



VICERRECTORADO ACADÉMICO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA

MECÁNICA

TESIS

**“MODIFICACIÓN DEL SELLO MECÁNICO PARA
INCREMENTAR LA VIDA ÚTIL DE LA BOMBA GIW LSA
8x10 EN LA PLANTA DE ÓXIDOS - VOLCAN CIA.
MINERA - 2017”**

Presentada por:

Bach. MARCO ANTONIO ZEVALLOS ARZAPALO

Para optar el título profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

Cerro de Pasco - Perú

2018

DEDICATORIA

Familia, amigos y personales especiales en mi vida, no son nada más y nada menos que un solo conjunto, seres queridos que suponen benefactores de importancia inimaginable en mis circunstancias de humano. No podría sentirme más ameno con la confianza puesta sobre mi persona, especialmente cuando he contado con su mejor apoyo desde que siquiera tengo memoria.

Este nuevo logro es en gran parte gracias a ustedes, he logrado concluir con éxito un proyecto que en un principio podría parecer tarea titánica e interminable. Quisiera dedicar mi tesis a ustedes, personas de bien, seres que ofrecen amor, bienestar, y los finos deleites de la vida.

Muchas gracias a aquellos seres queridos que siempre aguardo en mi alma.

Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO

AGRADECIMIENTO

Agradezco a la Universidad Alas Peruanas por haberme aceptado ser parte de ella y abierto las puertas de su seno científico para poder estudiar mi carrera, así como también a los diferentes docentes que me brindaron sus conocimientos y su apoyo para seguir adelante día a día.

Mi agradecimiento también va dirigido al Superintendente de Mantenimiento Mecánico, el Ing. Juan Salas Vidal por haber aceptado que se realice mi Tesis en su prestigiosa empresa y para finalizar, también agradezco a todos los que fueron mis compañeros de clase durante todos los niveles en la Universidad ya que gracias al compañerismo, amistad y apoyo moral han aportado en un alto porcentaje a mis ganas de seguir adelante en mi carrera profesional.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Carátula.....	i
Dedicatoria.....	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de contenidos	iv
Índice de tablas	viii
Índice de figuras.....	ix
Índice de cuadros	x
Índice de ilustraciones	xi
Índice de imágenes.....	xii
Indice de planos	xiii
Resumen.....	xiv
Abstract.....	xv
Introducción.....	xvi

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. Planteamiento del Problema	18
1.2. Formulación del Problema.....	20
1.2.1. Problema principal.....	20
1.2.2. Problemas específicos	20
1.3. Objetivo de la Investigación	20
1.3.1. Objetivo General.....	20
1.3.2. Objetivos específicos	20
1.4. Justificación e importancia de la investigación	21
1.4.1. Justificación teórica.	21

1.4.2. Justificación práctica.	21
1.4.3. Importancia de la investigación.	21
1.5. Limitaciones de la Investigación	22
1.6. Delimitación de la investigación.....	22
1.6.1. Delimitación espacial.....	22
1.6.2. Delimitación social	22
1.6.3. Delimitación temporal	22

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del estudio	23
2.1.1 Antecedentes internacionales.....	23
2.1.2 Antecedentes Nacionales.	25
2.2. Bases teóricas y científicas	28
2.2.1 Antecedentes históricos	28
2.2.2 Conceptualización de la variable independiente: Modificación del sello mecánico.....	30
2.2.3 Conceptualización de la variable dependiente: Vida útil	39
2.3. Definición de términos.....	63
2.4. Hipótesis	66
2.4.1 Hipótesis general	66
2.4.2. Hipótesis específicas.....	66
2.5. Variables	66
2.5.1 Definición conceptual de la variable	66
2.5.2 Definición operacional de la variable	67
2.5.3 Operacionalización de las variables.....	67

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1. Tipo y nivel de investigación.....	68
3.1.1. Tipo de investigación.....	68
3.1.2 Nivel de investigación	68
3.2. Diseño de la investigación	69
3.3. Población y muestra.....	69
3.3.1 Población	69
3.3.2 Muestra	70
3.4. Técnicas e instrumentos para la recolección de datos	70
3.5. Validez y confiabilidad del instrumento	70
3.6. Plan de recolección y procesamiento de datos.....	71
3.6.1 Plan de recolección de datos.....	71
3.6.2 Procesamiento de datos.....	71

CAPÍTULO IV

PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

4.1. Diagnóstico de las bombas GIW LSA 8x10.....	73
4.2. Diseño del sello mecánico	77
4.3. Descripción estadística	101
4.4. Contratación de la hipótesis	105

CAPÍTULO V

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

5.1. Discusión	111
CONCLUSIONES	113
RECOMENDACIONES.....	114

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
ANEXOS	116
Anexo A: Matriz de consistencia.....	116
Anexo B: Curva característica de la bomba GIW LSA 8x10	117
Anexo C: Condiciones de diseño y operación	118
Anexo D: Ubicación de las Bombas GIW LSA 8x10.....	123
Anexo E: Especificaciones de la Bomba GIW LSA 8x10.....	124
Anexo F: Vista en 3D sello modificado.....	132
Anexo G: Imágenes del sello mecánico nuevo	133
Anexo H: Costo de fabricación del sello mecánico	135
Anexo H: Vista posterior del sello mecánico	136
Anexo I: Características de operación de la bomba GIW LSA 8x10	137
Anexo J: Plano de la bomba GIW LSA	138
Anexo K: Plano de la Planta de Óxidos.....	139
Anexo L: Reducción de Costos	140
Anexo J: Disponibilidad de la Planta de Óxidos	141
Anexo K: Características del sello mecánico utilizado inicialmente	144

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades de materiales para resortes para estimar s_{ut}	83
Tabla 2. Modulo de elasticidad de alambres para resortes	84
Tabla 3. Valores Q de acuerdo al tipo de extremo de los resortes.....	84
Tabla 4. Vida útil del sello mecánico año 2016.....	102
Tabla 5. Promedio de la vida útil año 2016	102
Tabla 6. Estadísticas descriptivos de la bomba GIW LSA 8x10	103
Tabla 7. Vida útil del sello mecánico año 2017.....	103
Tabla 8. Promedio de la vida útil año 2017	104
Tabla 9. Estadísticos descriptivos de año 2017	104
Tabla 10. Frecuencia de fallas antes y después	107
Tabla 11. Prueba de normalidad	108
Tabla 12. Prueba T-Student (Hipótesis específica 2)	109

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Curva de la Bañera	40
Figura 2. Campana de Gauss (hipótesis general).....	106
Figura 3. Campana de Gauss (hipótesis específica)	110

ÍNDICE DE CUADROS

Cuadro 1. Códigos de clasificación del material sellante secundario	62
Cuadro 2. Código de clasificación del material de caras de contacto	63
Cuadro 3. Operacionalización de variables	67
Cuadro 4. Registro de fallas de los sellos mecánicos	74

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Clasificación de las Bombas Centrífugas.....	41
Ilustración 2. Bomba Centrífuga.....	43
Ilustración 3. Configuración de sellos mecánicos dinámicos	45
Ilustración 4. Arreglo típico de una empaquetadura	46
Ilustración 5. Sellos mecánicos	49
Ilustración 6. Película de lubricación.....	50
Ilustración 7. Flujo de calor	51
Ilustración 8. Elementos de sellado secundario	52
Ilustración 9. Ejemplos de mecanismos de arrastre	53
Ilustración 10. Sello no balanceado	54
Ilustración 11. Sello balanceado	55
Ilustración 12. Plan API 1	58
Ilustración 13. Plan API 2	59
Ilustración 14. Plan API 11	59
Ilustración 15. Plan API 12	60
Ilustración 16. Plan API 13	60
Ilustración 17. Plan API 21	61
Ilustración 18. Plan API 21	61
Ilustración 19. Esfuerzos de von Mises	86
Ilustración 20. Desplazamiento Estático.....	86
Ilustración 21. Deformaciones unitarias estáticas.....	87
Ilustración 22. Factor de seguridad.....	87

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 1. Rotura del carbón de silicio	76
Imagen 2. Rotura del carbón de silicio	76
Imagen 3. Rotura del carbón de silicio	77
Imagen 4. Diagrama de operación	79
Imagen 5. Proceso para el diseño de un resorte	82

INDICE DE PLANOS

Plano 1. Diseño del sello mecánico.....	78
Plano 2. Plano de camisa.....	88
Plano 3. Plano de anillo primario.....	89
Plano 4. Plano de la brida.....	90
Plano 5. Plano de ensamble.....	91
Plano 6. Dimensiones del collar y perno.....	92
Plano 7. Plano de vista de planta y perfil.....	93
Plano 8. Plano de vista isométrica.....	94
Plano 9. Plano de vista de perfil y planta.....	95
Plano 10. Plano de vistas de la camisa.....	96
Plano 11. Plano de brida vvista perfil e isométrico.....	97
Plano 12. Plano del anillo primario vista perfil e isométrico.....	98
Plano 13. Plano del anillo priimario – vistas perfil e isométrico.....	99
Plano 14. Plano de collar y perno.....	100

RESUMEN

El presente trabajo titulado “Modificación del sello mecánico para incrementar la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 de la Planta de Óxidos - Volcán Cia. Minera - 2017”, tiene como objetivo realizar la la modificación del sello para incrementar la vida útil de la bomba antes citada.

El trabajo de investigación es del tipo tecnológico y su nivel es aplicativo, por lo que la investigación tiene el propósito de emplear el conocimiento existente en las bombas GIW LSA 8x10.

El objetivo de la investigación ha sido determinar la influencia de la modificación del sello mecánico en el rendimiento de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de Óxidos de la Empresa Volcán CIA Minera-2017, para lograr este objetivo se desarrolló la investigación en el diseño de un grupo con pre prueba y post prueba, con los datos obtenidos de la empresa de la vida útil de los sellos mecánicos para las bombas GIW LSA 8x10. El procesamiento y análisis de datos se realizó utilizando las herramientas de la estadística descriptiva y se validó la hipótesis utilizando las herramientas de la estadística inferencia con su estadígrafo t student.

En la presente investigación se realizó un diseño nuevo del sello mecánico para las bombas GIW LSA 8x10 para incrementar su vida útil.

Los resultados de la modificación realizada en las bombas GIW LSA 8x10, servirá como antecedente para investigaciones en bombas centrífugas del mismo tipo y presenten las mismas averías.

