada del PI Visión, debido a que el motor de la bomba cuenta con un variador de velocidad que entrega la Potencia en el eje del motor, entonces multiplicándolo por la eficiencia del reductor se obtiene la Potencia Mecánica. En tabla 6 se presentan los valores de la vibración calculado a través del tiempo, además de la Velocidad, Vibraciones y Nivel de cajón y en la figura 38 se presenta las curvas de la Eficiencia – Velocidad – Vibraciones – Nivel de cajón sumidero:

Tabla 6:

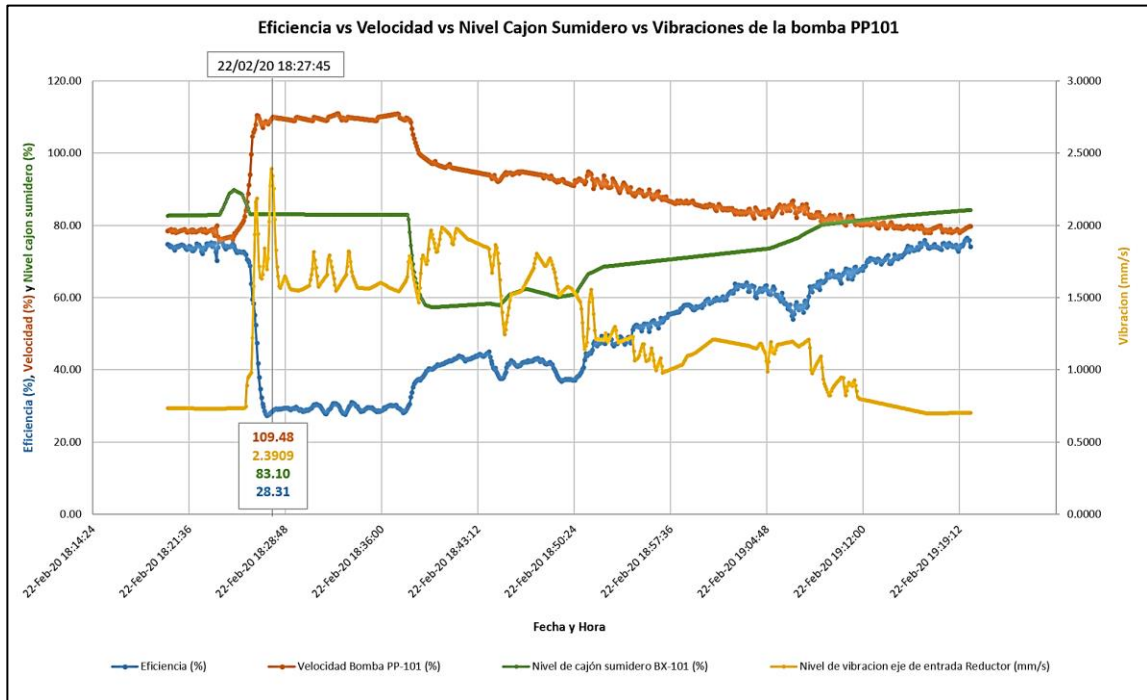
Cuadro de Eficiencia, Velocidad, Vibraciones y Nivel de Cajón Sumidero

Ítem	Fecha y Hora	Velocidad Bomba PP-101 (%)	Nivel de cajón sumidero BX-101 (%)	Nivel de vibración eje de entrada Reductor (mm/s)	Eficiencia (%)
1	22-Feb-20 18:20:00	78.42	82.75	0.7355	74.72
2	22-Feb-20 18:20:05	78.59	82.76	0.7354	74.66
3	22-Feb-20 18:20:10	78.75	82.76	0.7354	74.09
4	22-Feb-20 18:20:15	78.92	82.76	0.7353	74.26
5	22-Feb-20 18:20:20	78.15	82.77	0.7352	74.07
6	22-Feb-20 18:20:25	78.50	82.77	0.7352	73.76
7	22-Feb-20 18:20:30	78.82	82.78	0.7351	73.11
8	22-Feb-20 18:20:35	78.06	82.78	0.7350	74.16
9	22-Feb-20 18:20:40	78.17	82.79	0.7350	73.99
10	22-Feb-20 18:20:45	78.28	82.79	0.7349	74.25
11	22-Feb-20 18:20:50	78.39	82.80	0.7348	74.19
12	22-Feb-20 18:20:55	78.50	82.80	0.7348	74.45
13	22-Feb-20 18:21:00	78.61	82.81	0.7347	74.65
14	22-Feb-20 18:21:05	78.72	82.81	0.7346	74.68
15	22-Feb-20 18:21:10	78.83	82.81	0.7346	74.50
16	22-Feb-20 18:21:15	78.95	82.82	0.7345	74.20
17	22-Feb-20 18:21:20	78.72	82.82	0.7344	73.67
18	22-Feb-20 18:21:25	78.16	82.83	0.7344	73.32
19	22-Feb-20 18:21:30	78.17	82.83	0.7343	73.47

Ítem	Fecha y Hora	Velocidad Bomba PP-101 (%)	Nivel de cajón sumidero BX-101 (%)	Nivel de vibración eje de entrada Reductor (mm/s)	Eficiencia (%)
20	22-Feb-20 18:21:35	78.41	82.84	0.7342	74.34
21	22-Feb-20 18:21:40	78.65	82.84	0.7342	74.15
22	22-Feb-20 18:21:45	78.88	82.85	0.7341	73.76
23	22-Feb-20 18:21:50	78.15	82.85	0.7340	73.10
24	22-Feb-20 18:21:55	78.76	82.86	0.7340	72.96
25	22-Feb-20 18:22:00	78.41	82.86	0.7339	73.33
26	22-Feb-20 18:22:05	78.09	82.86	0.7338	73.89
27	22-Feb-20 18:22:10	78.28	82.87	0.7338	74.90
28	22-Feb-20 18:22:15	78.46	82.87	0.7337	74.66
29	22-Feb-20 18:22:20	78.65	82.88	0.7336	74.62
30	22-Feb-20 18:22:25	78.84	82.88	0.7336	74.21
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
695	22-Feb-20 19:17:50	79.18	83.67	0.7012	73.36
696	22-Feb-20 19:17:55	78.10	83.70	0.7013	74.89
697	22-Feb-20 19:18:00	78.43	83.72	0.7014	75.10
698	22-Feb-20 19:18:05	78.76	83.75	0.7015	74.69
699	22-Feb-20 19:18:10	78.84	83.77	0.7015	74.26
700	22-Feb-20 19:18:15	78.28	83.79	0.7016	73.99
701	22-Feb-20 19:18:20	78.21	83.82	0.7017	74.77
702	22-Feb-20 19:18:25	78.62	83.84	0.7018	75.04
703	22-Feb-20 19:18:30	78.92	83.87	0.7019	74.44
704	22-Feb-20 19:18:35	78.09	83.89	0.7020	74.56
705	22-Feb-20 19:18:40	78.17	83.92	0.7021	74.17
706	22-Feb-20 19:18:45	78.35	83.94	0.7021	74.17
707	22-Feb-20 19:18:50	78.54	83.97	0.7022	74.23
708	22-Feb-20 19:18:55	78.72	83.99	0.7023	74.70
709	22-Feb-20 19:19:00	78.91	84.02	0.7024	73.53
710	22-Feb-20 19:19:05	78.59	84.04	0.7025	72.79
711	22-Feb-20 19:19:10	78.06	84.07	0.7026	73.77
712	22-Feb-20 19:19:15	78.25	84.09	0.7027	74.41
713	22-Feb-20 19:19:20	78.45	84.12	0.7027	74.63
714	22-Feb-20 19:19:25	78.65	84.14	0.7028	74.35
715	22-Feb-20 19:19:30	78.84	84.17	0.7029	74.89
716	22-Feb-20 19:19:35	79.04	84.19	0.7030	75.73
717	22-Feb-20 19:19:40	79.23	84.22	0.7031	76.30
718	22-Feb-20 19:19:45	79.43	84.24	0.7032	76.50
719	22-Feb-20 19:19:50	79.63	84.27	0.7033	75.93
720	22-Feb-20 19:19:55	79.82	84.29	0.7034	75.87

Figura 38:

Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 2



Las curvas de la figura 38, corresponden a un periodo representativo del primer reporte de vibraciones, esta figura además de lo que se sabe del primer reporte muestra a detalle el comportamiento de otros parámetros; se aprecia que para el momento en que más elevado es la vibración (2.39 mm/s), la velocidad también es la más elevada (109.48%) por el contrario la eficiencia es la más baja (28.31%) lo que indica que la bomba no está operando de manera eficiente con esa velocidad y sobre todo es una operación perjudicial ya que presenta vibraciones elevadas.

Otro periodo por analizar es alrededor de la fecha del segundo reporte de Mantenimiento predictivo, en la figura 32 y 33 se aprecia que el comportamiento de las vibraciones continua el 15/03/20, así que se grafica 05 días alrededor de esta fecha, en la figura 39 se presenta las curvas de comportamiento de los parámetros, velocidad de bomba, flujo de bomba, nivel de vibración en el eje de entrada del reductor y nivel del cajón sumidero.

Figura 39:

Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 3



Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión.

En la figura anterior se observa comportamientos repetitivos, en tal sentido se analiza solo alguno de ellos, se realiza el cálculo de la eficiencia para el rango alrededor del pico más alto de velocidad del día 17/03, con el fin de comprender el fenómeno.

En tabla 7 se presentan los valores de la vibración calculado a través del tiempo, además de la Velocidad, Vibraciones y Nivel de cajón y en la figura 40 se presenta las curvas de la Eficiencia – Velocidad – Vibraciones – Nivel de cajón sumidero:

Tabla 7:

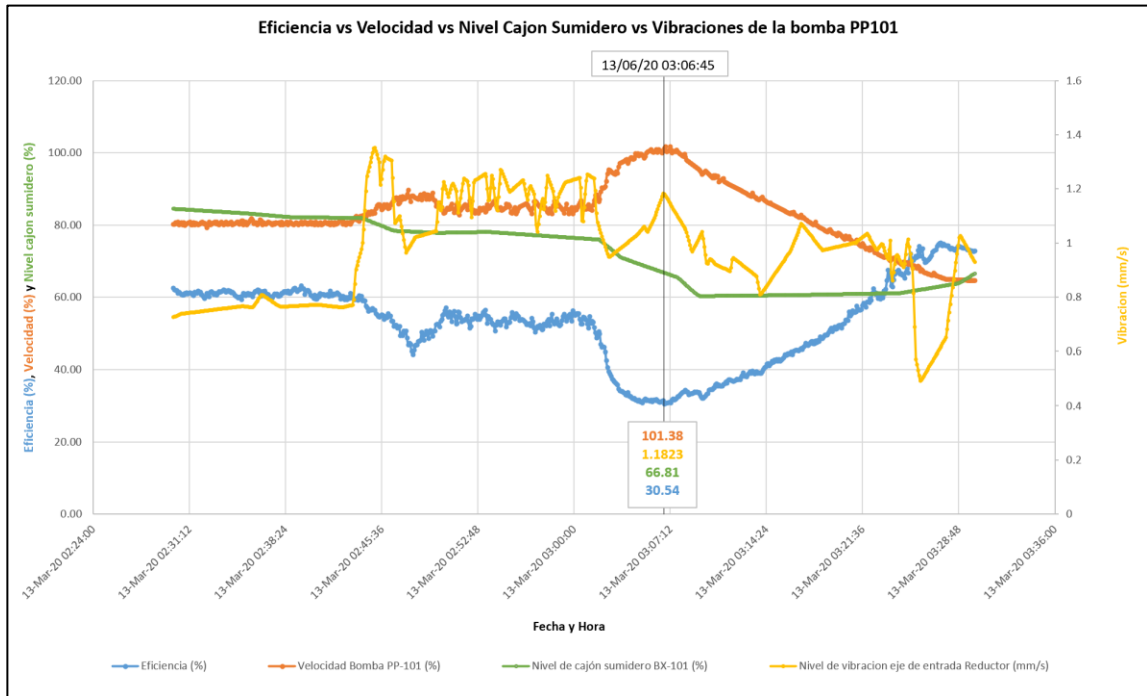
Cuadro de Eficiencia, Velocidad, Vibraciones y Nivel de Cajón Sumidero

Ítem	Fecha y Hora	Velocidad Bomba PP-101 (%)	Nivel de cajón sumidero BX-101 (%)	Nivel de vibración eje de entrada Reductor (mm/s)	Eficiencia (%)
1	13-Mar-20 02:30:00	80.25	84.56	0.726414144	62.65
2	13-Mar-20 02:30:05	80.29	84.54	0.728277445	62.12
3	13-Mar-20 02:30:10	80.71	84.52	0.730140686	61.92
4	13-Mar-20 02:30:15	80.50	84.50	0.732003927	61.91
5	13-Mar-20 02:30:20	80.92	84.48	0.733867228	61.05
6	13-Mar-20 02:30:25	80.08	84.46	0.735730469	61.51
7	13-Mar-20 02:30:30	80.38	84.44	0.73759377	61.11
8	13-Mar-20 02:30:35	80.79	84.42	0.739013791	60.86
9	13-Mar-20 02:30:40	80.16	84.40	0.739530742	60.68
10	13-Mar-20 02:30:45	80.75	84.38	0.740047753	60.56
11	13-Mar-20 02:30:50	80.02	84.36	0.740564704	61.09
12	13-Mar-20 02:30:55	80.20	84.34	0.741081655	60.98
13	13-Mar-20 02:31:00	80.39	84.32	0.741598606	61.23
14	13-Mar-20 02:31:05	80.57	84.30	0.742115557	60.97
15	13-Mar-20 02:31:10	80.76	84.28	0.742632568	61.11
16	13-Mar-20 02:31:15	80.95	84.26	0.743149519	61.22
17	13-Mar-20 02:31:20	80.17	84.25	0.74366647	61.05
18	13-Mar-20 02:31:25	80.16	84.23	0.744183421	60.74
19	13-Mar-20 02:31:30	80.75	84.21	0.744700372	60.47
20	13-Mar-20 02:31:35	80.06	84.19	0.745217383	61.48
21	13-Mar-20 02:31:40	80.61	84.17	0.745734334	61.34
22	13-Mar-20 02:31:45	80.50	84.15	0.746251285	61.15
23	13-Mar-20 02:31:50	80.13	84.13	0.746768236	61.69
24	13-Mar-20 02:31:55	80.32	84.11	0.747285247	61.48
25	13-Mar-20 02:32:00	80.50	84.09	0.747802198	61.44
26	13-Mar-20 02:32:05	80.69	84.07	0.748319149	60.82

Ítem	Fecha y Hora	Velocidad Bomba PP-101 (%)	Nivel de cajón sumidero BX-101 (%)	Nivel de vibración eje de entrada Reductor (mm/s)	Eficiencia (%)
27	13-Mar-20 02:32:10	80.87	84.05	0.7488361	60.65
28	13-Mar-20 02:32:15	80.50	84.03	0.749353051	60.23
29	13-Mar-20 02:32:20	80.58	84.01	0.749870062	59.60
30	13-Mar-20 02:32:25	80.17	83.99	0.750387013	60.09
31	13-Mar-20 02:32:30	79.25	83.97	0.750903964	61.14
32	13-Mar-20 02:32:35	80.08	83.95	0.751420915	61.01
33	13-Mar-20 02:32:40	80.91	83.94	0.751937866	60.09
34	13-Mar-20 02:32:45	80.07	83.92	0.752454877	61.41
35	13-Mar-20 02:32:50	80.31	83.90	0.752971828	61.67
36	13-Mar-20 02:32:55	80.55	83.88	0.753488779	61.28
37	13-Mar-20 02:33:00	80.78	83.86	0.75400573	60.82
38	13-Mar-20 02:33:05	80.84	83.84	0.754522681	60.75
39	13-Mar-20 02:33:10	80.41	83.82	0.755039692	61.14
40	13-Mar-20 02:33:15	80.84	83.80	0.755556643	60.65
:	:	:	:	:	:
700	13-Mar-20 03:28:15	64.94	63.57	0.805848062	73.70
701	13-Mar-20 03:28:20	64.92	63.62	0.836650014	73.55
702	13-Mar-20 03:28:25	64.91	63.67	0.867451906	73.22
703	13-Mar-20 03:28:30	64.89	63.72	0.898253858	73.04
704	13-Mar-20 03:28:35	64.88	63.77	0.92905575	73.39
705	13-Mar-20 03:28:40	64.86	63.82	0.959857702	73.74
706	13-Mar-20 03:28:45	64.85	63.88	0.990659654	74.09
707	13-Mar-20 03:28:50	64.83	64.01	1.021461606	74.21
708	13-Mar-20 03:28:55	64.82	64.20	1.027252793	73.97
709	13-Mar-20 03:29:00	64.80	64.38	1.019765139	73.87
710	13-Mar-20 03:29:05	64.79	64.56	1.012277365	73.69
711	13-Mar-20 03:29:10	64.77	64.75	1.00478971	73.68
712	13-Mar-20 03:29:15	64.76	64.93	0.997302055	73.66
713	13-Mar-20 03:29:20	64.74	65.11	0.989814341	73.60
714	13-Mar-20 03:29:25	64.73	65.30	0.982326686	73.19
715	13-Mar-20 03:29:30	64.72	65.48	0.974839032	73.11
716	13-Mar-20 03:29:35	64.70	65.66	0.967351317	73.03
717	13-Mar-20 03:29:40	64.69	65.85	0.959863663	72.95
718	13-Mar-20 03:29:45	64.67	66.03	0.952375948	72.87
719	13-Mar-20 03:29:50	64.66	66.21	0.944888294	72.79
720	13-Mar-20 03:29:55	64.64	66.40	0.937400579	72.71
721	13-Mar-20 03:30:00	64.63	66.58	0.929912925	72.84

Figura 40:

Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101 - 4

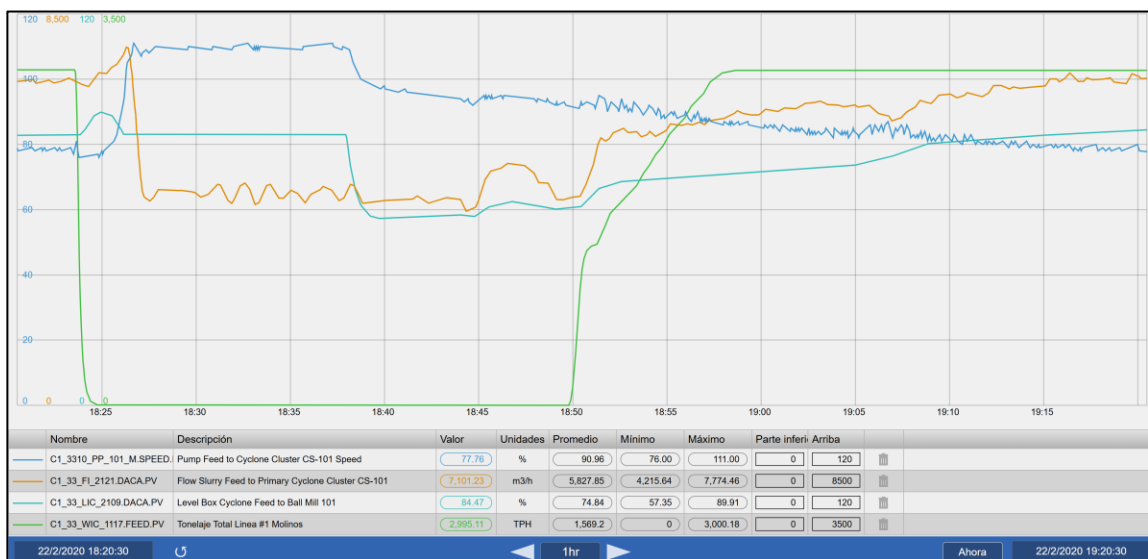


Las curvas de la figura 40, corresponden a un periodo representativo del segundo reporte de vibraciones, esta figura además de lo que se sabe del segundo reporte muestra a detalle el comportamiento de otros parámetros; se aprecia que para un momento de vibración elevada (1.1823 mm/s), la velocidad es la más elevada (101.38%) por el contrario la eficiencia es de las más bajas (30.54%) lo que indica que la bomba no está operando de manera eficiente con esa velocidad y sobre todo es una operación perjudicial ya que presenta vibraciones elevadas.

Los parámetros operativos como la eficiencia, velocidad y vibraciones de la bomba PP101 durante la toma de ambos reportes indican principalmente que la bomba no está operando de manera eficiente, la velocidad y la eficiencia son opuestos, lo que significa que la operación no es normal y para los momentos en que la velocidad sobrepasa los valores del 100% la eficiencia es cuando más decrece y la vibración es la más elevada. Para encontrar la causa raíz, se grafica los momentos más representativos de los 02 reportes, similar a la figura 36 el comportamiento de los parámetros operativos para comprobar la activación del control de nivel de la bomba PP101. En la figura 41 y 42 se muestran el comportamiento de parámetros ante la activación del control.

Figura 41:

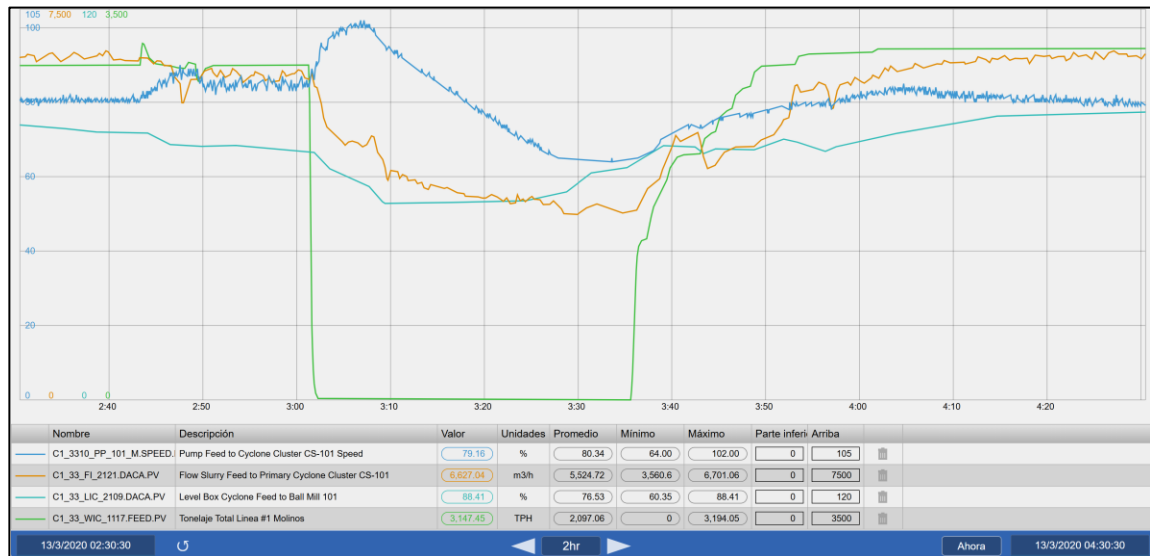
Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101, 1º Reporte



Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión.

Figura 42:

Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101, 2º Reporte

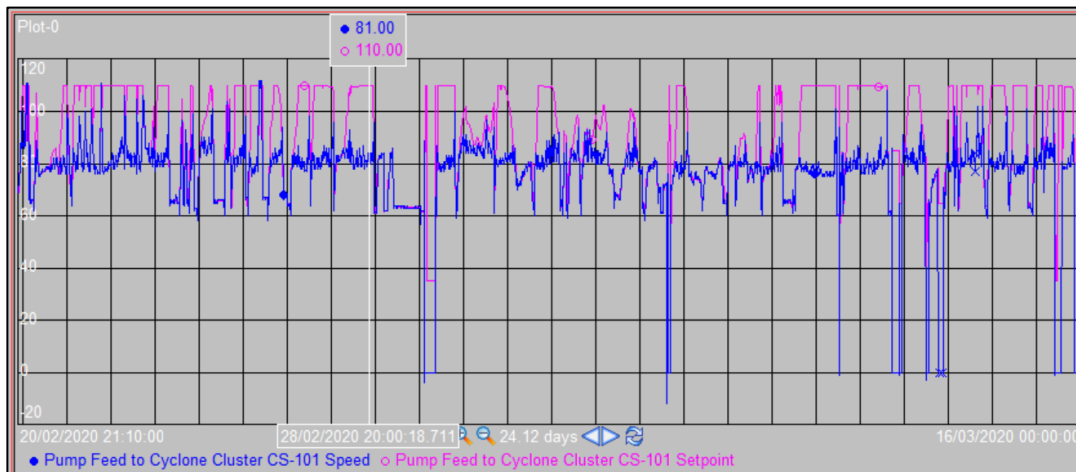


Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión.

En ambas figuras, se aprecia que al margen de la estabilidad o no del nivel del cajón sumidero, la velocidad no reacciona según la narrativa de control, es decir, ante la caída de la carga fresca, la velocidad debe disminuir, por el contrario, en estos periodos representados en las figuras 41 y 42, la velocidad se incrementa, generando un descontrol en la bomba, entonces el problema radica en el comportamiento de la velocidad. La velocidad que hasta ahora se ha presentado es la velocidad real, sin embargo, el sistema usa la velocidad seteada, para generar el control de la bomba, ambas deben ser similares en valores, lo que significaría un control correcto. En la figura 43 se grafica el comportamiento de ambas velocidades desde el 1er reporte hasta el 2do reporte con el fin de observar cómo ha ido funcionando el control del sistema.

Figura 43:

Curvas de comportamiento de la Velocidad Real vs Velocidad Seteada



Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión.