Palabras Claves: Bomba Centrífuga, Disponibilidad, Modificación, Vida Útil.

ABSTRACT

The research study called "Changing the mechanical seal to upsurge the lifecycle of the GIW LSA 8x10 pump Oxides-Plant CIA Mining Volcan 2017"; Sample analysis is to study the independent variable like is modification of the mechanical seal and the dependent variable life of GIW LSA 8x10 pumps Oxides-Plant CIA Mining Volcan.

The study is the technology sort and application level are, so research aims to use current knowledge in the GIW LSA 8x10 bombs.

The aim research to regulate the effect of the change of the mechanical seal on the performance GIW LSA 8x10 pumps Oxides-Plant CIA Mining Volcan, 2017; to realize this goal the study was conducted in a group design with pretest and post-test, with the statistics got about the corporation of the useful life of mechanical seals for GIW LSA 8x10 pumps.

Processing and data analysis were performed with the descriptive statistics tools and the hypothesis was validated using statistical inference tools with student t statistics.

In this research a new mechanical seal plan for LSA 8x10 GIW pumps is done to the useful life of the mentioned pumps and as a result there is an increase in their useful life.

The results of the change in GIW LSA 8x10 pumps, they will serve as background for research in centrifugal pumps of the equivalent category and having the same fault.

Keywords: Centrifugal pump. Availability. Change. Useful life.

INTRODUCCIÓN

Las bombas centrífugas son máquinas que en la actualidad han facilitado el transporte de líquidos en la industria, especialmente en nuestro caso en las plantas concentradoras, toda empresa minera busca mejorar constantemente la producción y en tal caso los equipos deben operar eficientemente y no tener paradas imprevistas. Obteniendo la máxima vida útil en todos sus componentes al menor costo posible. Las averías son las causantes de la reducción de la eficiencia de los equipos, en consecuencia se reduce la producción implicando una disminución en las ganancias; es aquí donde introducimos el término falla, según Knezevic, se define como: “suceso cuya ocurrencia provoca o bien la pérdida de capacidad para realizar las funciones requeridas, o bien la pérdida de la capacidad para satisfacer los requerimientos especificados”. Por tanto en este trabajo se definirá falla al deterioro de cualquier componente o parte del sistema que evite o impida su funcionamiento normal.

La tesis consta de 5 capítulos desarrollados de la siguiente manera: El primer capítulo se desarrolla el problema de investigación, descripción de la realidad problemática, delimitaciones, definición del problema, formulación del problema, problema principal, objetivo de la investigación, justificación e importancia de la investigación, limitaciones de la investigación.

El segundo capítulo se trata del marco teórico, antecedentes de la investigación, marco histórico, marco conceptual.

En el tercer capítulo se describe el tipo y nivel de la investigación, método y diseño de la investigación, técnicas e instrumentos de recolección de información, hipótesis de la investigación, variables e indicadores y la operacionalización de la variable.

En el cuarto capítulo se presenta los resultados de la investigación.

En el quinto capítulo se la discusión de los resultados de la investigación con los antecedentes internacionales y nacionales.

Finalmente se presenta las conclusiones, recomendaciones, las referencias bibliográficas y los anexos.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. Planteamiento del Problema

Las bombas centrífugas facilitan el trabajo de los hombres, estas tienen como finalidad entregarle energía al fluido que se emplea como trabajo, se rigen bajo la primera ley de la termodinámica lo cual establece “La Transferencia de Energía” dado para un sistema. La bomba centrífuga es un equipo hidráulico que se encarga de convertir la energía mecánica (por consumo eléctrico) en presión y velocidad a un fluido. Estas unidades de bombeo trabajan bajo ciertas condiciones que exige un sistema. Para este caso, las bombas GIW LSA 8x10 que pertenecen a la Empresa Volcán CIA Minera, las cuales están operando en la Planta de Óxidos, son las que se estudiaron debido a la fallas que presentaban estas unidades en sus sellos mecánicos, debido a las fallas prematuras de los sellos mecánicos, estas bombas tenían una baja eficiencia, y debido a esto se tenía una disminución en las presiones al ingreso de los ciclones, donde la presión de entrada debería de ser de 35 psi normalmente, pero esta presión bajaba a 25 psi

esto es muy bajo para el trabajo de los ciclones el cual no seleccionaba adecuadamente la carga teniendo el inconveniente de que hacia regresar carga innecesariamente al cajón de los molinos primarios esa carga debería de ingresar a los molinos secundarios, en otras palabras la carga de baja densidad debería de descargar a los molinos secundarios.

Es fundamental la eficiencia de las bombas centrifugas horizontales para carga de mineral; debido al mal diseño de los sellos mecánicos se presentan fallas prematuras y al material que se utilizó en el diseño de los mismos, esto trae como problemática la reducción de la vida útil y bajo nivel de conservación de las unidades de bombeo cual afecta el circuito entre los molinos y el ciclones.

La Empresa Volcan Cía. Minera se encuentra ubicada a 4275 msnm, en del Distrito de Chaupimarca, en la provincia de Pasco, Departamento de Pasco. En la planta de óxidos presentaba constantemente fallas prematuras en los sellos mecánicos de las bombas GIW LSA 8x10. Debido a las averías se había incrementado la contaminación con cianuro; lo cual trae como consecuencia contaminación al medio ambiente y también problemas de recirculación de carga de mineral innecesariamente por la baja eficiencia de las bombas, traduciéndose en baja de presión en la salida de la bomba e ingreso al nido de ciclones.

Para corregir estos inconvenientes se realizó la presente investigación el cual consiste en la modificación del sello mecánico para la bomba GIW LSA 8x10, y así poder mantener las presiones de salida en la bomba (35 PSI) y por ende la vida útil de las bombas GIW LSA 8x10.

1.2. Formulación del Problema

1.2.1 Problema principal

¿De qué manera la modificación del sello mecánico permitirá incrementar la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de Óxidos de Volcán CIA. Minera?

1.2.2 Problemas específicos

- a) ¿De qué manera el nuevo diseño del sello mecánico incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera -2017?
- b) ¿De qué manera la modificación del sello mecánico reducirá las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017?

1.3. Objetivo de la Investigación

1.3.1. Objetivo General.

Determinar la modificación del sello para incrementar la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera.

1.3.2. Objetivos específicos

- a) Comprobar el nuevo diseño del sello mecánico para incrementar la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017.
- b) Establecer la modificación del sello mecánico para reducir las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017

1.4. Justificación e importancia de la investigación

1.4.1. Justificación teórica.

Esta investigación se realiza con el propósito de aportar el conocimiento existente mediante la aplicación de la teoría y los conceptos básicos de las máquinas hidráulicas en la solución de la falla del sello mecánico de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de la Empresa Volcán CIA. Minera -2017.

1.4.2. Justificación práctica.

Este trabajo de investigación busca resolver la avería en los sellos mecánicos que se están presentando de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de la Empresa Volcán CIA. Minera - 2017, para así no tener una contaminación elevada y una baja eficiencia de las mismas.

1.4.3. Importancia de la investigación.

La importancia de la investigación en el aspecto operativo se basa en la reducción de fallas durante el funcionamiento de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de la Empresa Volcán CIA. Minera - 2017 además permitirá la reducción de la posibilidad de un paro durante el funcionamiento y de mantener la capacidad operacional de las mismas. En el aspecto de seguridad y medio ambiente esta investigación reducirá la contaminación del medio ambiente, a su vez todos los trabajadores tendrán menos contacto con la pulpa de cianuro. Las condiciones de operación de las bombas centrifugas aumentaran significativamente con la modificación de los sellos mecánicos.

1.5. Limitaciones de la Investigación

Este proyecto de investigación se realizó en la planta de óxidos, el cual es de propiedad de la Empresa Volcán CIA. Minera - 2017, actualmente esta planta está produciendo, y para poder realizar experimentos, se nos hizo muy limitadas.

1.6. Delimitación de la investigación

1.6.1. Delimitación espacial

La presente investigación se desarrolla en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera, en el departamento de Cerro de Pasco.

1.6.2. Delimitación social

La presente investigación que se realizó beneficiará a los trabajadores del área de mantenimiento de la planta de óxidos; de igual manera beneficiará a la Empresa Volcán CIA. Minera ya que se reducirán sus costos por mantenimiento preventivo y correctivo.

1.6.3. Delimitación temporal

La investigación se realizó de enero a diciembre del 2017.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del estudio

2.1.1 Antecedentes internacionales.

Córdova (2009), en su tesis de pregrado intitulada “Análisis de fallas de los sellos mecánicos en las bombas de proceso de una planta cervecera”, quien sustentó en la Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas Departamento de Mecánica para optar el Título de Ingeniero Mecánico; de cuyo trabajo de investigación se detalla la siguiente conclusión: “En los cinco (5) tipos de sellos mecánicos, se encontraron las cuatro (4) fallas recurrentes: fractura en las caras, desgaste del fuelle elastomérico, adherencia de partículas y desgaste o rayado de las caras. Las causas de la fractura en las caras del sello mecánico son: el ajuste o compresión incorrectos en la longitud operacional del resorte, durante la medición de sus dimensiones. Las causas del desgaste del fuelle elastomérico son: el uso de aditivos no apropiados durante su instalación.