En la figura 43 se aprecia que la velocidad seteada y la velocidad real no son iguales, esto explica el descontrol presentando en las figuras 41 y 42, la velocidad real tiende siempre a incrementarse en la medida en que el motor y su capacidad se lo permite, entonces condiciones desfavorables, es decir bajo nivel del cajón sumidero, la velocidad se incrementa y hasta cierto punto el flujo se incrementa lo que acelera la descarga del cajón que ocasiona finalmente una operación de la bomba con nivel bajo y por ende se genera cavitación y vibración en la bomba, según la figura 43 esto sucede desde el 20/02/2020 hasta 16/03/2020, justo hasta antes de detener la operación de la concentradora por Confinamiento por el COVID 19.

La información hasta aquí sirve para realizar análisis y aplicar correcciones en la narrativa de control, tal que cuando se restaure la operación, se realicen pruebas operativas.

3.3 Análisis de la Información

Con lo expuesto en la figura 43 se determina que hay un error en el control de la bomba, en específico con la velocidad. Se identifican conceptualmente 02 errores: 1. La velocidad seteada no se contrapone con la velocidad real, es decir, el control no funciona correctamente. 2. Debido al descontrol y cuando la velocidad real se incrementa hasta valores de 110%, la bomba opera con valores excesivos de vibración, el flujo de descarga de la bomba se reduce, el nivel del cajón sumidero no se controla, la bomba cavita; es decir, la bomba cuando opera con valores excesivos de velocidad presenta una operación perjudicial para el mismo equipo afectando su disponibilidad.

Con la presente investigación se determinó la causa raíz del problema, la corrección de la narrativa de control obedece a una disciplina diferente al de la presente investigación y en el que no se profundizara, sin embargo, para corregir este control se requiere de la aplicación y/o creación de límite de velocidad, ya que llegar hasta 110% de velocidad es permitido por el control, pero también perjudicial, así que el nuevo límite de velocidad debe ser menor a 110%.

3.3.1 Calculo del nuevo límite de velocidad de la bomba PP101

Para calcular el nuevo límite de velocidad se toma como referencia las curvas características de la bomba PP101 donde para ciertas consideraciones que indica el fabricante (Ver figura 24), las correlaciones de velocidad, flujo y eficiencia de la bomba se presenta en la Tabla 8:

Tabla 8:

Valores Operativos Según la Curva Característica del Fabricante la bomba PP101

Ítem	Valores	Velocidad Bomba PP-101 (%)	Flujo Bomba PP-101 (m ³ /h)	Eficiencia (%)
1	Nominal	73.3	6500.0	83.9
2	Nominal Corregido	75.7	6500.0	83.3
3	Máximo	76.2	7800.0	85.0
4	Máximo Corregido	79.2	7800.0	85.1

Sin embargo, las consideraciones tomadas por el fabricante fueron establecidos al inicio del proyecto, estas consideraciones han ido cambiando en el tiempo, entonces se actualiza el cuadro anterior según el desempeño de la bomba como respuesta ante las exigencias operativas, se considera como referencia las campañas desde hace un año antes hasta la campaña actual, según la estrategia explicada en la Tabla 4. Las campañas consideradas para la evaluación se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9:

Campañas de Mantenimiento Preventivo de la Bomba PP101

ítem	Campañas		Componentes Cambiados	
	Inicio	Fin	Impulsor + Disco (PM1)	Wet End (PM2)
1	19/02/2020	16/03/2020		X
2	31/10/2019	19/02/2020	X	-
3	14/08/2019	31/10/2019		X
4	6/06/2019	14/08/2019	X	
5	13/03/2019	6/06/2019		X
6	13/12/2018	13/03/2019	X	

Cada periodo detallado en la Tabla 9, corresponde a una campaña, se evalúa campaña por campaña, se calcula la eficiencia y se correlaciona con la velocidad y flujo de la bomba, se muestran los valores obtenidos en la Tabla 10, para efectos de encontrar los valores óptimos se extrae aquellos donde la eficiencia hidráulica son los valores más elevados.

Tabla 10:

Valores Operativos Según la Curva Característica de la bomba PP101

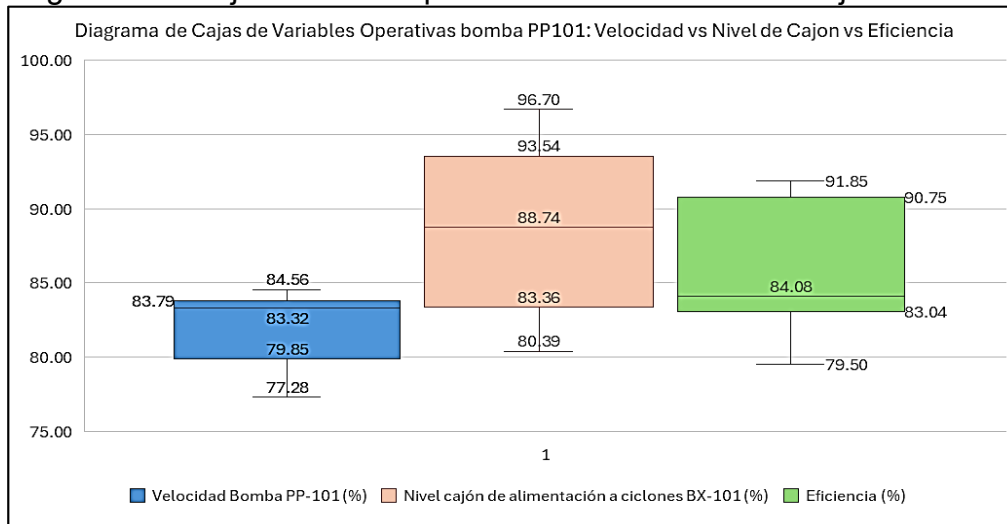
N°	Fecha	Velocidad Bomba PP-101 (%)	Nivel cajón de alimentación a ciclones BX-101 (%)	Flujo Bomba PP-101 (m3/h)	Eficiencia (%)
1	01-Jul-19 05:50:00	83.97	80.39	7889.14	91.52
2	01-Jul-19 03:10:00	83.59	81.25	7876.24	91.26
3	01-Jul-19 03:25:00	83.78	81.98	7872.58	91.85
4	01-Jul-19 04:25:00	83.67	85.12	7863.22	91.42
5	01-Jul-19 03:20:00	83.79	82.22	7845.12	90.74
6	01-Jul-19 04:35:00	83.33	84.80	7842.98	91.02
7	01-Jul-19 03:05:00	84.56	81.21	7825.38	91.01
8	01-Jul-19 14:40:00	84.48	83.48	7824.19	90.79
9	01-Jul-19 03:00:00	83.99	82.99	7823.07	90.41
10	01-Jul-19 03:40:00	83.43	82.81	7818.24	90.56
11	08-Dic-19 11:20:00	83.79	86.10	7556.15	85.43

N°	Fecha	Velocidad Bomba PP-101 (%)	Nivel cajón de alimentación a ciclones BX-101 (%)	Flujo Bomba PP-101 (m3/h)	Eficiencia (%)
12	08-Dic-19 10:20:00	82.65	95.88	7506.79	84.47
13	08-Dic-19 12:10:00	83.32	88.93	7489.93	83.76
14	08-Dic-19 09:25:00	83.58	94.35	7488.17	83.55
15	08-Dic-19 13:25:00	82.57	90.64	7487.61	84.27
16	08-Dic-19 09:35:00	82.73	95.01	7483.88	84.04
17	08-Dic-19 09:20:00	83.56	88.87	7470.90	83.95
18	08-Dic-19 12:50:00	82.80	91.25	7463.00	83.66
19	08-Dic-19 10:35:00	83.88	95.17	7462.27	83.04
20	08-Dic-19 11:25:00	84.03	87.33	7459.67	83.46
21	21-Feb-20 07:10:00	81.95	88.62	7597.57	80.81
22	21-Feb-20 06:50:00	78.51	93.48	7595.43	84.56
23	21-Feb-20 07:00:00	78.31	94.81	7569.96	84.11
24	21-Feb-20 06:55:00	78.79	93.73	7551.51	84.05
25	21-Feb-20 07:05:00	77.28	96.70	7543.27	83.03
26	21-Feb-20 06:45:00	78.94	93.22	7538.88	82.67
27	21-Feb-20 06:35:00	79.48	89.63	7467.38	81.78
28	21-Feb-20 06:25:00	81.24	86.31	7435.25	80.15
29	21-Feb-20 06:40:00	79.55	92.18	7464.11	81.60
30	21-Feb-20 06:30:00	79.95	86.79	7338.35	79.50

Los valores extraídos de las campañas de la bomba PP101, también se pueden explicar gráficamente, en la figura 44 se presenta un diagrama de cajas con los valores obtenidos en la Tabla 10.

Figura 44:

Diagrama de Cajas Valores Óptimos: Velocidad vs Nivel cajón vs Eficiencia



De la Tabla 10 y Figura 44 se entiende estadísticamente que para lograr valores óptimos de eficiencia [83.04% – 90.75%], es necesario operar la bomba con velocidades [79.85% - 83.79%] y nivel de cajón [83.36% - 93.54%], además de otras consideraciones de menor relevancia para el presente trabajo de investigación (porcentaje de sólidos de la pulpa, peso específico de la pulpa, granulometría, dureza del mineral, etc.); como el objetivo en esta sección es identificar la velocidad límite, es claro que no se necesita llegar hasta 110% de velocidad para alcanzar valores óptimos de eficiencia. El valor límite objetivo de la velocidad es 83.79%, sin embargo, se decide dar un rango adicional de acción a la bomba, en tal sentido se decide limitar la velocidad en un valor superior a hallado igual a 90%.

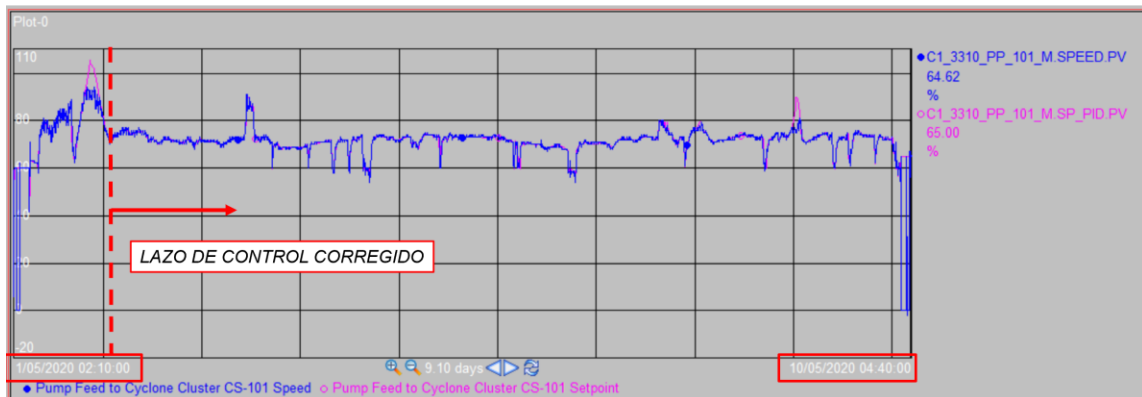
3.3.2 Pruebas y Monitoreos

Se corrige la narrativa de control de la bomba PP101 y se adiciona la creación del límite de velocidad igual a 90%, con ello se resuelve el descontrol de la bomba y se genera una protección a la bomba evitando que alcance valores excesivos de velocidad que son perjudiciales para la bomba.

En la Figura 45, se muestra el comportamiento de la velocidad real vs velocidad seteada de la bomba PP101 luego de la corrección de la narrativa de control; esto en contraparte a lo presentado en la figura 43, donde se muestra el error del control de la velocidad.

Figura 45:

Corrección de la Narrativa: Curvas de comportamiento de la Velocidad Real vs Velocidad Seteada



Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión.

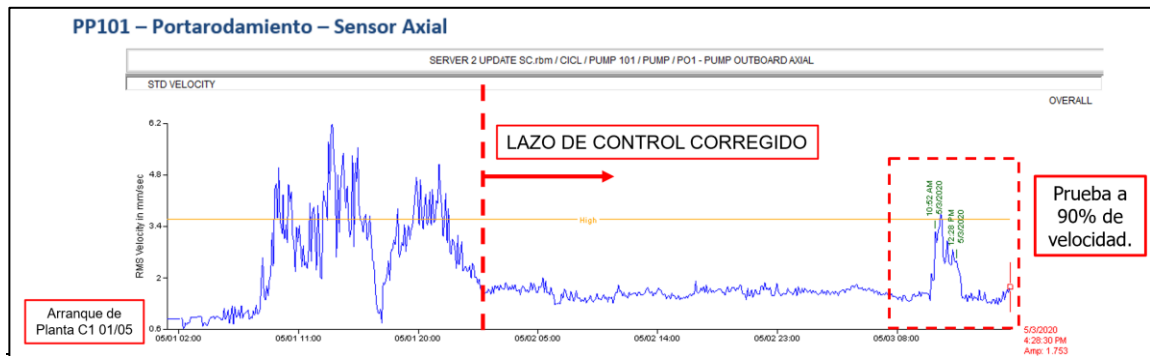
Luego, se realiza pruebas operativas de la bomba y se monitorea las vibraciones de la bomba, según la línea de tiempo de la figura 30, se realiza un tercer monitoreo de vibraciones el 03/05/2020, post restauración de la operación por confinamiento debido al COVID 19 y Post corrección de la narrativa de control de la bomba PP101.

Para el tercer monitoreo se considera, realizar pruebas operativas exigiendo a la bomba a alcanzar la máxima velocidad posible, esto se logra desactivando momentáneamente el control automático de la bomba, es decir se realiza una configuración manual de la velocidad de la bomba, logrando alcanzar la velocidad de 90%, esto con el fin de identificar únicamente como resultado los niveles de vibraciones que puede alcanzar la bomba con la velocidad límite. En la figura 46

se muestra la tendencia de las vibraciones de la bomba PP101 post corrección de control donde se exige manualmente a la bomba alcanzar 90% de velocidad.

Figura 46:

Espectro de vibraciones de la bomba PP101



Nota: SMCV (2020) - Reporte del equipo de Predictivo.

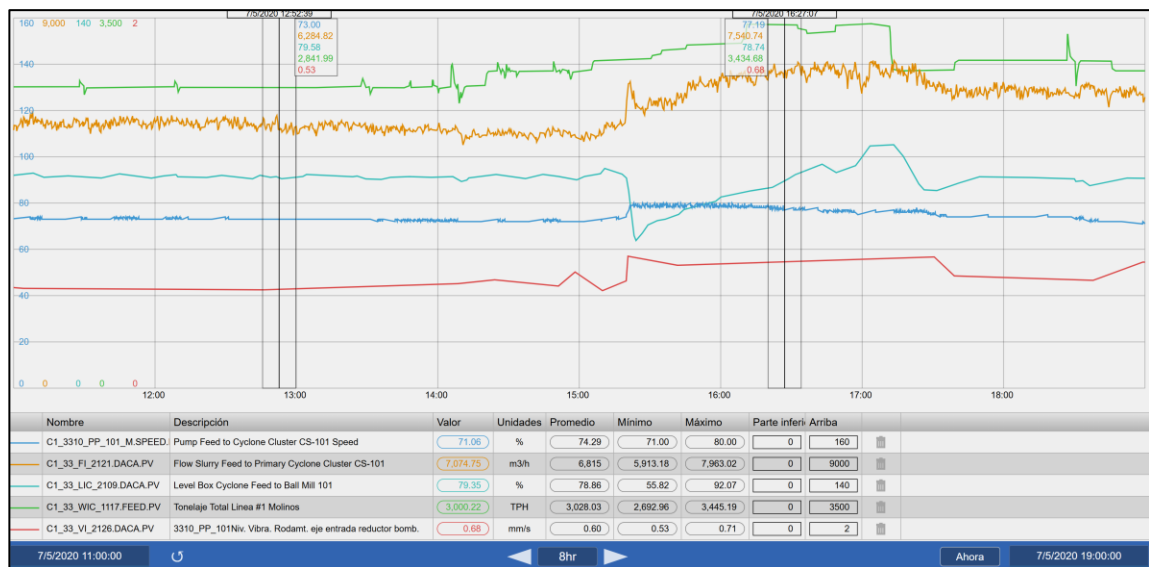
El reporte describe lo siguiente: en la tendencia de vibraciones, antes, durante y después de la prueba, los valores de vibraciones no han superado el límite de advertencia, a pesar de operar la bomba con 90% de velocidad. Los valores de aceleración muestran picos de incremento durante el momento de la prueba. Los valores en velocidad no muestran incrementos drásticos en el sistema.

Complementariamente se realiza un cuarto monitoreo el 07/05/2020 considerando una operación normal, es decir, no se desactiva el control de la bomba (se mantiene el control automático activado, es decir la bomba opera según la narrativa de control) y se considera solo incrementar la mayor carga fresca posible (normalmente opera hasta con 3000 TPH), esto se logra

obteniendo permisos internos de las diversas jefaturas de la planta, en esta prueba se logra por primera vez en la historia de la planta concentradora operar la línea con 3400 TPH, con el fin de presenciar el comportamiento de la bomba ante exigencias extremas operativas. En la figura 47 se presenta el comportamiento de los parámetros operativos de la bomba PP101, tales como velocidad, flujo, nivel de cajón, tonelaje o carga fresca y niveles de vibración.

Figura 47:

Curvas de comportamiento de parámetros operativos bomba PP101, 2º Reporte



Nota: SMCV (2020) – Visualización PI Visión.

En la figura anterior se aprecia que a medida que la carga fresca se incrementa, la velocidad sube ligeramente con el fin de incrementar el flujo de la bomba, esto con el fin de lograr el control de nivel el cual se estabiliza rápidamente, es decir el control está funcionando adecuadamente; además se

aprecia lo más importante, para lograr operar la bomba con un flujo elevado como 7500 m³/h, lograr mantener la línea con 3400 TPH y mantener estable el nivel de cajón de la bomba, no se necesita operar la bomba con velocidades cercanas a 110% sino hasta 77%, esto confirma el rango de velocidades identificados en el diagrama de cajas de la figura 44.

CAPITULO IV. Resultados, Contrastación de Hipótesis y Discusión de Resultados

4.1 Resultados

Aplicando la estrategia de Mantenimiento basado en la condición con el que se selecciona a las vibraciones como parámetro a medir es que se identifica problemas en la bomba PP101, con los espectros de vibraciones emitidos en los primeros reportes (según la línea de tiempo de la figura 30), luego se realiza cálculos de eficiencia de la bomba para evaluar su comportamiento identificando finalmente problemas en el control de la bomba, todo este análisis se realiza con la información colectada durante el periodo de detención de la planta debido al confinamiento por COVID 19, en mayo 2020 luego de la restauración de la operación junto con la corrección del control de la bomba casi en simultaneo, la operación de la bomba se normaliza, es decir se elimina observaciones en la operación de la bomba por vibraciones, esto es respaldado por la tercera y cuarta prueba realizada el 03/05 y 07/05 respectivamente, además se propone un límite de velocidad de la bomba y se agrega en la narrativa de control este límite con el fin de resguardar la operación de la bomba; finalmente esta corrección de la operación influye en la disponibilidad de la bomba.

En la Tabla 5, se colecto los valores de disponibilidad de los primeros meses del año 2020, meses que contienen el periodo donde se evidencio problemas de la operación de la bomba a través de los dos primeros reportes de vibraciones;

en la Tabla 11, se agrega los valores de disponibilidad de los meses siguientes que son meses donde se detuvo la operación por confinamiento debido al COVID 19, tiempo que se aprovechó para analizar, se identificó el problema y se resolvió, lo que se respalda con los reportes de predictivo y pruebas operativas realizadas en la bomba PP101.

Tabla 11:

Cuadro de Disponibilidad de la Bomba PP101 – enero a junio 2020

MESES	HORAS DE MANTENIMIENTO PROGRAMADO				HORAS NO PRODUCIDAS (RETRASOS OPERATIVOS)				HORAS PERDIDAS POR FALLA PP101					DISPONIBILIDAD	
	PM 1	PM 2	PM 3	SUB TOTAL	OP 1	OP 2	OP 3	SUB TOTAL	HRS DISPONIBLE	F1	F2	F3	SUB TOTAL		HRS OPERACIÓN REAL
Ene-20	24	0	0	24	0	0	0	0	720	0	0	0	0	720	99.999%
Feb-20	44	0	0	44	26	2		28	624	0	0	0	0	623	99.945%
Mar-20	0	0	0	0	6	9	7	22	359	3	3	0	7	352	98.188%
Abr-20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-
May-20	285	0	0	285	4	23	0	26	429	0	0	0	0	429	100.000%
Jun-20	83	0	0	83	26	0	0	26	611	0	0	0	0	611	100.000%

La tabla 11 muestra como la disponibilidad a través del tiempo mejoro, considerando el valor más bajo en marzo 2020, luego en abril 2020 no se calcula debido a que la operación estuvo detenida debido el confinamiento por COVID 19, finalmente en mayo y en junio 2020 la disponibilidad se incrementó hasta el 100%. Esto debido a las correcciones aplicadas en la operación de la bomba PP101, ya que ya no existieron detenciones de la operación de la bomba por

problemas de vibraciones, influyendo directamente en la disponibilidad de la bomba.

4.2 Contrastación de Hipótesis

La Propuesta de mantenimiento Basado en la condición junto con la evaluación, cálculos y correcciones realizadas han afectado positivamente en la disponibilidad de la bomba, entonces de acuerdo con los resultados obtenidos se corrobora que la hipótesis es verdadera, ya que la disponibilidad mejoro luego de las correcciones realizadas.

H1: El Mantenimiento basado en la condición (MBC) mejora la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.

Decisión: El mantenimiento basado en la condición logra resolver problemas en la bomba y de acuerdo con los resultados obtenidos se corrobora que la hipótesis de investigación se comprueba, ya que con la corrección de la operación de la bomba PP101 la operación se estabiliza y la disponibilidad mejora.

4.3 Discusión de Resultados

Los resultados del presente trabajo de investigación guardan relación con el trabajo de Tse P. & Wang D. (2015), quienes utilizan a las vibraciones para

determinar un pronóstico de eficiencia de una bomba centrífuga. Al igual que en su trabajo, en la presente investigación se seleccionó a las vibraciones como una variable importante propio del Mantenimiento Basado en la condición, que ayuda a identificar comportamientos anómalos en la bomba, a ello se agregan los cálculos hidráulicos y el análisis del control de la bomba para así finalmente identificar la causa raíz del problema, descontrol del parámetro de velocidad. Luego de la identificación de la causa del problema, se solicita corrección del mismo y se propone un límite de velocidad, posterior a ello se calcula la disponibilidad de la bomba, que se ve afectado positivamente.

CONCLUSIONES

1. La propuesta de Mantenimiento Basado en la condición mejoro la disponibilidad de las bombas de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre en la zona Sur del Perú.
2. Efectuar el análisis vibracional ayudo a identificar problemas exactamente en la operación de la bomba de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.
3. Calcular la eficiencia hidráulica ayudo a identificar problemas en el control de la bomba de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.
4. Correlacionar variables propias de lazo de control ayudo a identificar la causa raíz del problema, identificando a la variable velocidad como la principal variable con observaciones en el control de la bomba de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.
5. Operar la bomba con velocidad excesivas generan problemas en la operación y reduce la eficiencia de la bomba de alimentación de pulpa del circuito de molienda de una planta concentradora de cobre.

RECOMENDACIONES

1. Seleccionar como parte de una propuesta de Mantenimiento Basado en la condición, la variable a medir, con esta variable se debe establecer criterios de alerta / alarma, tomar medidas y observar tendencias, realizar diagnósticos y pronósticos, finalmente determinar y ejecutar acciones de mantenimiento; en base a la norma ISO 17359 – 2018.
2. Identificar adecuadamente el origen de las frecuencias de vibraciones en los espectros, con el fin de distinguir problemas en rodamientos de problemas en la operación de la bomba (frecuencia de paso de alabes).
3. Calcular la eficiencia hidráulica para comprender la operación de una bomba e identificar si se trata de una operación normal o no, según los valores hallados.
4. Correlacionar variables de la operación de la bomba, para identificar y distinguir cual es la que presenta un comportamiento diferente a lo habitual o diferente a lo establecido.
5. Identificar valores de variables que ocasionen problemas en la operación de la bomba, consultar con datos o valores del fabricante y compararlos con los valores obtenidos históricamente con el fin de definir valores límites de ser necesario, tal como se hizo en el presente trabajo, se limitó la velocidad a 90%.

REFERENCIAS

Albayay, F. (2015). *Evaluación, diagnóstico y solución al problema de vibración en el ducto de descarga de las bombas de recuperación de agua industrial de una planta procesadora de relaves* [tesis para optar el título de ingeniero civil mecánico, Universidad Técnica Federico Santa María]. Repositorio Institucional.

ANSI, (2013). *Rotodynamic Slurry Pumps*. ANSI/HI 12.1-12.6-2011.

ASME International. (s.f.). *Análisis Vibracional en Equipos Rotativos y Mantenimiento Predictivo*.

Aperador W., Caballero, J. & Delgado, A. (2015). Determinación del Desgaste por Erosión en Materiales recubiertos. Grupo de Investigación Volta / Energía Alternativa, Facultad de Ingeniería, Universidad Militar Nueva Granada, Carrera 11 No. 101-80, Bogotá Colombia. <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642015000200019>

Arévalo, R. (s.f.). *Hidráulica de Sistemas de Bombeo Centrifugo*.

BSG Institute. (2022). *Instrumentación y control del área Molienda en una planta concentradora*. [Control de Molienda en Planta Concentradora \(bsginstitute.com\)](http://www.bsginstitute.com)

Castillo, J. (2013). *Cavitación en bombas centrifugas: su origen y sus efectos*.