Las causas de la adherencia de partículas en el sello mecánico son: la mala selección del material del sello mecánico con respecto al flujo bombeado. Las causas del desgaste o rayado en las caras del sello mecánico son: mal montaje del sello mecánico y el uso de aditivos incorrectos al instalar el sello. El bajo nivel de entrenamiento del personal de mantenimiento influyó en las cuatro (4) fallas analizadas. La encuesta de clima organizacional aplicada a los 17 empleados del área de elaboración suministró como resultado un 46 por ciento de insatisfacción en relación con el grado de entrenamiento ofrecido al personal, a la limitada capacitación y desarrollo con respecto a sellos mecánicos para adquirir y reforzar sus competencias, así como los conocimientos sobre instalación de los mismos; y un 35 % satisfecho. (pp. 6 y 7)

Quijada (2007), en su tesis intitulada: “Modificación del sistema de sellado de las bombas p-3930 a/b y p -3900 a/b de la planta de agua de sincron” el mencionado investigador, quien presentó y sustentó para obtener el título de Ingeniero Mecánico, En la Universidad Simón Bolívar, Facultad de Ingeniería Mecánica de cuyo trabajado de investigación se deduce la siguiente conclusión final: “La mayor cantidad de fallas y costos asociados a reparaciones en sellos mecánicos se han presentado en las bombas P-3930 A/B. Desde la instalación de los equipos, de un total de 14 fallas por sellos mecánicos, 10 han sido en estas bombas, es decir el 71% de las fallas totales. Igualmente, ambas concentran los mayores costos por reparaciones asociadas a dichas fallas. El monto total de las reparaciones asociadas a las fallas de los sellos mecánicos de ambas ascienden a 109 millones de Bs, de un total de 127 millones gastados en todas las bombas, es decir, el 86% de

los costos se ha destinado a las bombas P-3930 A/B. La causa principal de falla se debe a incrementos en la cantidad de crudo y sólidos presentes en la mezcla del fluido de trabajo de las bombas, aumentando los valores de la viscosidad sobre los niveles aceptados por los sellos tipo 5610Q. Actualmente las bombas trabajan con un fluido con viscosidad por el orden de los 2 cP, valor superior a 0,45 cP, máximo valor aceptado por los sellos mecánicos modelo 5610Q. Los valores máximos de concentración de sólidos en suspensión (TSS) aceptados por las bombas P-3900 A/B y P-3930 A/B son 40 ppm y 100 ppm respectivamente. En la actualidad, el fluido de trabajo de las bombas P-3900 A/B presenta valores de TSS superiores a los 100 ppm llegando incluso a superar los 300 ppm. En el caso del fluido de trabajo de las bombas P-3930 A/B, los valores de TSS sobrepasan los 200 ppm, llegando a superar los 1300 ppm”. (pp. 7 y 8)

2.1.2 Antecedentes Nacionales.

Díaz (2009), en su tesis de pregrado, intitulada: “Bombeo de crudo altamente viscoso en el Tramo I del O.N.P mediante bombas de tornillo”, el mencionado investigador, quien presentó y sustentó para obtener el título de Ingeniero Mecánico – Eléctrico de la Universidad de Piura Facultad de Ingeniería, Programa Académico de Ingeniería Mecánico-Eléctrica; de cuyo trabajo de investigación se deduce la siguiente conclusión final; “Se logró demostrar la necesidad de implementar este proyecto de tesis, el cual plantea el reemplazo de la bombas centrífuga actual por una de tres tornillos para una operación más efectiva. Se verificó que no es recomendable seguir utilizando el equipo de bombeo actual ya que no es conveniente desde el punto de visto técnico ni desde el económico. La actual bomba centrífuga es

ineficiente para el bombeo de crudos con viscosidad elevada, su eficiencia de funcionamiento es demasiado baja. Las bajas eficiencias se reflejan en un elevado requerimiento de potencia para el bombeo. Dicha situación limita a la bomba centrífuga actual a bombear caudales bajos, imposibilitando el incremento del “rate” de bombeo ante posibles aumentos de producción, debido al posible bombeo de crudos viscosos de los lotes pertenecientes a Perenco, Pluspetrol, Repsol y otros lotes en exploración, mediante este tramo. Las bombas de tornillo son las más idóneas para el bombeo de crudos viscosos ya que presentan un buen comportamiento ante fluidos viscosos y brindan una amplia operación de caudales y presiones. Presentan un mayor rendimiento ante este tipo de fluidos, requiriendo una menor potencia; esto implica menores gastos de consumo de combustible, mantenimiento y posibilidad de aumentar el “rate” de bombeo”. (pp. 8 y 9)

Rojas (2007) en su tesis pregrado intitulada: “Análisis técnico de un programa de mantenimiento en una planta de harina de pescado de 60 ton/hr de capacidad”, perteneciente a la Universidad Nacional de Ingeniería, Facultad de Ingeniería Mecánica, quien presentó y sustentó para obtener el título de Ingeniero Mecánico; de cuyo trabajo de investigación se deduce la siguiente conclusión final: “El uso técnico y eficiente con el nuevo programa de mantenimiento preventivo y su correcto funcionamiento con las mejoras del caso, nos permitieron generar un beneficio económico anual de U.S. \$ 50,450 , para el primer año de implementado el programa, pero que se perfeccionara , para los siguientes , ese es el objetivo.

De acuerdo, a las estadísticas el gasto efectuado por mantenimiento, en la planta de harina, hasta antes de aplicado el programa en promedio era de

aprox. de U.S. \$ 86 000, anuales en mantenimiento, reduciéndose esta una vez aplicado el programa a un 40% menos, es decir los gastos serian del orden de U.S. \$ 51600, generándose un ahorro de U.S. \$ 34400 anual. Paralelamente, con una mejor predisposición de tener en el almacén central, solo los repuestos necesarios en stock, para el buen funcionamiento de la planta, es que se redujo, el manejo de estos, que inicialmente eran de U.S. \$ 3800 mensuales a U.S. \$ 2280, es decir un ahorro de U.S. \$ 1520 por mes. Durante el desarrollo de este plan se observó la reducción de los problemas que comúnmente se presentaban antes en las máquinas, en comparación con años atrás, que solo se detectaban en el momento que se presentaba la falla, pero que ahora no se pueden decir que no se presenta, sino que estas ya están controladas, por medio de revisiones periódicas, reduciéndolas a una mínima variable. La cantidad de fallas reportadas que no afectan el funcionamiento de la planta, en el año 2000 fue de 1054, reduciéndose estas después de aplicado el programa a 760 fallas reportadas, consiguiendo con esto una reducción del orden del 27,89%. Con esto no queremos pretender decir que las fallas vayan a desaparecer, todo lo contrario, estas desaparecerán, en el transcurrir del tiempo, y estas se empezaran a notar, ya para el periodo del año 2002, esperándose una reducción del orden de entre el 40% al 55 %, hasta llegar a un margen de que estas sean mínimas, que es lo que se pretende". (pp 9 y 10)

2.2. Bases teóricas y científicas

2.2.1 Antecedentes históricos

Según Ibarra, Rodríguez y otros (1997), Agua y aire son dos fluidos vitales, además de ser necesarios para la vida, han sido a lo largo de la historia compañeros inseparables del ser humano en su intento de aprovecharlos para desarrollar sus actividades. De hecho, la civilización humana se ha desarrollado en estrecha convivencia con los fluidos actuando desde un principio para intentar controlarlos.

La civilización sumeria nació aproximadamente hace 7500 años en la región de Sumer, también conocida como Mesopotamia, que hoy se corresponde con la República de Irak. Fueron también que por primera vez el ser humano intenta interaccionar con los fluidos, agua y aire, para su propio provecho. De esta época son las primeras obras hidráulicas y fundamentalmente en la zona sur de Mesopotamia, el complejo sistema hidráulico de canales, diques y presas supuso, junto a la riqueza del suelo, el desarrollo de una floreciente agricultura.

En el campo del bombeo, hacia mediados del siglo XIX, las limitaciones y desventajas de las bombas hidráulicas reciprocantes se ponen ya en manifiesto y se empiezan a ensayar bombas de tipo centrífugo aunque es difícil señalar el inventor o inventores de las mismas. Algunos dibujos de Leonardo da Vinci en el siglo XV ya muestran cómo la fuerza centrífuga actuando sobre el agua podría aprovecharse para elevarla a una cierta altura. Sin embargo el italiano Jordan dibuja en el siglo XVII el esquema claro de una bomba centrífuga y el francés Le Demour diseña en 1732 el primer aparato que eleva agua usando la fuerza centrífuga. Se basaba en una

tubería inclinada girando en torno a un eje vertical en la que el agua ascendía por efecto de dicha fuerza. Sin embargo, no es hasta comienzos del siglo XVIII que el físico francés Papin construye la primera bomba centrífuga si bien con diseño primitivo, de la que se tiene constancia. En 1818, Andrews, en los EE.UU., construyó una bomba centrífuga de una etapa cuyo diseño mejoró notablemente en 1846. Hacia mediados del siglo, John Gwinne Works, en el Reino Unido, empleo los resultados de Andrews para manufacturar unas cuantas bombas centrífugas de doble succión. Otro resultado de los trabajos de Andrews fue la construcción de las primeras bombas multietapa, patentadas por primera vez en 1851, aún con un diseño imperfecto. Este diseño preliminar fue empleado por el famoso científico Reynolds en Gran Bretaña quien añadió el difusor y la pieza de parada para eliminar la rotación entre etapas y patentó el diseño, siendo básicamente igual que las actuales. En general, las bombas centrífugas requieren velocidades de rotación relativamente altas, por lo que sólo comenzó a extenderse su uso con la energía eléctrica y la introducción del motor trifásico desarrollado por el ingeniero ruso V.O. Dolivo-Dobrovolskiy en 1888-1889. En el siglo XX conoce un desarrollo sin precedentes en todo el mundo con el empleo de turbinas hidráulicas en los aprovechamientos hidroeléctricos siendo la energía hidroeléctrica uno de los pilares junto a la nuclear y termoeléctrica, en los que se asientan las políticas energéticas de prácticamente todos los países”.

2.2.2 Conceptualización de la variable independiente: Modificación del sello mecánico

Según Mott (2006), El diseño de elementos de máquinas es parte integral del más extenso y general campo del diseño mecánico. Los diseñadores y los ingenieros de diseño crean aparatos o sistemas que satisfagan necesidades específicas. En el caso típico, los aparatos mecánicos comprenden piezas móviles que transmiten potencia y ejecutan pautas específicas de movimiento. Los sistemas mecánicos están formados por varios aparatos mecánicos

El objetivo final de un diseño mecánico es obtener un producto útil que satisfaga las necesidades de un cliente, y además sea seguro, eficiente confiable, económico y de manufactura práctica.

El diseño en ingeniería mecánica; Los problemas reales se resisten a la especialización. Un simple muñón y cojinete involucran flujo de fluidos, transferencia de calor, fricción, transporte de energía, selección de materiales, tratamientos termomecánicos, descripciones estadísticas, etc. La construcción debe respetar el medio ambiente. Las consideraciones de calefacción, ventilación y de acondicionamiento del aire son lo suficientemente especializadas que algunos hablan del diseño de la calefacción, ventilación y del acondicionamiento del aire como si estuvieran separados y fueran distintos del diseño en la ingeniería mecánica. En forma similar, algunas veces el diseño de motores de combustión interna, de turbomaquinaria y de motores de reacción se considera entidades discretas. La serie de adjetivos que siguen a la palabra diseño sólo es una ayuda para describir el producto. De manera similar, hay frases como diseño de

máquinas, diseño de elementos de máquinas, diseño de componentes de máquinas, diseño de sistemas y diseño de potencia hidráulica. Todas ellas son ejemplos un poco más enfocados del diseño en la ingeniería mecánica. Se basan en las mismas fuentes de conocimiento, se organizan en forma similar y requieren habilidades semejantes.