<http://www2.udec.cl>

Castillo, L. & Reyes, G. (2018). *Eficiencia Energética en Bombas Centrifugas*

[tesis para optar el título de ingeniero en control y automatización, Instituto Politécnico Nacional, Ciudad de México]. Repositorio Institucional.

Chávez, G. (s.f.). *Curso Básico de Vibraciones*

Flores, E., Albornoz, A., López, E. & Romero, J. (2020). Evaluación mediante vibraciones de los rodamientos de la transmisión de un prototipo mini Baja SAE. *Revista Ingeniería UC*, 27(1), 41-53.

Gustavo, A. (2019). *Identificación de Problemas Hidráulicos en Bombas centrifugas mediante análisis de vibraciones*. <https://esp.cbmconnect.com/>

ISO 17359, (2018). *Monitoreo y diagnóstico de condición de máquinas – Directrices Generales*. ISO 17359:2018 (E).

Jiménez, O. (2003). *Casos Reales de Análisis de Vibración*.

Meléndez, M. (2006). *Evaluación de sistema de bombeo en planta de concentrados de Bismuto y Molibdeno, para adecuarse a nuevos requerimientos de Producción* [tesis para optar por el título de ingeniero mecánico electricista, Universidad Nacional de Ingeniería]. Repositorio Institucional.

Metso Minerals. (2008). *Conceptos Básicos en Bombas de Pulpa. (1st ed.)*.

MLT Ingeniería. (2022). *Vibración en los equipos: Causas y Efectos*.

<https://www.mltingeneria.net/>

Mora, G. (2009). *Mantenimiento: Planeación, ejecución y control*. Editorial Alfaomega Colombiana.

Muñico, E., Mayco R. J. & Cairo, T. (2020). Control de la cavitación para obtener los parámetros de funcionamiento óptimos en bombas centrifugas.

Prospectiva Universitaria, Revista de la UNCP. 17(1), 79-83.

<https://doi.org/10.26490/uncp.prospectivauniversitaria.2020.17.1403>

Niño, C. (2019). *Dimensionamiento y Selección de un Sistema de Bombeo de Relaves aplicado al requerimiento de una operación minera*. [tesis de licenciatura, Universidad de Piura]. Repositorio Institucional.

Ramírez, E. (2012). *Estudio de bombas centrifugas y su factibilidad de aplicación en la Facultad de Ingeniería Mecánica con la finalidad de obtener parámetros técnicos con variación de caudal* [tesis para optar el título de ingeniero mecánico, Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y mecánica, Ambato - Ecuador]. Repositorio Institucional.

Robichaud, J. (s.f.). *Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis*.

Bretech Engineering Ltd., 70 Crown Street.

- Taylor, W. (2013). *Una nueva bomba de espuma para mejorar el manejo de la concentración de flotación*. Weir Minerals África.
- Tecsup. (2015). *Manual de Operaciones Planta Concentradora SMCV*
- Tse, P. & Wang, D. (2015). Mejorando las capacidades para evaluar la degradación del rendimiento de las bombas de lodo y estimar su vida útil remanente mediante el uso de señales de vibración capturadas. *Journal of Vibration and Control*, 23(12), 1925 – 1937.
<https://doi.org/10.1177%2F1077546315604522>
- Villaverde, J. (2019). *Diseño de sistema de monitoreo de vibración y caudal con sistema SCADA para bombas estacionarias en socavón mina MARSA* [tesis para optar el título de ingeniero mecatrónico, Universidad Tecnológica del Perú]. Repositorio Institucional.
- Weir Minerals. (2020). *Bombas 650 MCR – Rango de Operación optima*. (1st ed.).
- Weir Minerals. (2002). *Slurry Pumping Manual*. (1st ed).
- Weir Minerals. (2020). *IOM Warman Pump Model 650 U-MCR-K*
- White, G. (s.f.). *Introducción al Análisis de Vibraciones*. Azima DLI.

ANEXOS

ANEXO A:	FORMATO DE RECOLECCIÓN DE DATOS	1
ANEXO B	CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIONES	2
ANEXO C	EJEMPLO DE FALLAS DE LA BOMBA ADAPTADAS A LOS PARÁMETROS Y TÉCNICAS DE MEDICIÓN.	8

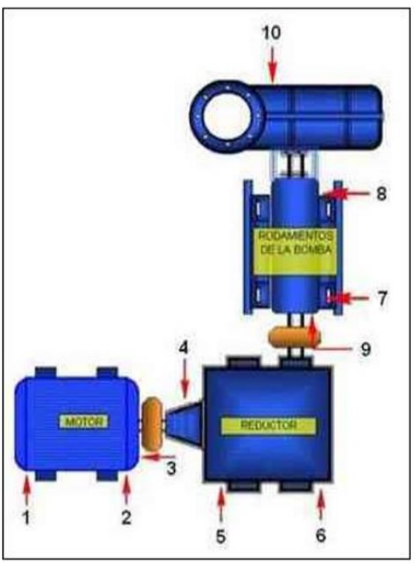
ANEXO A:

FORMATO DE RECOLECCIÓN DE DATOS

En la tabla se presenta el formato de recolección de datos para una prueba de registro de vibraciones en los componentes para diferentes flujos producidos por la bomba y diferentes niveles de cajón (tanque de suministro de pulpa).

Registro de vibraciones en los componentes de una bomba

Nivel Cajon	Flujo Promedio (m3/h)	RPM (_ _ %)	Componente	Vibracion (mm/s)	
---	---	---	Motor		
			1	Lado libre horizontal	
			2	Lado acople horizontal	
			3	Axial	
			Reductor		
			4	1er eje horizontal	
			5	2do eje axial	
			6	3er eje axial	
			Bomba		
			7	Lado acople horizontal	
8	Lado impulsor horizontal				
9	Axial				
10	Voluta (Axial)				



Fuente: Elaboración propia.

ANEXO B

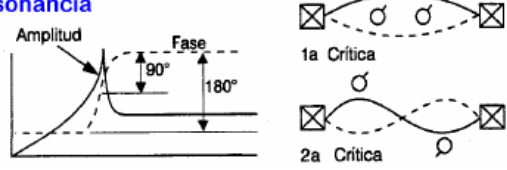





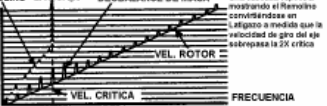
CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIONES

TABLAS DE CHARLOTTE (1/6)

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACIÓN DE FASE	OBSERVACIONES
Desbalanceo A. Desbalanceo Estático	1X RADIAL		El Desbalanceo Estático estará en fase y estable. La amplitud debido al desbalance aumentará por el cuadrado de la velocidad incrementada estando por debajo de la primera crítica del rotor (un incremento de velocidad de 3X = una vibración a 9X mayor). 1XRPM siempre estará presente y por lo general domina el espectro. Puede ser corregido colocando un solo peso de corrección de balance en un plano en el Centro de Gravedad del Rotor (CG). Una diferencia de fase aproximadamente de 0° debe existir entre los Horizontales OB&IB, así como entre las Verticales OB&IB. Usualmente también ocurre una diferencia de fase aproximadamente de 90° entre las lecturas de fase Horizontal y Vertical en cada rodamiento del rotor desbalanceado (±30°).
B. Desbalanceo de Par de Fuerzas	1X RADIAL		Un Desbalanceo de Par de Fuerzas resulta en un desfase de 180° del movimiento en el mismo eje. 1XRPM siempre está presente y normalmente domina el espectro. La amplitud varía por el cuadrado de la velocidad incrementada por debajo de la primera velocidad crítica del rotor. Puede causar una alta vibración axial así como radial. La corrección requiere la colocación de los pesos de balanceo en al menos 2 planos. Note que debe existir una diferencia aproximada de 180° entre las Horizontales OB&IB así como entre las Verticales OB&IB. También usualmente ocurre una diferencia aproximada de 90° entre las lecturas Horizontal y vertical en cada rodamiento (±30°).
C. Desbalanceo Dinámico	1X RADIAL		El Desbalanceo Dinámico es el tipo de desbalanceo que se consigue más comúnmente y es una combinación de Desbalanceo estático y de par de fuerzas. 1XRPM domina el espectro y realmente necesita una corrección en 2 planos. Aquí la diferencia de fase Radial entre los rodamientos externos e internos puede estar en cualquier lugar del rango entre 0° y 180°. Sin embargo, la diferencia de fase Horizontal debe cuadrar usualmente con la diferencia de fase Vertical, cuando se comparan las mediciones de los rodamientos externos e internos (±30°). Si el desbalanceo predomina una diferencia de fase de 90° resulta entre las lecturas Horizontal y Vertical de cada rodamiento (±40°).
D. Desbalanceo de Rotor en Voladizo	1X AXIAL & RADIAL		El Desbalanceo de Rotor en Voladizo causa un alto 1XRPM en las direcciones Axial y Radial. Las lecturas Axiales tienden a estar en fase mientras que las lecturas de fase Radial pueden estar inestables. Sin embargo, las diferencias de fase Horizontal usualmente cuadrarán con las diferencias de fase Vertical en el rotor desbalanceado (±30°). Los Rotores en Voladizo tienen desbalances Estáticos y de Par de Fuerzas, cada uno de los cuales requiere una corrección. Así, los pesos de corrección casi siempre tendrán que ser colocados en dos planos para contrarrestar ambos desbalances, el estático y el de par de fuerzas.
Rotor Excéntrico	1X FAN 1X MOTOR RADIAL		La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación está fuera de la línea de centro geométrico de una patea, engranaje, rodamiento, armadura del motor, etc. La vibración mayor ocurre a 1XRPM del componente excéntrico en una dirección a través de la línea que une el centro de ambos rotors. Comparativamente, las lecturas de fase Horizontales y verticales usualmente difieren 0° ó 180° (cada una de las cuales indica el movimiento en línea recta). El intentar balancear un rotor excéntrico resulta en reducir la vibración en un dirección radial pero incrementarla en la otra (dependiendo de la cantidad de excentricidad).
Eje Doblado	1X AXIAL 2X		Los problemas de Eje Doblado causan una alta vibración axial con una diferencia de fase axial tendiendo a 180° en el mismo componente de la máquina. La vibración dominante ocurre normalmente a 1X si está doblado cerca del centro del eje, pero ocurre a 2X si está doblado cerca del acople. (ser cuidadoso al tomar en cuenta la orientación del transmisor para cada medición axial si usted volvea la dirección de la probeta). Use un indicador de dial para confirmar el doblez de eje.
Desalineación A. Desalineación Angular	1X AXIAL 2X 3X		La Desalineación Angular se caracteriza por una alta vibración axial. 180° fuera de fase a través del acople típicamente tendrá una vibración axial en 1XRPM y 2XRPM. Sin embargo no es inusual que tanto 1X, 2X ó 3X domine. Estos síntomas también pueden indicar problemas de acople. Una severa desalineación angular puede excitar muchas armónicas de 1XRPM. A diferencia de la soltura mecánica de tipo C, estas múltiples armónicas no tienen típicamente un incremento de ruido en el piso del espectro.
B. Desalineación Paralela	1X RADIAL 2X 3X		La desalineación paralela posee síntomas de vibración similares a la angular pero muestra una alta vibración radial que se aproxima a 180° fuera de fase a través del acople. 2X es por lo regular mayor que 1X, pero su altura respecto a 1X es por lo general debida a el tipo de acople y construcción de este. Cuando cualquier desalineación, Angular o Radial, se vuelve severa, puede generar tanto picos de gran amplitud a altas armónicas (4X-8X) como también toda una serie de armónicas de alta frecuencia, similares en apariencia a la soltura mecánica. El tipo de acople y el material influyen de gran manera a todo el espectro cuando la desalineación es severa. No presenta por lo general un incremento de ruido en el piso.
C. Desalineación de Rodamiento Inclinado Sobre el Eje	1X AXIAL 2X 3X	 FASE 1 2:00 2 8:00 3 8:00 4 11:00	Un rodamiento inclinado genera una vibración Axial considerable. Puede causar un movimiento torsional con un cambio de fase aproximado de 180° de arriba a abajo y/o de lado a lado cuando se mide en dirección Axial de la misma carcasa del rodamiento. Intentos de alinear el acople o balancear el rotor no aliviará el problema. Es necesario remover el cojinete e instalarlo correctamente.

CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIONES

TABLAS DE CHARLOTTE (2/6)

Resonancia	FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	RELACIÓN DE FASE	OBSERVACIONES
<p>Soltura Mecánica</p>  <p>Amplitud Fase 90° 180° 1a Crítica 2a Crítica</p>	<p>ESPECTRO TÍPICO</p> <p>1X RADIAL</p> <p>TIPO A</p> <p>5X 1X 2X RADIAL</p> <p>TIPO B</p> <p>2X 3X 4X 5X 6X 7X 8X 9X 10X</p> <p>TIPO C</p> <p>NOTESE EL LEVANTAMIENTO DEL PICO INDICANDO SOLTURA</p>	<p>RELACIÓN DE FASE</p> <p>PLACA BASE PATA DE LA MÁQUINA BASE DE CONCRETO</p>   	<p>La resonancia ocurre cuando una frecuencia forzada coincide con una frecuencia natural del sistema, y puede causar una amplificación dramática de las amplitudes, lo que puede resultar en una falla prematura o incluso catastrófica. Esta puede ser una frecuencia natural del rotor, pero a menudo puede ser originada por el bastidor, la cimentación, caja de engranajes e incluso las correas de transmisión. Si un rotor esta o se aproxima a la resonancia puede ser prácticamente imposible balancearlo debido a el enorme cambio de fase que experimenta (90° en resonancia, cerca de 180° cuando la atraviesa). A menudo requiere el cambio de la frecuencia natural a una frecuencia mayor o menor. Generalmente las frecuencias naturales no cambian con un cambio en la velocidad, lo que ayuda a su identificación (exceptuando una máquina con cojinetes de gran tamaño o un rotor que tenga un voladizo significativo).</p> <p>La soltura mecánica esta indicada para un espectro de vibración de tipo A, B o C. Tipo A es causada por soltura/debililitamiento estructural del pie de la máquina, la placa base o cimentación, también por una sedimentación deteriorada, soltura de los pernos que sujetan a la base y distorsión del bastidor o base (Ej. pata floja). El análisis de fase puede revelar una diferencia de 90° a 180° entre la medición Vertical de los pernos, pie de máquina, placa base o la base misma. Tipo B es generalmente causada por soltura de los pernos de la bancada, fisuras en la estructura del bastidor o en el pedestal del cojinete. Tipo C es normalmente generada por un ajuste inadecuado entre las partes componentes, que puede causar numerosas armónicas debidas a respuestas no lineales de partes flojas a fuerzas dinámicas del rotor. Causa un truncamiento de la Onda de Tiempo y un ruido elevado en el suelo del espectro. La tipo C es causada con frecuencia por el aflojamiento de un cojinete en su caja, por un espacio excesivo en la camisa o los elementos rodantes del rodamiento, un impulsor o eje flojo, etc. La fase tipo C es con frecuencia inestable y puede variar ampliamente de un arranque al siguiente. La soltura mecánica es a menudo altamente direccional y puede causar lecturas notablemente diferentes si se comparan niveles en incrementos de 30° en dirección radial alrededor de la carcasa del rodamiento. También nótese que la soltura podrá causar múltiples subarmónicas exactamente a 1/2 o 1/3X RPM (0.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>	
<p>Roce (Fricción) del Rotor</p> <p>ONDA DE TIEMPO TRUNCADA DE FORMA PLANA</p> 	<p>ESPECTRO TÍPICO</p> <p>1.5X 2X 2.5X 3X 3.5X Reson. 4.5X 5X</p> <p>RADIAL</p>	<p>RELACIÓN DE FASE</p>	<p>El Roce del Rotor produce un espectro similar al de la soltura mecánica cuando las partes giratorias entran en contacto con los componentes fijos. La fricción puede ser parcial o en toda la revolución del rotor. Usualmente genera una serie de frecuencias, lo que por lo general excita una o mas resonancias. A menudo existen subarmónicas de fracción entera, de la velocidad de fraccionamiento (1/2, 1/3, 1/4, 1/5...1/n). Dependiendo de la ubicación de la frecuencias naturales del rotor. La fricción del rotor puede excitar numerosas frecuencias altas (similar al ruido de banda ancha que se produce al pasar una tiza por un pizarrón) puede ser muy grave y de corta duración si es causado por el eje haciendo contacto con el Babbit del cojinete. Una fricción anular total alrededor de toda la revolución del eje puede inducir una "precesión reversa" con el rotor girando rápidamente a la velocidad crítica en dirección opuesta a la rotación del eje (inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica).</p>	
<p>Cojinetes</p> <p>A. Problemas por Desgaste o Juego.</p>	<p>1X 2X 3X 4X 5X 6X 7X</p> <p>RADIAL</p> <p>NOTESE EL LEVANTAMIENTO DEL PICO INDICANDO SOLTURA</p>	<p>RELACIÓN DE FASE</p>	<p>Etapas posteriores del desgaste de cojinete son normalmente puestas en evidencia debido a la presencia de series completas de armónicas de velocidad de funcionamiento (hasta 10 o 20). Cojinetes gastados a menudo permiten altas amplitudes Verticales en comparación con las Horizontales, pero solo mostrarán un pico pronunciado a 1XRPM. Los cojinetes con soltura (juego) excesivo pueden permitir que un desbalance y/o desalineación menor cause una alta vibración que sería mucho menor si el juego del cojinete se ajustara a las especificaciones.</p>	
<p>B. Inestabilidad por Remolino de Aceite</p>	<p>(.40 - .48 X RPM)</p> <p>1X RADIAL</p> 	<p>RELACIÓN DE FASE</p>	<p>La Inestabilidad por Remolino de Aceite ocurre a 40-48XRPM y a menudo es bastante grave. Se le considera excesiva cuando la amplitud excede el 40% de la holgura del cojinete. El remolino de aceite es una vibración de la película de aceite donde las desviaciones en las condiciones normales de operación (ángulo de disposición y radio de excentricidad) causa que una cuña de aceite "empuje" al eje dentro del cojinete. La fuerza desestabilizadora en dirección de la rotación resulta en un remolino (precesión hacia adelante). El remolino de aceite es inestable ya que incrementa las fuerzas centrífugas que aumentan las fuerzas del remolino. Puede causar que el aceite no soporte al eje, o puede convertirse en inestable cuando la frecuencia del remolino coincide con una frecuencia natural del rotor. Cambios en la viscosidad del aceite, presión de lubricación y cargas previas externas pueden afectar al remolino de aceite.</p>	
<p>C. Inestabilidad por Latigazo de Aceite</p>	<p>REMO LINO LATIGAZO DESBALANCE DE MASA</p>  <p>Una cámara hipotética mostrando el Remolino convirtiéndose en latigazo a medida que la velocidad de giro del eje sobrepasa la 2X crítica</p> <p>VEL. ROTOR VEL. CRÍTICA FRECUENCIA</p>	<p>RELACIÓN DE FASE</p>	<p>El Latigazo de Aceite puede ocurrir si la máquina opera a o sobre 2X la frecuencia crítica del rotor. Cuando el motor alcanza dos veces la velocidad crítica, el remolino estará muy cercano a la crítica del rotor y podrá causar una vibración excesiva que la película de aceite no sea capaz de soportar. La velocidad del remolino se "congela" a la crítica del rotor. No rebasara este pico aun cuando se eleve mas y mas la velocidad. Produce una vibración subarmónica lateral adelantada precesional a la frecuencia crítica del rotor. Inherentemente inestable que puede llevar a una falla catastrófica.</p>	

CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIONES – TABLAS DE CHARLOTTE (3/6)

RODAMIENTOS (4 Etapas de Falla)

f_n = Frecuencias Naturales de los Componentes de los Rodamientos Instalados y Estructura de Soporte

FRECUENCIAS DE DEFECTOS DE RODAMIENTO:

$$BFFI = \frac{N_b}{2} (1 + B_a \cos \theta) \times RPM$$

$$BFFO = \frac{N_b}{2} (1 - B_a \cos \theta) \times RPM$$

$$BSF = \frac{P_d}{2} \left[\frac{B_a}{P_d} \cos \theta \right]^2 \times RPM$$

$$FTF = \frac{1}{2} (1 - B_a \cos \theta) \times RPM$$

Where:

- BFFI = Frecuencia de Pista Interna
- BFFO = Frecuencia de Pista Externa
- BSF = Frecuencia de Giro de la Bola
- FTF = Frecuencia de la Jaula
- N_b = Número de Bolas o Rodillos
- B_a = Diámetro de Bola o Rodillo (in/mm)
- P_d = Diámetro Primitivo
- θ = Angulo de Contacto (grados)

4 Etapas de Fallas de Rodamientos

Etapa 1 Las indicaciones mas tempranas de que existen problemas con los cojinetes aparecen en las frecuencias ultrasónicas que van desde cerca de 250,000 - 350,000 Hz, luego cuando aumenta el desgaste, usualmente cae aproximadamente a 20,000 - 80,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). Estas frecuencias naturales son evaluadas mediante el Pico de Energía (gSE), HFD e Impulso de Choque (dB). Por ejemplo, el pico de energía puede aparecer cerca de 25 gSE en la etapa 1 (el valor real depende de la ubicación de la medición y la velocidad de la máquina). Adquiriendo espectros de alta frecuencia confirma si el rodamiento falla o no en etapa 1.

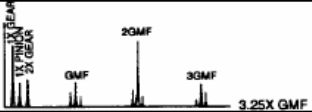
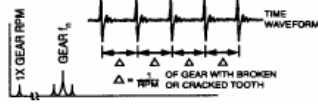
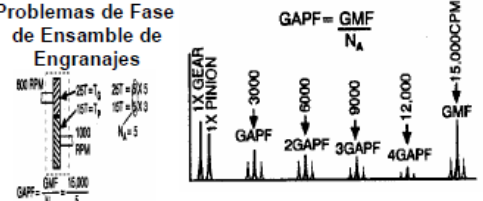
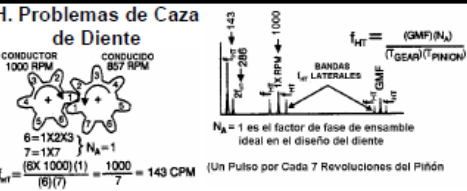
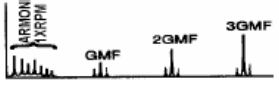
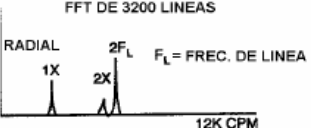
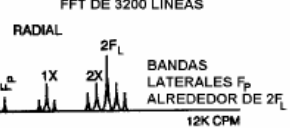
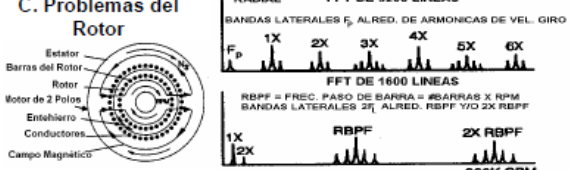
Etapa 2 Ligeros defectos del cojinete comienzan a "hacer sonar" las frecuencias naturales (f_n) de los componentes del rodamiento, que ocurren predominantemente en el Rango de 30K-120KCPM. Esas frecuencias naturales pueden también ser resonancias de las estructuras de soporte del rodamiento. Al final de la etapa 2 aparecen frecuencias de banda lateral por encima y por debajo del pico de frecuencia natural. El pico de energía Overall crece (por ejemplo de 25 a 50gSE).

Etapa 3 Aparecen frecuencias y armónicas de defectos en rodamientos. Cuando el desgaste progresa, mas frecuencias armónicas aparecen y el número de bandas laterales aumenta, ambas alrededor de estas y las frecuencias naturales de los componentes del rodamiento. El pico de energía overall sigue incrementando (por ejemplo de .50 a mas de 1gSE). El desgaste es ahora por lo general visible y se puede prolongar a la periferia del rodamiento, particularmente cuando bandas laterales bien formadas acompañan a las armónicas de la frecuencia de defecto de rodamiento. Espectros de alta frecuencia y cubiertos ayudan a confirmar la etapa 3.

Etapa 4 Hacia la parte final, la amplitud 1XRPM es incluso afectada. Crece y normalmente causa el aumento de numerosas armónicas de velocidad de giro. De hecho los discretos defectos del cojinete y las frecuencias naturales de los componentes comienzan a "desaparecer", y son reemplazados por un "ruido de piso" al azar, de banda ancha y alta frecuencia. Además las amplitudes del ruido de piso de alta frecuencia y el pico de energía disminuyen, sin embargo justo antes de que ocurra la falla, el pico de energía y el HFD crece por lo general a amplitudes excesivas.