Materiales para el sello mecánico

Según Cabosystem (2017), Recuperado de:
<http://carbosystem.com/carburo-de-silicio/>.

Carburo de silicio. El carburo de silicio es un compuesto de una gran dureza, similar a la del diamante, con una propiedades conductoras y refractarias que lo hacen ideal para su uso en procesos industriales y la fabricación de componentes y productos sometidos a condiciones extremas de temperatura, volteje y frecuencia. Este material semiconductor y refractario tiene una dureza de alrededor de 9 en la escala de Mohs, lo cual supone una gran ventaja frente a otros materiales semiconductores con menor resistencia mecánica.

Propiedades:

- Alta conductividad térmica
- Bajo coeficiente de dilatación
- Resistencia a la corrosión
- Bajo coeficiente de fricción
- Alta temperatura de trabajo
- Alta resistencia mecánica

Alloy C – 276

El material utilizado para los resortes del sello mecánico es el Alloy C – 276 es una aleación de Níquel-Molibdeno-Cromo, generalmente considerada como una versátil aleación resistente a la corrosión. Esta aleación soporta la formación de precipitación de granos en la zona afectada por la soldadura, lo que la hace apropiada para la mayoría de las aplicaciones químicas en su condición con soldadura. La aleación C-276 dispone de una excelente resistencia a la corrosión localizada y a los ambientes de oxidación. Debido a esta versatilidad, la aleación C-276 puede ser utilizada en condiciones irregulares, lo que es probable que ocurra en plantas multifuncionales.

Dúplex S.S.

Los aceros inoxidable dúplex son la familia más reciente de aceros inoxidable. Se denominan grados dúplex (o austenítico - ferítico) porque su estructura metalúrgica consta de dos fases, austenita (celosía cúbica centrada en la cara) y ferrita (celosía cúbica centrada en el cuerpo) en proporciones aproximadamente iguales. Se utilizan por sus buenas propiedades mecánicas en el fundido (y, por lo tanto, en el estado soldado) y / o por sus excelentes propiedades de resistencia a la corrosión (particularmente al agrietamiento por corrosión por tensión). Suelen dividirse en tres subgrupos: Grado 1.4462 que ha sido el grado inicialmente desarrollado. y representa la "gama media" de propiedades y es quizás la más utilizada hoy en día. Los grados súper dúplex que se desarrollaron posteriormente para satisfacer las demandas específicas del petróleo y el gas, así como las de las industrias químicas. Ofrecen una resistencia

superior a la corrosión, pero son más difíciles de procesar. El procesamiento defectuoso dará como resultado un rendimiento deficiente y se recomienda a los usuarios que traten con proveedores / procesadores acreditados. Las calidades de Lean Dúplex, generalmente de grado en 1.4362, se han desarrollado más recientemente para aplicaciones menos exigentes, particularmente en la industria de la construcción y la construcción. Su resistencia a la corrosión es más cercana a la del grado austenítico estándar en 1.4401 (con una ventaja adicional en la resistencia al agrietamiento por corrosión por tensión) y sus propiedades mecánicas son más altas. Esto puede ser una gran ventaja cuando la fuerza es importante. Este es el caso en puentes, recipientes a presión o barras de unión.

316 S S

En metalurgia, el acero inoxidable, también conocido como acero inox o inox de inoxidables, es una aleación de acero con un contenido de cromo en masa de un 10,5% como mínimo. Los aceros inoxidables son notables por su resistencia a la corrosión, que aumenta al aumentar el contenido de cromo. Las adiciones de molibdeno aumentan la resistencia a la corrosión en la reducción de ácidos y contra el ataque de picaduras en soluciones de cloruro. Por lo tanto, hay numerosos grados de acero inoxidable con diferentes contenidos de cromo y molibdeno para adaptarse al entorno que la aleación debe soportar. La resistencia del acero inoxidable a la corrosión y las manchas, el bajo mantenimiento y el brillo familiar lo convierten en un material ideal para muchas aplicaciones donde se requiere tanto la resistencia del acero como la resistencia a la corrosión. Los aceros inoxidables se enrollan en láminas, placas, barras, alambres y tubos para

ser utilizados en: utensilios de cocina , cubiertos , instrumentos quirúrgicos , electrodomésticos principales; material de construcción en grandes edificios, como el edificio Chrysler ;equipos industriales (por ejemplo, en fábricas de papel, plantas químicas , tratamiento de aguas); y tanques de almacenamiento y camiones cisterna para productos químicos y alimentos (por ejemplo, camiones cisterna para productos químicos y camiones cisterna). La resistencia a la corrosión del acero inoxidable, la facilidad con la que se puede limpiar y esterilizar con vapor, y la no necesidad de otros recubrimientos de superficie también ha influido en su uso en cocinas comerciales y plantas de procesamiento de alimentos.

TFE Propileno

El FEP se puede describir como una resina de fluoropolímero que tiene la mayor parte de la excelente propiedades físicas, químicas y eléctricas de resina de fluoropolímero PTFE pero con la capacidad de ser procesados utilizando equipos de procesamiento de termoplásticos convencionales. La temperatura superior de uso continuo es de 200°C (392°F). El FEP se utiliza satisfactoriamente en el servicio criogénico a temperaturas muy por debajo de la del nitrógeno líquido. Es normalmente inerte al oxígeno líquido (LOX) cuando las superficies están libres de cualquier contaminación, pigmentación, o materiales de carga. La resistencia a los productos químicos es excelente, como así también la resistencia a la intemperie. Esta combinación de propiedades y procesabilidad hacen del FEP el producto preferido en aplicaciones tales como revestimientos de válvulas y bombas, revestimientos de tuberías, películas de liberación o para aplicaciones similares donde la resistencia a los productos químicos o a temperaturas

elevadas es esencial, o donde el servicio a temperaturas extremadamente bajas se desea. Este fluoropolímero se puede aplicar en dispersiones acuosas en base solvente y en polvo. En algunas ocasiones se puede encontrar con cargas y aditivos especiales.

Las propiedades que lo caracterizan son:

Alta antiadherencia.

Resistencia mecánica al corte y la abrasión inferiores al PTFE y al PFA.

Alta resistencia química.

Posibilidad de aplicación de altos espesores. (50-1000 μm).

Temperatura máxima de uso continuo de 205° C.

Lubricación en seco.

Propiedades dieléctricas.

En algunos casos es posible la regulación FDA

Muy elevado desmoldeo.

Fluoroelastomero

Su abreviatura internacional es FKM (Fluor Karbon Monomer)y el nombre conocido más extendido en la industria es cauchos fluorados. Los fluoroelastomeros son un tipo de goma que sirven para la fabricación de repuestos industriales y empaquetaduras utilizadas en los cierres de ejes para impedir la fuga de fluidos, de esta manera se convierten en las mejores soluciones industriales para las máquinas de bombeo. Es muy frecuente utilizarlos en tipos de estanqueidad estática con Juntas toricas, como solución simple y eficaz al problema de control de fluidos. El fluoroelastómero ha sido creado para resistir altas temperaturas, hasta 200 °C, también se aplica en la industria automotriz para la elaboración de sellos

mecánicos. Los repuestos industriales hechos con este compuesto pueden tolerar combustibles, aceites y una amplia gama de químicos y disolventes, tienen propiedades exclusivas, como resistencia mejorada para la baja temperatura y productos químicos.

Propiedades:

- Resistencia al frío satisfactoria (-30°C/-50°C).
- Extraordinaria resistencia a la temperatura. En continuo hasta 250°C e intermitentemente hasta 300°C.
- Son auto-extinguibles y tiene una excelente resistencia al ozono y a la intemperie.
- Excelente deformación remanente a la compresión a altas temperaturas.
- Resistencia química; son de los cauchos sintéticos más resistentes a los hidrocarburos, tanto alifáticos como aromáticos y clorados. Excelente resistencia a los ácidos y álcalis, incluso oxidantes.
- Débil resistencia a los esteres y cetonas

PTFE

El politetrafluoroetileno (P.T.F.E.) es un polímero de altísimo peso molecular, cuya molécula está constituida por átomos de flúor y de carbono, unidos entre sí por una fuerza que químicamente es una de las más elevadas que se conocen, lo cual convierte al P.T.F.E en inerte, ya que el enlace químico en la molécula es prácticamente imposible de romper.

Sus características más notorias son:

- Elevada resistencia térmica.
- Elevada resistencia química y a los solventes.
- Elevada anti adhesividad.

- Elevadas características dieléctricas.
- Bajo coeficiente de fricción.
- Sanitario.

Propiedades del PTFE Virgen (Blanco)

Propiedades Térmicas

Estabilidad térmica; Es uno de los materiales plásticos térmicamente más estables. A 260 °C no existe descomposición apreciable. A 327 °C el PTFE Toma un aspecto amorfo gelatinoso, sin fundir, conservando todavía sus formas geométricas.

Dilatación; El coeficiente de dilatación es lineal, y varía con la temperatura.

Conductividad térmica; El coeficiente de conductividad térmica es relativamente bajo, por lo que puede considerarse al PTFE un buen aislante. El agregado de cargas aumenta la conductividad térmica.

Comportamiento frente a agentes externos

Resistencia a los agentes químicos; Absolutamente inertes. No hay agente químico que lo ataque.

Resistencia a los solventes; Es insoluble en cualquier solvente hasta los 300 °C.

Resistencia a los agentes atmosféricos y a la luz; Absolutamente inerte

Resistencia a las radiaciones; Las radiaciones tienden a provocar la rotura de la molécula de PTFE, especialmente en presencia del oxígeno.

Permeabilidad a los gases; Las características de permeabilidad son similares al resto de los materiales plásticos.

Propiedades Físico – Mecánicas

Resistencia a la tracción y compresión; Conserva sus valores en un amplio rango de temperaturas, y puede ser usado en servicio continuo hasta los 260 °C, mientras que a -270 °C conserva todavía una cierta plasticidad a la compresión.

Resistencia a la flexión; El PTFE es relativamente flexible y no se rompe.