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
Fuerzas Hidráulicas y Aerodinámicas A. Paso de Alabes	<p style="text-align: center;">$BPF = \# \text{ALABES} \times RPM$</p>	<p>La Frecuencia de Paso de Alabes (BPF)=$N \times RPM$. Esta frecuencia es inherente en bombas, ventiladores y compresores y normalmente no representa problemas. Sin embargo las BPF (y armónicas) de gran amplitud pueden ser generadas en la bomba si el espacio entre los alabes de rotación y los difusores no es igual en todas ellas. También las BPF (o armónicas) pueden coincidir en ocasiones con una frecuencia natural del sistema causando alta vibración. Una BPF alta puede ser generada si el impulsor desgasta los anillos de agarre al eje o si falla la soldadura que sostiene a los alabes del difusor. También, las BPF altas pueden ser causadas por dobles abruptos en la tubería (o ducto), obstrucciones que interrumpen el flujo, posiciones del Damper, o si el rotor se encuentra exocéntrico dentro de la carcasa de la bomba o ventilador.</p>
B. Turbulencia del Flujo	<p style="text-align: center;">$BPF = \text{FRECUENCIA DE PASO DE ALABES}$</p>	<p>La Turbulencia del Flujo ocurre en sopladores debido a variaciones en la presión o en la velocidad del aire pasando a través del ventilador o de la ductería. Esta interrupción causa turbulencia que genera una vibración a baja frecuencia aleatoria, típicamente en el rango de 50 a 2000 CPM. Si ocurre purga dentro del compresor, puede ocurrir una alta frecuencia de vibración de banda ancha al azar. Excesiva turbulencia puede también excitar la alta frecuencia de banda ancha.</p>
C. Cavitación	<p style="text-align: center;">$120K \text{ CPM}$</p>	<p>La Cavitación genera normalmente una energía de banda ancha de frecuencia muy alta aleatoria, que algunas veces se superpone con las frecuencias armónicas del paso de alabes. Normalmente indica insuficiente presión de succión (falta de alimentación). La cavitación puede ser un tanto destructiva para los elementos internos de la bomba si no es corregida. Puede particularmente erosionar los alabes del impulsor. Cuando esta presente, a menudo suena como si pasaran "piedras" a través de la bomba. La cavitación es usualmente causada por insuficiencia en el flujo de entrada. Puede ocurrir en un recorrido y estar ausente en el siguiente (si son realizadas modificaciones en la posición de las válvulas de succión).</p>
Engranajes A. Espectro Normal	<p style="text-align: center;">$GMF = \#T_g \times RPM_g = \#T_p \times RPM_p$</p>	<p>El espectro normal muestra las velocidades del Engranaje y el Piñón junto con la Frecuencia de Engrane (GMF) y armónicas muy pequeñas de GMF. Las armónicas de GMF por lo general tienen bandas laterales de velocidad de giro. Todos los picos son de baja amplitud y no se excitan las frecuencias naturales de los engranajes. La F_{max} recomendada es a $3.25 \times GMF$ (mínima) cuando el número de dientes sea conocido. Si no se conoce el número de dientes, utilice F_{max} a $200 \times RPM$ en cada eje.</p>
B. Desgaste del Diente	<p style="text-align: center;">$3.25X \text{ GMF}$</p>	<p>Un indicador clave del desgaste uniforme del diente es la excitación de la frecuencia natural del engranaje (f_n), junto con las bandas laterales alrededor espaciadas a la velocidad de giro del engranaje dañado. La Frecuencia de Engrane (GMF) puede o no cambiar en amplitud, aunque bandas laterales de gran amplitud y un número de bandas rodeando a GMF usualmente aparecen cuando el desgaste es notable. Las bandas laterales pueden ser mejor indicador que las mismas frecuencias GMF. También pueden ocurrir grandes amplitudes tanto a $2 \times GMF$ como a $3 \times GMF$, aun si la amplitud de GMF es aceptable.</p>
C. Carga del Diente	<p style="text-align: center;">$3.25X \text{ GMF}$</p>	<p>Las frecuencias de engrane a menudo son muy sensibles a la carga. Amplitudes altas de GMF no necesariamente indican un problema, particularmente si las frecuencias de banda lateral permanecen a un nivel bajo y no hay frecuencias naturales de engranaje excitadas. Cada análisis debe ser realizado con el sistema operando a carga máxima para una comparación espectral significativa.</p>
D. Excentricidad del Engranaje y Juego entre los Dientes	<p style="text-align: center;">$3.25X \text{ GMF}$</p>	<p>A menudo bandas laterales de gran amplitud alrededor de las armónicas de GMF sugieren excentricidad del engranaje, juego o ejes no paralelos que permiten que la rotación de un engranaje "module" la velocidad de giro del otro. El engranaje problemático es indicado por el espacio de la frecuencia de banda lateral. También el nivel de 1XRPM del engranaje exocéntrico será alto si la excentricidad es el problema dominante. Un juego entre los dientes inadecuado normalmente excita las armónicas de GMF y la frecuencia natural del engranaje, las que generan bandas laterales a 1XRPM. Las amplitudes de GMF generalmente disminuyen con el incremento de la carga si el juego es el problema.</p>

CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIONES – TABLAS DE CHARLOTTE (4/6)

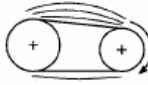
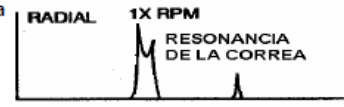
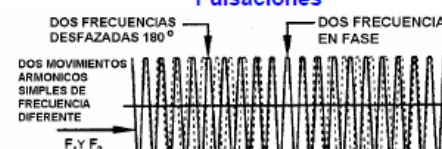
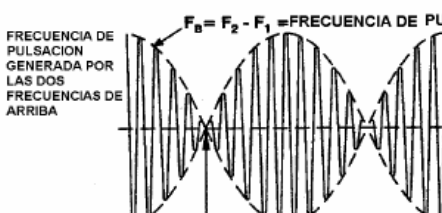
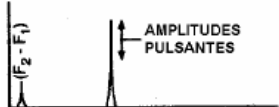
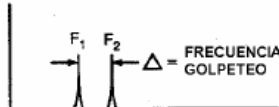
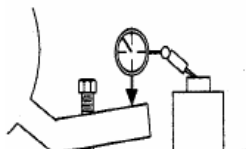
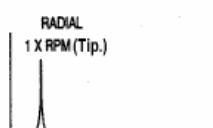
<p>E. Desalineación del Engranaje</p> 	<p>La Desalineación del Engranaje casi siempre excita la armónica de GMF de segundo orden o una mayor, que tendrá bandas laterales a la velocidad de funcionamiento. A menudo mostrará solo una pequeña amplitud 1XGMF, pero niveles más altos a 2X, 3XGMF. Es importante colocar F_{max} suficientemente alta para captar al menos 3 armónicas GMF. También bandas laterales alrededor de 2XGMF estarán espaciadas a 2XRPM. Nótese que las amplitudes de banda lateral a menudo no son iguales a la derecha e izquierda del GMF y armónicas de GMF debido a la desalineación del diente.</p>	
<p>F. Diente Agrietado/Roto</p> 	<p>Un Diente Agrietado o Roto podrá generar una gran amplitud a 1XRPM de este engranaje solo en la Onda de Tiempo además excitará la frecuencia natural del engranaje (f_n) con bandas laterales a su velocidad de giro. Se detecta mejor en Onda de Tiempo ya que mostrará un pico pronunciado cada vez que el diente problemático trate de engranar con los dientes del engranaje compañero. El tiempo entre los impactos (Δ) corresponde a 1XRPM del engranaje con el problema. Las amplitudes de Picos de Impacto en la Onda de Tiempo será de 10 a 20 veces más grandes que 1XRPM en el FFT.</p>	
<p>G. Problemas de Fase de Ensamble de Engranajes</p> 	<p>La Frecuencia de Fase de Ensamble de Engranaje (GAPF) puede resultar en Frecuencias de Engrane Fraccionales (si $N_a > 1$). Eso realmente significa que (T_p/N_a) dientes del engranaje harán contacto con (T_p/N_a) dientes del piñón y generaran N_a patrones de desgaste, donde N_a es una combinación de dientes dada igual al producto de los factores primos comunes al número de dientes en el engranaje y el piñón (N_a=Factor de Fase de Ensamble). GAPF (o armónicas) pueden mostrarse desde el comienzo si hubieran problemas de manufactura. También su respectiva aparición en un espectro de recorrido periódico puede indicar daños si partículas contaminantes pasaron a través del engrane, resultando en daño al diente en engrane en el momento de la ingestión, justo cuando entra y deja el engrane.</p>	
<p>H. Problemas de Caza de Diente</p> 	<p>La Frecuencia de Caza de Diente (f_{HT}) ocurre cuando están presentes fallas tanto en el engranaje como en el piñón que pueden haber ocurrido durante el proceso de manufactura, debido a malos tratos, o en el campo. Puede causar una vibración apreciable, pero como ocurre a bajas frecuencias predominantemente menores a 800CPM es por lo general pasada por alto. Un juego de engranajes con este problema de diente repetitivo normalmente emite un sonido de gruñido en la transmisión. El efecto máximo ocurre cuando los dientes defectuosos del piñón y el engranaje entran en engrane al mismo tiempo (en algunas transmisiones esto puede ocurrir solo 1 de cada 10 a 20 revoluciones, dependiendo de la fórmula de f_{HT}). Nótese que T_{GEAR} y $T_{PIÑON}$ se refieren a los números de dientes en el engranaje y piñón respectivamente. N_a es el Factor de Fase de Ensamble definido arriba. Generalmente modula los picos GMF y RPM del engranaje.</p>	
FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
<p>I. Soltura del Rodamiento</p> 	<p>Una holgura excesiva de los rodamientos que soportan los engranajes puede no solo excitar muchas armónicas de la velocidad de giro, si no también puede causar respuestas de gran amplitud en GMF, 2GMF y/o 3GMF. Estas altas amplitudes de GMF son actualmente respuestas a, y no la causa de, soltura de los rodamientos que soportan a los engranajes. Esta soltura excesiva puede ser causada por desgaste excesivo del rodamiento o por un montaje inadecuado del mismo durante la instalación. Si se deja sin corregir, puede causar un desgaste excesivo del engranaje y daño a otros componentes.</p>	
<p>Motores de Inducción AC</p> <p>A. Excentricidad del estator, Laminaciones en Corto o Hierro Flojo</p> 	<p>Los problemas del estator generan alta vibración a 2X frecuencia de línea ($2F_L$). La excentricidad del estator produce un entrehierro fijo irregular entre el rotor y el estator que produce una vibración muy direccional. El entrehierro diferencial no debe exceder el 5% en los motores de inducción y 10% en los motores sincrónicos. Una pata floja y bases dobladas pueden producir un estator exocéntrico. Un hierro flojo es debido al debilitamiento o aflojamiento del soporte del estator. Los cortos circuitos en las laminas del estator pueden causar un calentamiento irregular localizado, que puede deformar al mismo estator. Esto produce vibración térmicamente inducida que puede crecer significativamente con el tiempo de operación causando deformación del estator y problemas del entrehierro.</p>	
<p>B. Rotor Excéntrico (Entrehierro Variable)</p> <p>F_L=Frec. de Línea Eléctrica N_p=Veloc. de Sinc. = $120 F_L$ F_p = Frec. de Desliz = N_p-RPM F_p = Frec. Paso de Polo = $F_p \times P$ P = # de Polos</p> 	<p>Los Rotores Excéntricos producen un entrehierro de rotación variable entre el rotor y el estator, lo que induce una vibración pulsante (normalmente entre $2F_L$ y la armónica de velocidad de giro más cercana). A menudo requiere de un "zoom" del espectro para separar $2F_L$ y la armónica de la velocidad de giro. Los rotores excéntricos generan una $2F_p$ rodeada de bandas laterales de frecuencia de Paso de Polo (F_p), así como bandas laterales F_p alrededor de la velocidad de giro. F_p aparece por sí sola a baja frecuencia (Frecuencia de paso de Polo = Frecuencia de Deslizamiento X #Polos). Los valores comunes del rango F_p va de 20 a 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Una pata floja o una desalineación a menudo inducen un entrehierro variable debido a la distorsión (realmente un problema mecánico; no eléctrico).</p>	
<p>C. Problemas del Rotor</p> 	<p>Unas Barras del rotor rotas o agrietadas o anillos en corto, juntas malas entre las barras del rotor y los anillos en corto o laminaciones del rotor en corto pueden producir una vibración a velocidad de giro 1X con bandas laterales a la frecuencia de paso de polo (F_p). Además estos problemas generaran a menudo bandas laterales de paso de polo F_p alrededor de las segunda, tercera, cuarta y quinta armónica de la velocidad de giro. Barras del rotor flojas o abiertas con son indicadas por bandas laterales a 2X la frecuencia de línea ($2F_L$) rodeando a la Frecuencia de Paso de Barra del Rotor (RBPF) y/o sus armónicas (RBPF = Número de barras X RPM). A menudo causaran altos niveles a 2XRBPF con solo una pequeña amplitud a 1XRBPF. Un arqueamiento inducido eléctricamente entre las barras flojas del rotor y los anillos a menudo mostrarán altos niveles a 2XRBPF (con bandas laterales a $2F_L$); pero muy poco o casi ningún incremento en amplitud a 1XRBPF.</p>	

CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIONES – TABLAS DE CHARLOTTE (5/6)

<p>D. Problemas de Fase (Conector Flojo)</p>	<p>RADIAL BANDAS LATERALES DE 1/3F₁ ALREDEDOR DE 2F₁</p>	<p>Los problemas de Fase debidos a conectores flojos o rotos pueden causar una excesiva vibración a 2X la frecuencia de línea (2F₁) que tendrá unas bandas laterales alrededor espaciadas a 1/3 de la frecuencia de línea (1/3 F₁). Los niveles a 2F₁ pueden exceder 1.0 in/sec sino se corrige. Este es particularmente un problema si el conector defectuoso solo hace contacto esporádicamente. Los conectores flojos o rotos deben ser reparados para prevenir una falla catastrófica.</p>
<p>Motores AC Sincrónicos (Espiras del Estator Flojas)</p>	<p>FFT DE 1600 LINEAS FREC. DE PASO DE ESPIRA BANDAS LATERALES DE 1X</p>	<p>Las Espiras del Estator flojas en un motor sincrónico generan alta vibración a la frecuencia de paso de espira (CPF) que es igual al número de espiras del estator X RPM (#Espiras del Estator = #Polos X #Espiras/Polo). La Frecuencia de Paso de Espira estará rodeada por bandas laterales a 1X RPM. Los problemas de motor sincrónico también serán indicados por altos picos de amplitud a aprox. 60,000 a 90,000 CPM, acompañados de bandas laterales a 2F₁. Tomar al menos un espectro a 90,000 CPM en cada carcasa de rodamiento del motor.</p>
<p>Motores y Controladores DC A. Espectro Normal</p>	<p>SCR FREQ = 6F₁ (Rectif. Onda-Completa) = 3F₁ (Rectif. Onda-Media)</p>	<p>Numerosos problemas de Motores y Controladores DC pueden ser detectados por análisis de vibración. Los Motores con Circuito Rectificado a Onda Completa (6SCR) generan una señal a 6X la frecuencia de línea (6F₁ = 360 Hz = 21,600 CPM); mientras que los Motores con Circuito Rectificado a Onda Media (3SCR) la generan a 3X la frecuencia de línea (3F₁ = 180 Hz = 10,800 CPM). La Frecuencia de Disparo SCR está presente normalmente en el Espectro de Motor DC, pero a baja amplitud. Nótese la ausencia de otros picos múltiplos de F₁.</p>
<p>B. Arrollado de Armadura Roto, Problemas de Aterramiento o Falta de Entonación del Sistema</p>	<p>SCR FREQ.</p>	<p>Cuando los espectros de Motor DC están dominados por altos niveles a SCR 2XSCR normalmente indica tanto un Arrollado de Armadura Roto como Falta de Entonación (Tuning) del Sistema. Solo una entonación apropiada podrá disminuir las vibraciones en SCR y 2XSCR significativamente, si el problema de control es predominante. Altas amplitudes a estas frecuencias normalmente se encontrarán sobre .10 in/sec a 1XSCR y .04 in/sec a 2XSCR de Frec. de disparo.</p>
<p>C. Tarjeta de Disparo Defectuosa o Fusible Quemado</p>	<p>1/3X SCR, 2/3X SCR, SCR FREQ.</p>	<p>Cuando una Tarjeta de Disparo falla en disparar, 1/3 de la energía se pierde, y puede causar cambios momentáneos de velocidad en el motor repetidamente. Esto puede conducir a altas amplitudes a 1/3X y 2/3X de la Frecuencia SCR (1/3X SCR Frec. = 1X F₁ para SCR Rectificados a Onda Media, pero 2X F₁ para SCR Rectificados a Onda Completa). Precaución: La configuración de la Tarjeta/SCR debe ser conocida antes de reparar el motor (#SCR, #Tarjetas de Disparo, etc.).</p>
<p>D. SCR Defectuoso, Tarjeta de Control en Corto, Conexiones Flojas o Fusible Quemado</p>	<p>SCR FREQ.</p>	<p>Las Fallas de SCR, Tarjetas de Control en Corto y/o Conexiones Flojas pueden generar picos de amplitud notable en numerosas combinaciones de frecuencia de línea (F₁) y frecuencia de disparo SCR. Normalmente, 1 SCR malo puede causar altos niveles a F₁ y/o 5 F₁ en motores 6SCR. El punto es que tanto F₁, 2F₁, 3F₁, 4F₁, y 5F₁ no deben estar presentes en el Espectro de Motor DC.</p>
<p>E. Tarjeta de Comparador Defectuosa</p>	<p>BANDAS LATERALES SIMILARES A LAS VARIACIONES DE VELOCIDAD ESPECTRO DE 3200 LINEAS SCR FREQ.</p>	<p>Las Tarjetas de Comparador Defectuosas causan problemas con la fluctuación de la RPM o "caza". Esto ocasiona un colapso y regeneración constante del campo magnético. Estas bandas laterales a menudo se aproximan a la RPM de fluctuación y requiere de un FFT de alta resolución para apenas ser detectadas. estas bandas laterales pueden también deberse a generación y regeneración del campo magnético.</p>
<p>F. Paso de Corriente a través de los Rodamientos del Motor DC</p>	<p>DIFERENCIA DE FRECUENCIAS NORMALMENTE IGUAL A BPFO SI EL FLUTING ESTA PRESENTE ESPECTRO DE 1600 LINEAS 180K CPM</p>	<p>El Fluting inducido eléctricamente es detectado normalmente por una serie de diferencia de frecuencias espaciadas mas o menos a la frecuencia de defecto de pista externa (BPFO), aun si ese Fluting esta presente tanto en la pista externa como en la interna. A menudo aparecen en un rango centrado cerca de 100,000 a 150,000 CPM. Un espectro a 180K con 1600 líneas es recomendado para detectar haciendo mediciones en los rodamientos OB e IB del Motor DC.</p>

FUENTE DEL PROBLEMA	ESPECTRO TÍPICO	OBSERVACIONES
<p>Problemas de Transmisión de Correas</p> <p>A. Desgaste, Aflojamiento o Descuadre de las Correas</p> <p>VERT. PERPENDICULAR A LA TENSION DE LA CORREA HORIZ. PARALELO A LA TENSION DE LA CORREA</p>	<p>DIAM PRIM₁ X RPM₁ = DIAM PRIM₂ X RPM₂</p>	<p>FREC. DE LA CORREA = 2.142 X RPM DE LA POLEA X DIAMETRO PRIMITIVO / LONGITUD DE LA CORREA FREC. DE LA CORREA DENTADA = FREC. DE LA CORREA X # DIENTES DE LA CORREA = RPM DE LA POLEA X # DIENTES DE LA POLEA</p> <p>La Frecuencia de la Correa esta por debajo de las RPM del motor o de la máquina conducida. Cuando están desgastadas, flojas o descuadradas, normalmente causan de 3 a 4 múltiplos de frecuencia de correa. A menudo la frecuencia 2X de la correa es el pico dominante. La amplitudes son normalmente inestables algunas veces pulsando tanto con la RPM del conductor o del conducido. En correas dentadas, el desgaste o desalineación de la polea es indicado por altas amplitudes a la Frecuencia de la Correa Dentada. Las transmisiones de cadena indicarán problemas a la Frecuencia de Paso de Cadena que es igual a #Dientes del Piñón X RPM.</p>
<p>B. Desalineación de la Correa/Polea</p> <p>OFF SET, PIGEON TOE, ANGLE</p>	<p>AXIAL</p> <p>1X CONDUCTORA O CONDUCCIDA</p>	<p>La desalineación de la polea produce alta vibración a 1XRPM predominantemente en la dirección axial. El radio de las amplitudes de las RPM de la polea conductora a la conducida depende de donde se toman los datos, así como de la masa relativa y la rigidez del bastidor. A menudo con la desalineación de la polea la vibración axial mas elevada se encontrara a las RPM del ventilador, o vice versa. Puede ser confirmada por mediciones de fase colocando el Filtro de Fase a las RPM de la polea con mayor amplitud axial; luego compare las fases a esta frecuencia en particular en cada rotor en la dirección axial.</p>
<p>C. Poleas Excéntricas</p>	<p>RADIAL</p> <p>1X RPM DE LA POLEA EXCENTRICA</p>	<p>Las poleas exoéntricas causan alta vibración a 1XRPM de la polea exoéntrica. La amplitud es normalmente la mas alta cuando se encuentra alineada con las correas y debe aparecer tanto en los rodamientos de la polea conductora como en la conducida. En ocasiones es posible balancear las poleas exoéntricas colocando arandelas en los pernos. Sin embargo, aunque se balancee, la excentricidad seguirá induciendo vibración y esfuerzo de fatiga reversible en la correa. La excentricidad de la polea puede ser confirmada por un análisis de fase que muestre la diferencia de fase horizontal y vertical cercana a 0° a 180°.</p>

CARTA ILUSTRADA DE DIAGNOSTICO DE VIBRACIONES – TABLAS DE CHARLOTTE (6/6)

<p>D. Resonancia de Correa</p> 	 <p style="text-align: center;">RADIAL 1X RPM RESONANCIA DE LA CORREA</p>	<p>La Resonancia de la Correa puede ocasionar amplitudes altas si la frecuencia natural de la correa llega a aproximarse, o coincidir ya sea con las RPM del motor o de la máquina. La frecuencia natural de la correa puede ser alterada cambiando la tensión, longitud o sección transversal de la correa. Puede ser detectada tensionando y luego soltando la correa mientras se mide la respuesta en las poleas y rodamientos. Sin embargo, cuando esta operando, las frecuencias naturales de la correas tenderán a ser un poco mas altas en el lado tensionado y un poco mas bajas en el lado flojo.</p>
<p style="text-align: center;">Pulsaciones</p> <p>DOS FRECUENCIAS DESFAZADAS 180° DOS FRECUENCIAS EN FASE</p> <p>DOS MOVIMIENTOS ARMONICOS SIMPLES DE FRECUENCIA DIFERENTE</p>  <p style="text-align: center;">F_1, F_2</p> <p style="text-align: center;">$F_B = F_2 - F_1 = \text{FRECUENCIA DE PULSACION}$</p> <p>FRECUENCIA DE PULSACION GENERADA POR LAS DOS FRECUENCIAS DE ARRIBA</p>  <p>LA MINIMA VIBRACION OCURRE CUANDO 2 FRECUENCIAS ESTAN 180° FUERA DE FASE</p> <p>LA MAXIMA VIBRACION OCURRE CUANDO 2 FRECUENCIAS ESTAN EN FASE</p>		<p>La Frecuencia de Golpeteo es el resultado de frecuencias cercanas que entran y salen de sincronización entre si. El espectro de banda ancha normalmente mostrara un pico pulsando arriba y abajo. Al hacer un acercamiento a este pico (espectro bajo), se observan dos picos muy cercanos. La diferencia entre estos dos picos ($F_2 - F_1$) es la frecuencia de golpeteo, que aparece por si misma en el espectro de banda ancha. La frecuencia de golpeteo no se ve comúnmente en mediciones de rango de frecuencia normales, ya que es inherentemente una frecuencia baja, fluctuando usualmente entre 5 a 100 CPM.</p> <p>La vibración máxima se alcanza cuando la onda de tiempo de una frecuencia (F_1) entra en fase con la onda de tiempo de la otra frecuencia (F_2). La vibración mínima ocurre cuando la onda de tiempo de estas dos frecuencias se alinean 180° fuera de fase.</p>  <p style="text-align: center;">AMPLITUDES PULSANTES ESPECTRO DE BANDA ANCHA</p>  <p style="text-align: center;">ZOOM DEL ESPECTRO</p>
<p style="text-align: center;">Pata Floja, Pata Resorteada y Resonancia de Pata</p>   <p style="text-align: center;">RADIAL 1X RPM (Tip.)</p>		<p>"Pata Floja" ocurre cuando la pata de una máquina o el bastidor se deflecta cuando un perno de sujeción se afloja, causando el levantamiento de la pata aprox. mas de .002 - .003 pulgadas. esto no siempre causa un gran incremento de la vibración. sin embargo, podría hacerlo si la pata floja afecta la alineación o el entrehierro del motor.</p> <p>"Pata Resorteada" puede causar gran distorsión del bastidor, resultando en un incremento de la vibración, fuerza y esfuerzo del bastidor y carcaza del rodamiento, etc. Esto puede ocurrir cuando un perno de sujeción es ajustado excesivamente en la pata como un intento de nivelarla.</p> <p>"Resonancia de la Pata" puede causar incrementos dramáticos de la amplitud de 5 a 15 veces o mas, si se compara con aquella cuando el perno (o combinación de pernos) están flojos o apretados a mano. Cuando se ajusta, este perno puede cambiar notablemente la frecuencia natural del mismo bastidor de la máquina.</p> <p>La Pata Floja, Pata Resorteada o la Resonancia de la Pata afecta mas a menudo a 1XRPM, pero también puede hacerlo a 2XRPM, 3XRPM, 2XF_1, frecuencia de paso de alabe, etc. (particularmente la resonancia de pata).</p>

ANEXO C

EJEMPLO DE FALLAS DE LA BOMBA ADAPTADAS A LOS PARÁMETROS Y TÉCNICAS DE MEDICIÓN.

Machine type: Pumps	Symptom or parameter change									
Examples of faults	Fluid leakage	Length measurement	Power	Pressure or vacuum	Speed	Vibration	Temperature	Coast down time	Oil debris	Oil leakage
Damaged impeller		*	*	*	*	*	*	*	*	
Damaged seals	*	*		*	*	*				
Eccentric impeller			*	*	*	*	*	*		
Bearing damage		*	*		*	*	*	*	*	*
Bearing wear		*				*	*	*	*	
Mounting fault						*				
Unbalance						*				
Misalignment		*				*				

* Indicates symptom could occur or parameter could change if fault occurs.

Fuente: Norma ISO 17359.