Memoria plástica; Si a un trozo de PTFE se lo somete a deformaciones de tracción y compresión por debajo del límite de rotura, parte de estas deformaciones permanece, creando tensiones que se pueden eliminar por calentamiento. Esta propiedad se denomina “memoria plástica”.

Fricción; Posee el coeficiente de fricción más bajo conocido entre todos los materiales sólidos. Se puede ubicar entre 0,04 y 0,15, dependiendo del agregado de cargas.

Desgaste; Depende de las condiciones de la otra superficie de rozamiento, y está en función de las velocidades y las cargas.

Propiedades Eléctricas

Rigidez dieléctrica; Varía con el espesor y disminuye con el aumento de frecuencia. Queda prácticamente constante hasta los 300 °C

Constante dieléctrica; Posee valores muy bajos y que permanecen constantes hasta los 300 °C.

Propiedades de la Superficie

La constitución molecular del P.T.F.E. le confiere una elevada anti adhesividad, por lo cual su superficie resulta difícilmente humectable. El

ángulo de contacto con el agua es de 110 °, y líquidos con una tensión superficial superior a 20 dinas/cm no mojan al P.T.F.E.

Agregado De Cargas

Fibra de Vidrio; El vidrio mejora las características de desgaste, pero posee escasa resistencia a los álcalis y al ácido fluorhídrico.

Carbón de Coke; Mejora las características de desgaste y deformación bajo carga. Aumenta la conductividad térmica y eléctrica, sin modificar la resistencia química.

Bronce; Disminuye mucho el desgaste y aumenta la resistencia a la deformación bajo carga y la conductividad térmica. Posee baja resistencia a los agentes químicos.

Grafito; Reduce el coeficiente de fricción, y se agrega en conjunto con otras cargas para mejorar sus características.

Otras Cargas;

Disulfuro de molibdeno: se agrega para mejorar el coeficiente de fricción.

Polvos metálicos: Acero inoxidable, níquel, titanio. Se utilizan en reemplazo del bronce, ya que tienen mejor resistencia química, aunque sus coeficientes de fricción son mayores a los del bronce.

2.2.3 Conceptualización de la variable dependiente: Vida útil

Vida útil

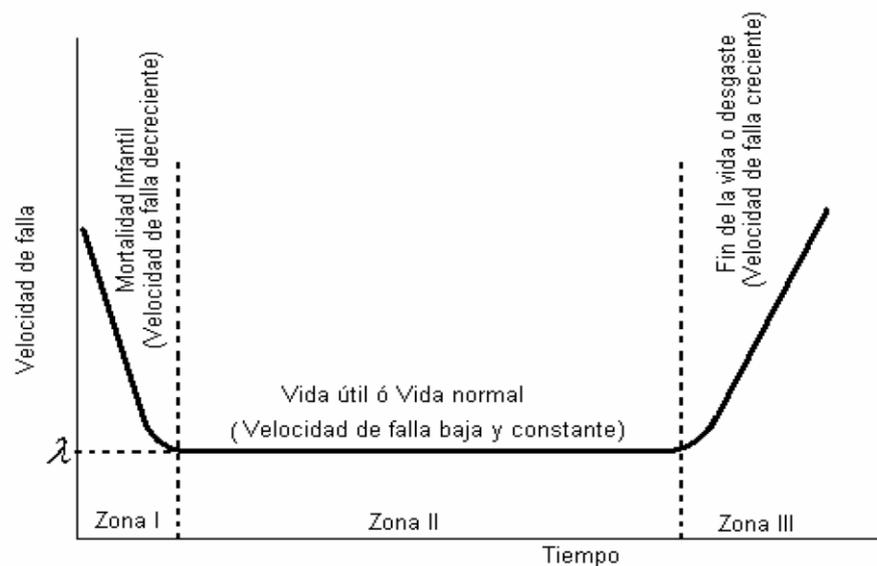
Según Wikipedia (2017), Recuperado de:

https://es.wikipedia.org/wiki/Vida_%C3%BAtil

La vida útil es la duración estimada que un objeto puede tener, cumpliendo correctamente con la función para el cual ha sido creado. Normalmente se calcula en horas de duración.

Típicamente vinculado a la discusión de la confiabilidad está el concepto de “curva bañera” (bathtub curve). En la figura 1 se muestra la curva de la bañera, la cual se puede dividir en tres partes o zonas.

Figura 1. Curva de la Bañera



Fuente Wikipedia

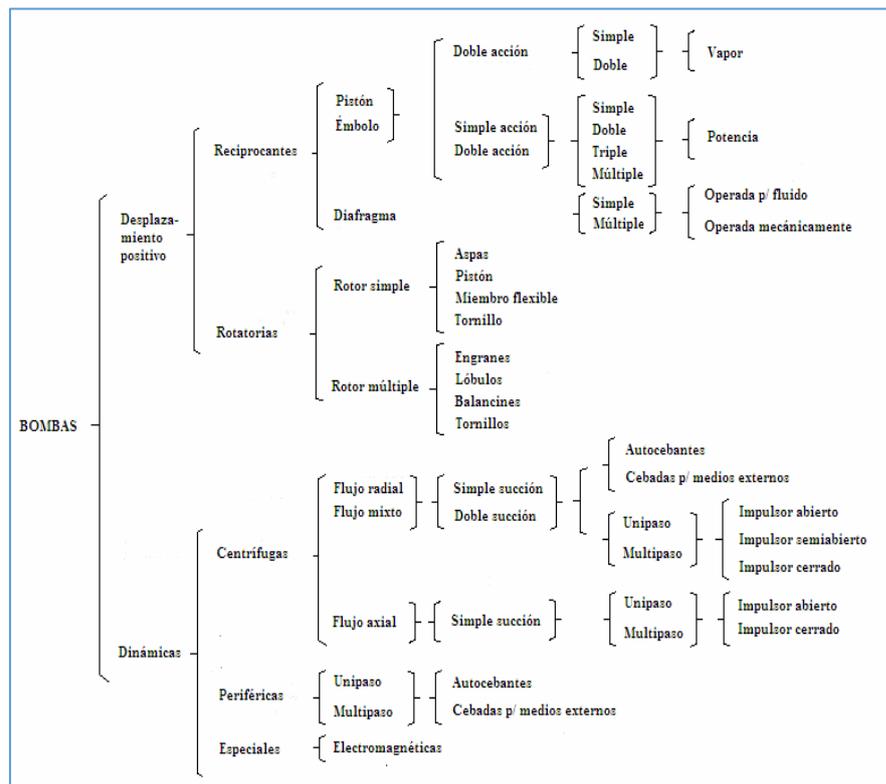
Equipo de bombeo

Según Quijada (2007), en su tesis titulada “Modificación del sistema de sellado de las bombas P-3930 A/B y P-3900 A/B de la planta de agua de Sincor” especifica que un equipo de bombeo es un dispositivo hidráulico capaz de transformar la energía y transmitírsela a un fluido. Recibe energía mecánica proveniente de un motor eléctrico, térmico u otro, y la transforma en energía de presión, de posición o de velocidad, incluso las tres a la vez, transmitiéndola a un fluido a través de todos sus componentes.

Clasificación de las bombas

El mundo de las bombas es un mundo muy extenso y diverso. Para distinguir las diferentes clases de bombas que existen se dispone de la clasificación dada por El Instituto Hidráulico de Los Estados Unidos de América. Dicho instituto se encuentra constituido por más de cincuenta compañías fabricantes de equipos de bombeo en el mundo entero y se ha dedicado a mantener al día las diferentes normas relacionadas a todos los tipos de bombas. A continuación en la Ilustración 1, se presenta una clasificación completa y detallada de las diferentes clases de bombas existentes.

Ilustración 1. Clasificación de las Bombas Centrífugas



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

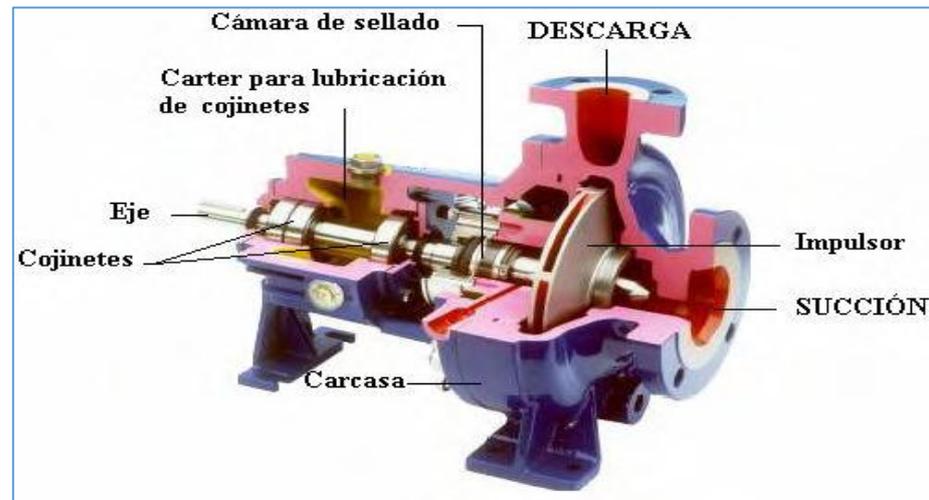
Al observar la anterior clasificación se puede apreciar la extensa gama de bombas existentes. En ella se toma en cuenta el patrón de desplazamiento del fluido dentro de los elementos de la bomba. Así, en aquellos casos en

donde el fluido se desplace a presión dentro de un recinto cerrado como consecuencia del movimiento suavizado de un pistón o émbolo, se trata de bombas de desplazamiento positivo. Para el caso en el que el fluido es desplazado por el movimiento de uno o varios impulsores provistos de álabes, se trata de las bombas centrífugas. Dichas bombas tienen un uso muy extenso en la industria ya que son adecuadas casi para cualquier servicio, son capaces de manejar más cantidad de líquido que las bombas de desplazamiento positivo. En este caso, el enfoque se centrará alrededor de las bombas centrífugas.

Una bomba centrífuga es una máquina hidráulica que transforma la energía mecánica de un impulsor rotatorio en energía cinética y posteriormente en energía de presión. Está constituida principalmente por un elemento giratorio conformado por un impulsor (rodete) y un eje o flecha, y un elemento estacionario compuesto por una carcasa llamada voluta, estoperas y chumaceras.

La energía mecánica es transmitida a través de un eje que al girar conjuntamente con el impulsor transfiere dicha energía a través de álabes al fluido que entra axialmente al ojo del impulsor. Así la energía se transforma en energía cinética a través del aprovechamiento de la acción centrífuga, para posteriormente convertirse en energía de presión al disminuir la energía cinética ya sea por la expansión del fluido en la tobera de descarga o por el paso del mismo a través de difusores estacionarios ubicados en la carcasa de la bomba. En la Ilustración 2 se pueden observar las partes fundamentales de una bomba centrífuga.

Ilustración 2. Bomba Centrífuga



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

En cuanto a la clasificación de las bombas centrífugas, las bombas con carcasa de voluta se llaman bombas de voluta, las que tienen paletas difusoras se llaman bombas de difusor. Existen otras categorías, de las cuales varias están relacionadas con el impulsor, estos se clasifican de acuerdo a la dirección principal del flujo con respecto al eje de rotación, por lo que se pueden tener: Impulsores de flujo radial, impulsores de flujo axial, impulsores de flujo mixto, que combinan los principios de flujo axial y radial.

Adicionalmente, los impulsores se clasifican de acuerdo con la disposición del flujo en: impulsores de succión sencilla, con una sola entrada en un lado y de succión doble, en el cual el agua fluye en forma simétrica hacia el impulsor desde ambos lados. También se clasifican según su construcción mecánica en: cerrados, con protección o paredes laterales que cubren los conductos para agua, abiertos, sin protección y semiabiertos o semicerrados. Si la bomba es del tipo en la cual la carga o elevación se desarrolla con un impulsor sencillo, la bomba se llama de una etapa, cuando

se emplean dos o más impulsores que funcionan en serie, la bomba se llama de etapas múltiples.

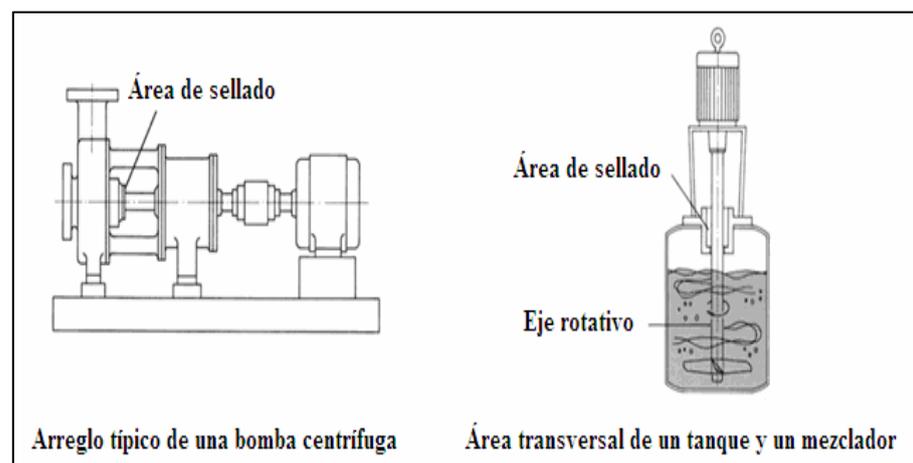
El diseño mecánico de la carcasa añade otra clasificación: dividida en sentido axial o dividido en sentido radial. El eje de rotación determina si la bomba es de árbol horizontal, vertical o, a veces, inclinado. Por lo mismo se les llama bombas horizontales o verticales. Las bombas centrífugas horizontales se clasifican, todavía más, de acuerdo con la ubicación de la tobera de succión, como: succión por el extremo, succión lateral, succión inferior y succión superior.

Sellado de bombas centrífugas

Un aspecto relacionado intrínsecamente a la estructura y al modo de operación de las bombas centrífugas es la existencia de fugas hacia el exterior del fluido bombeado o en el caso contrario, la entrada de aire o fluidos contaminantes al interior de la bomba. La configuración de este tipo de bombas en las que un eje rotativo atraviesa una carcasa, permite la salida o la entrada de fluido a través de las holguras existentes entre el eje y el borde de dicha carcasa. La presión existente a la descarga de la bomba forzaría el paso de cierta cantidad de producto por detrás del impulsor hacia el eje motor, en donde trataría de escaparse por los alrededores de dicho eje. A pesar de que existen diversas técnicas de diseño empleadas por los fabricantes de bombas con el fin de reducir la presión del fluido que se está tratando de escapar, no existe una manera de eliminar esta presión completamente, por lo que se requiere de dispositivos de sellado para limitar el escape del fluido hacia la atmósfera.

La selección del dispositivo de sellado más adecuado constituye un factor clave en el rendimiento de la bomba ya que de él dependerá la mayor o menor confiabilidad del equipo traduciéndose en mayores o menores costos de mantenimiento y tiempos de parada. Los dispositivos de sellado pueden ser estáticos o dinámicos. Los sellos estáticos se emplean en aquellos casos en donde no existe movimiento en la unión a ser sellada. Los empaques y los anillos tipo “o” (o’rings) son sellos estáticos típicos. Los sellos dinámicos se utilizan cuando existe movimiento relativo entre las superficies en contacto. Un ejemplo lo constituye la configuración eje-carcasa en una bomba centrífuga o también el caso de un eje rotativo que transmita potencia a través de la pared de un tanque. En la Ilustración se pueden apreciar mejor estos ejemplos de configuraciones que requieren de sellos dinámicos.

Ilustración 3 Configuración de sellos mecánicos dinámicos



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Los sellos dinámicos cubren las mayores necesidades de sellado industrial, y, debido al uso cada vez más creciente de las bombas centrífugas y rotativas se ha incrementado la implementación de los sellos

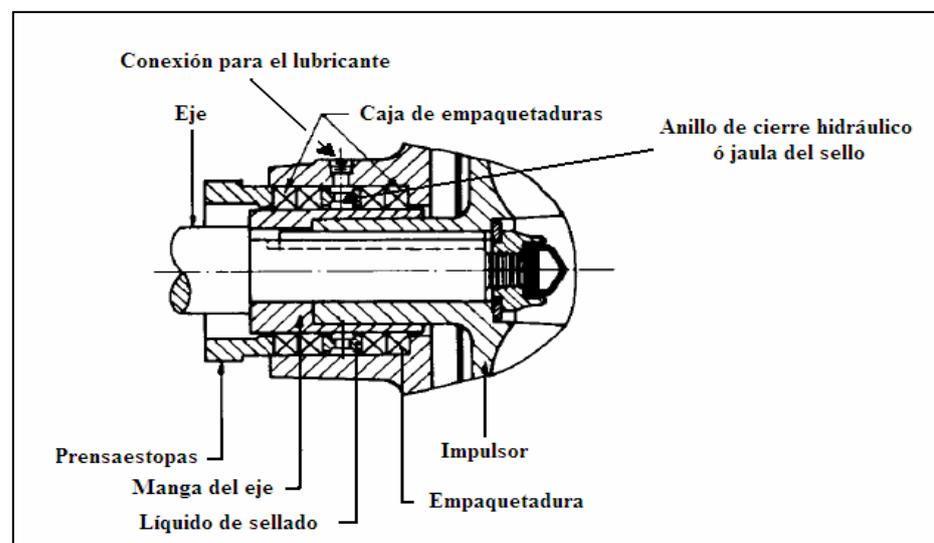
para eje rotativo, entre los cuales se destacan las empaquetaduras y los sellos mecánicos. Tanto las empaquetaduras como los sellos mecánicos se encuentran ubicados sobre el eje de la bomba a través de cajas de empaquetaduras o prensaestopas para el caso de las empaquetaduras y a través de cámaras de sellado cuando se utilizan los sellos mecánicos. La función de ambos recintos es la de alojar a los dispositivos de sellado dentro de la estructura del equipo.

Empaquetaduras

Las empaquetaduras se utilizan en las bombas centrífugas con el fin de controlar las fugas hacia el exterior del fluido bombeado, o, en caso contrario, la entrada de aire hacia el área de bombeo. Este sistema de sellado permite reducir al mínimo más no eliminar completamente el escape del fluido a través de los claros mecánicos.

En la Ilustración 4 se puede observar un arreglo típico de una empaquetadura sobre el eje de una bomba centrífuga.

Ilustración 4 Arreglo típico de una empaquetadura



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

En un arreglo de este tipo la cantidad de empaquetaduras a utilizar puede variar, depende de la aplicación en la que se esté implementando el sistema de sellado y de los requerimientos del equipo rotativo. Si se observa la Ilustración 4, dos anillos de empaquetadura son utilizados para aislar el líquido del proceso del lubricante de la empaquetadura. Cuando la aplicación requiere de la inyección de un lubricante externo hacia la empaquetadura se emplea un anillo de cierre hidráulico, también llamado jaula del sello, cuya función es distribuir el flujo. Dos anillos ubicados entre el anillo de cierre hidráulico y el prensaestopas son utilizados para restringir la fuga del lubricante hacia la atmósfera. El prensaestopas es utilizado para cargar mecánicamente a las empaquetaduras en su dirección axial. El tamaño de las empaquetaduras depende del tamaño del equipo. Normalmente, para ejes rotativos, se utilizan las empaquetaduras cuadradas de tamaño estándar.

Dependiendo del tipo de operación en la cual se utilizará la empaquetadura, éstas pueden ser de compresión, automáticas o flotantes. Las empaquetaduras automáticas y flotantes no requieren de ajustes en el prensaestopas para controlar la fuga del fluido. Las empaquetaduras automáticas están restringidas a un espacio dado y son activadas por la presión de operación.

Las empaquetaduras flotantes comprenden los anillos de pistón y los anillos segmentados, los cuales pueden ser energizados a través de un resorte. Estas empaquetaduras suelen usarse en aplicaciones de tipo recíprocante. Las empaquetaduras de compresión son las más usadas en los equipos rotativos. La empaquetadura se encuentra aprisionada entre el

extremo interno de la caja de empaquetaduras y el prensaestopas. El sello estático se genera entre el extremo del anillo y el diámetro interno de la caja de empaquetaduras. El sello dinámico se forma entre la empaquetadura y el eje o la manga del eje. En presencia de una carga la empaquetadura se deforma sobre el eje minimizando así el goteo de fluido. Siempre se requerirá del paso de líquido alrededor del eje para lubricar y enfriar el sello.

El diseño del anillo de la empaquetadura y los materiales de construcción deberán resistir el desgaste del eje y las desalineaciones que éste pueda sufrir, así como también compensar la expansión térmica del equipo sin que exista un incremento apreciable en el goteo de fluido. Este tipo de empaquetaduras se ajustan durante la operación del equipo para así controlar las fugas. En general, las altas temperaturas y las altas presiones de los procesos hacen difícil el mantenimiento de las empaquetaduras, para este tipo de servicios tan severos se suelen utilizar los sellos mecánicos. Además, actualmente, las rigurosas normas sobre emisiones limitan el uso de las empaquetaduras a líquidos no peligrosos. Esto, sumado a la necesidad de reducir los costos de mantenimiento ha aumentado la preferencia por los sellos mecánicos.

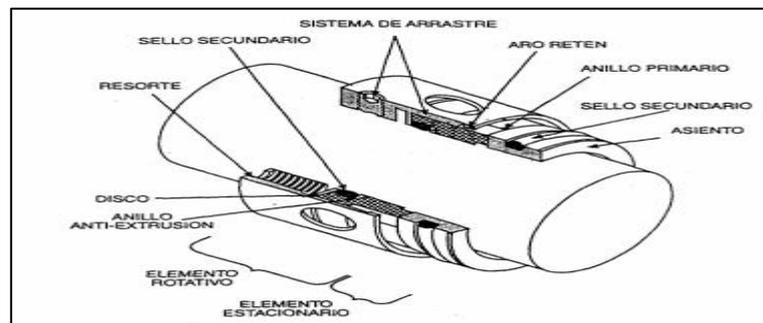
Sellos mecánicos

Un sello mecánico es un dispositivo de sellado empleado para evitar la fuga de fluidos en aquellas configuraciones en las que un eje rotativo atraviesa un recipiente o carcasa. Fue desarrollado para superar las desventajas presentadas por las empaquetaduras. Pudiéndose a través de ellos reducir las fugas hasta los niveles requeridos por las regulaciones

ambientales y aumentando notablemente la disponibilidad de los equipos al verse disminuidos tanto los tiempos como los costos de mantenimiento.

Los sellos mecánicos están constituidos principalmente por dos elementos, un elemento rotativo y uno estacionario. El sellado se lleva a cabo mediante el contacto axial entre las caras que se encuentran dispuestas perpendiculares al eje y en movimiento relativo una respecto a la otra. Además de todo esto, existe una gran cantidad de elementos que al actuar de manera conjunta dentro de la configuración del sello contribuyen a que éste cumpla su función de manera efectiva, permitiendo además que se presente una amplia variedad de diseños. En la Ilustración 5 se pueden observar los principales componentes de un sello mecánico y su disposición sobre un eje rotativo.

Ilustración 5. Sellos mecánicos



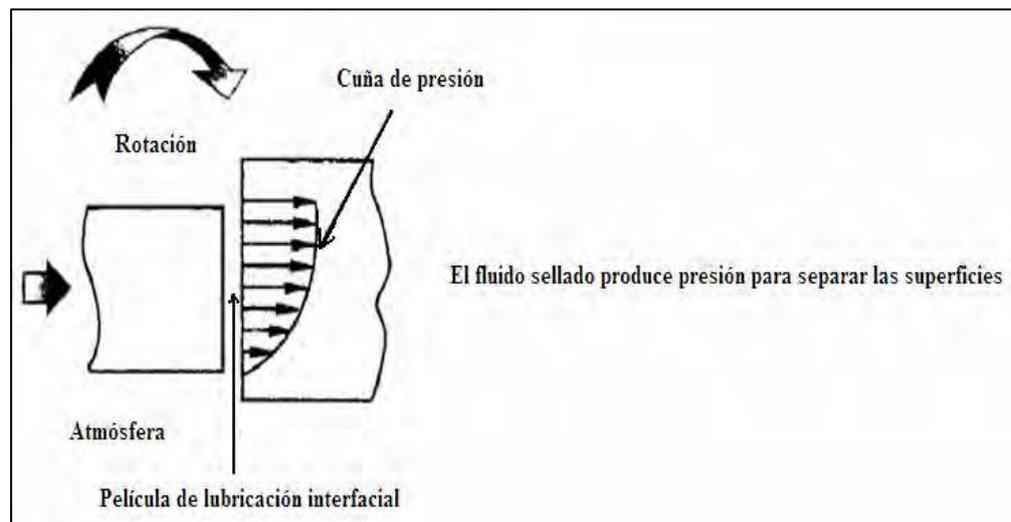
Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Así, entre los componentes de un sello mecánico se pueden destacar los siguientes elementos básicos: Un conjunto de caras de sellado primario, una rotativa o anillo primario y una estacionaria, llamada también asiento; Un conjunto de sellado secundario tanto del anillo primario como del asiento; Un sistema de arrastre; Resortes.

El sellado primario se lleva a cabo entre la cara rotativa y el asiento, piezas planas y lapeadas que al estar en contacto y en movimiento relativo

una respecto a la otra evitan la posibilidad de que se forme un patrón de goteo o fuga perpendicular al eje. El contacto entre dichas caras se obtiene a través del empuje generado por fuerzas axiales ya sea provenientes de un resorte o, dependiendo del caso, de la misma presión ejercida por el fluido bombeado. La presión generada por dichas fuerzas axiales se distribuye en las caras de contacto en forma de cuña formando una película de lubricación interfacial conocida como cuña de presión y encargada de producir el sellado primario. Esto se puede observar en la Ilustración 6 que se muestra a continuación.

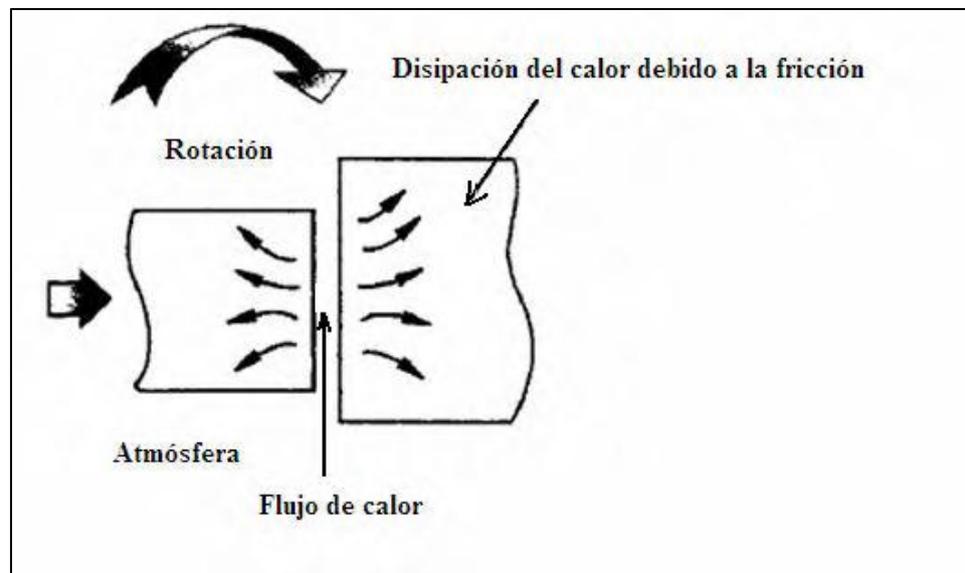
Ilustración 6. Película de lubricación



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Esta película de fluido se desarrolla junto con el calor debido a la fricción entre las caras deslizantes, tal cual como se observa en la Ilustración 7.

Ilustración 7 Flujo de calor



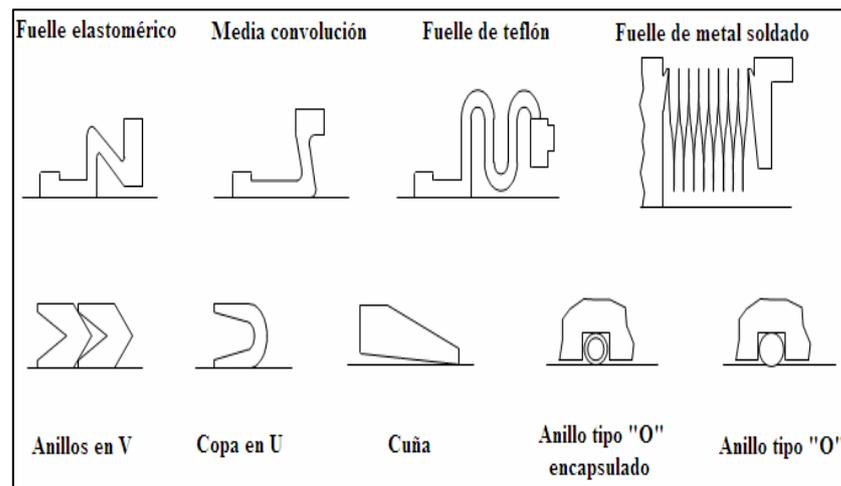
Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

El calor generado en las caras del sello debe ser removido para así prevenir que el líquido a sellar se vaporice o comience a carbonizarse. Puede removerse a través de un chorro de líquido ubicado en las caras del mismo, los métodos de lubricación serán tratados más adelante. Funcionando adecuadamente, el sellado primario debe cubrir dos aspectos: la retención del fluido y la preservación de las superficies deslizantes por medio de la película de lubricación interfacial.

La magnitud de la presión en las caras de contacto es muy importante, si llegase a ser muy alta, la película de lubricación sería expulsada, por lo que el sello correría en seco acelerando así la destrucción de los elementos en contacto. En caso de que se tuviese una presión muy baja, el contacto sería deficiente y por lo tanto se generaría la fuga del fluido. Los elementos de sellado secundario son los encargados de impedir la fuga del fluido por los senderos que se producen al instalar los elementos de sellado primario tanto

fijos como móviles. Generalmente se utilizan como elementos de sellado secundarios los anillos tipo “O” (o’rings), los empaques de teflón y de grafoil y los fuelles elastoméricos, metálicos y también de teflón. En la Ilustración 8 se pueden apreciar algunos de estos elementos de sellado secundario.

Ilustración 8 Elementos de sellado secundario



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

El sistema de arrastre es el encargado de transmitir el movimiento rotacional desde el eje hasta el anillo primario, permitiendo el movimiento axial del mismo. Dentro de los sistemas de arrastre existentes se pueden mencionar los siguientes:

Banda de arrastre sobre fuelle elastomérico: en este caso una banda de arrastre o anillo comprime el elastómero sobre el eje fijándolo fuertemente, la banda posee salientes que encajan en las ranuras del retenedor, el cual, a través de dientes se acopla con las ranuras que posee el anillo primario transmitiéndole así el movimiento desde el eje rotativo.

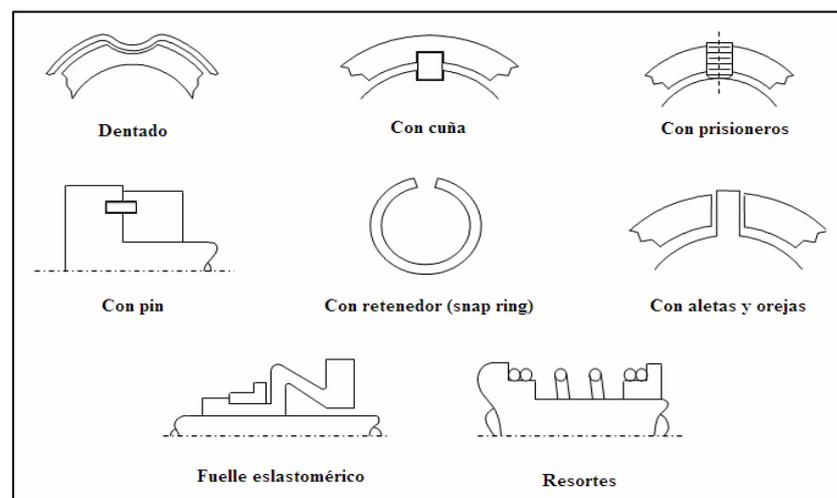
Tornillos prisioneros: El retenedor del sello se fija al eje mediante tornillos prisioneros y el movimiento hacia el anillo primario se transmite a través de dentados.

Pin de arrastre: existe un tope fijo al eje que permite anclar el retenedor a éste a través de un pin de arrastre que puede estar en el tope (con agujero en el retenedor) o en el retenedor (con agujero en el tope).

Cuña de arrastre: es similar al caso anterior sólo que el retenedor es anclado a través de una cuña de arrastre y no a través de un pin.

En la Ilustración 9 se pueden apreciar algunos de los mecanismos de arrastre empleados en los sellos mecánicos.

Ilustración 9. Ejemplos de mecanismos de arrastre



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Los resortes constituyen los dispositivos de empuje de los sellos mecánicos, se encargan de proporcionar la fuerza axial necesaria para mantener en contacto a las caras del sello en aquellos casos en que la presión del fluido no sea capaz de hacerlo. Dependiendo de la aplicación se puede disponer de un resorte helicoidal único, de múltiples resortes helicoidales, de fuelles o de resortes de ondas.

Clasificación de los sellos mecánicos

Obviando las diferencias particulares de los distintos sellos mecánicos existentes, se puede establecer una clasificación general tomando en cuenta las consideraciones de diseño y de arreglo o configuración.

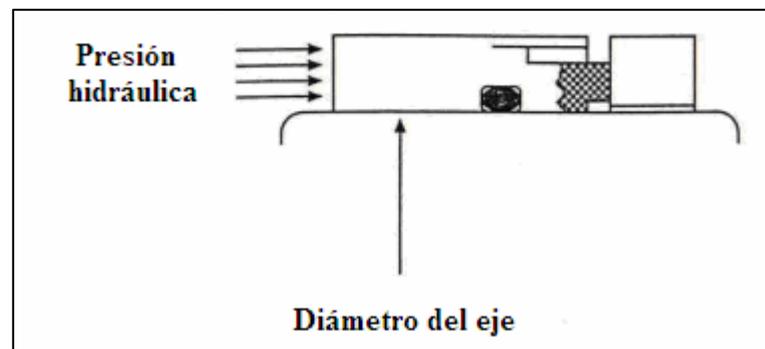
Según su diseño, los sellos mecánicos pueden clasificarse en: No balanceado, Balanceado, Asiento en rotación, Cabezal en rotación, Empuje, No empuje, Resortes múltiples, Resorte único.

Según su arreglo o configuración, pueden dividirse en: Sencillo (Interior, Exterior), Dual (No presurizado (Tandem), Presurizado (Doble)).

Clasificación según las características de diseño

Sello no balanceado: en este tipo de sello la presión hidráulica se transmite totalmente a las caras en contacto. Son sellos económicos, presentan poca fuga y son más estables cuando están sujetos a vibración, desalineación y cavitación. Su desventaja es que el límite de presión a soportar es relativamente bajo. En la Ilustración 10 se observa un ejemplo de configuración de un sello no balanceado.

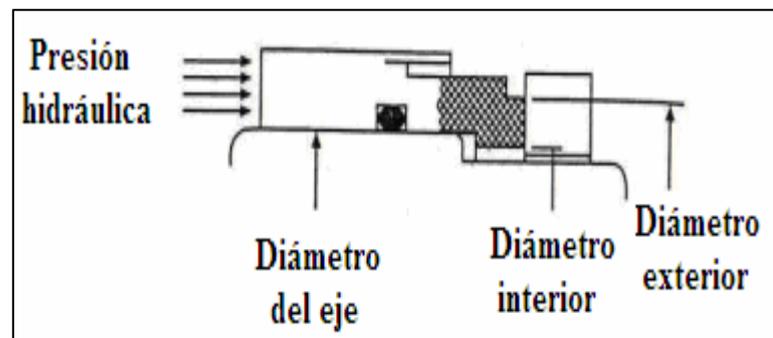
Ilustración 10. Sello no balanceado



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Sello balanceado: el sello se encuentra balanceado cuando existe un aumento en el área de las caras de contacto debido a la reducción del diámetro interior del anillo primario por debajo del diámetro del eje o camisa, aliviando así la presión entre las caras. Para que exista un sello balanceado debe haber un escalón en el eje o camisa, dicho escalón en el diámetro interior del anillo primario permite reducir la presión de cierre y por lo tanto la presión de contacto. En la Ilustración 11 se muestra la disposición de un sello balanceado.

Ilustración 11. Sello balanceado



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Como se dijo anteriormente, las caras del sello se mantienen en contacto gracias a fuerzas axiales que generan presión entre ellas. Dicha presión actúa en todas las direcciones, pero horizontalmente lo hace sobre un área de cierre, la fuerza que actúa sobre esta área será la fuerza de cierre, a la cual se le opone otra fuerza denominada fuerza de apertura, que actúa sobre el área anular de contacto entre la cara rotativa y el asiento. El balanceo hidráulico se define como la razón del área de cerrado hidráulico entre el área de apertura.

Cabezal en rotación: se refiere al tipo de sello en el cual el elemento giratorio es el cabezal mientras que el asiento se encuentra fijo a la bomba. Constituye el diseño más común y sencillo en este tipo de sellos.

Asiento en rotación: en este caso es el asiento el que gira unido al eje. Se implementa cuando las velocidades de giro sobrepasan las 3600 RPM y se desea impedir que los componentes del cabezal se dañen por la acción de las fuerzas centrífugas.

Sellos de empuje: este tipo de diseño contempla el uso de empaques deslizantes como elementos de sellado secundario. Estos empaques pueden ser cuñas, anillos tipo “O” y otros sistemas que permitan el movimiento axial. Se utilizan resortes para crear la fuerza de empuje y para compensar el desgaste de las caras de contacto.

Sellos de no empuje: en este caso el elemento sellante secundario no se puede mover a lo largo del eje, se utilizan fuelles que se expanden con el fin de compensar el desgaste de las caras de contacto. Dichos fuelles pueden ser elásticos cuando se construyen de elastómeros y semielásticos cuando se construyen de teflón o metal.

Resorte único: cuando el fluido de trabajo es muy viscoso se utiliza un solo resorte con espiras más gruesas lo que lo hace más robusto, impidiendo así que se atasque y haciéndolo más resistente a la abrasión. Su desventaja es que no produce una presión uniforme en las caras de contacto del sello.

Resorte múltiple: en este caso se dispone de una serie de resortes capaces de proporcionar una presión más uniforme sobre las caras del sello, siendo mayormente usados cuando se requiere un cuidadoso control de la

lubricación interfacial. Sin embargo, tienden a atascarse en presencia de líquidos viscosos y abrasivos.

Clasificación según el arreglo posicional

Sello sencillo: consiste en el arreglo de un sello individual y son utilizados muy satisfactoriamente en el mayor número de aplicaciones de sellos mecánicos. Este tipo de sello puede disponerse interna o externamente al equipo. Cuando se realiza el montaje interior, el sello es circundado por el fluido del proceso, mientras que cuando se dispone externamente al equipo, el sello está en contacto con la atmósfera siendo muy reducido su contacto con el líquido sellado.

Sellos múltiples: en este caso se realizan arreglos de dos o más sellos, pudiendo estos a su vez ser de tipo doble o tipo tandem. En el sello doble, se disponen dos sellos sencillos ubicados opuestamente y lubricados por un fluido distinto al fluido del proceso, llamado fluido de barrera. Así, se proporciona una zona neutral en la que se hace recircular dicho fluido de barrera a una presión mayor a la del fluido del proceso, permitiendo así aislar completamente el fluido en operación de los alrededores. En el sello tipo tandem el arreglo consiste en dos sellos sencillos ubicados en serie en donde existe un sello principal lubricado por el fluido bombeado y un sello auxiliar lubricado por el fluido de barrera, que recircula a presión atmosférica.

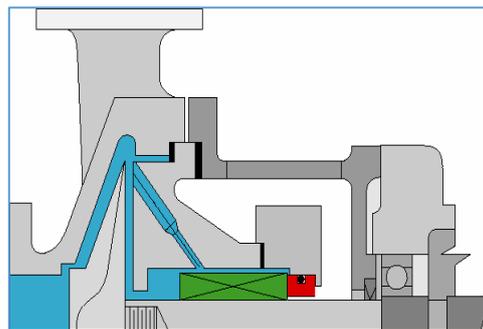
Sistemas de lubricación y enfriamiento para sellos mecánicos

Debido a las características de funcionamiento de los sellos mecánicos, estos deben ser equipados con algún sistema para evitar el sobrecalentamiento debido a que el constante roce y deslizamiento de una

cara contra la otra genera calor que de no ser disipado de alguna forma puede causar graves daños en los sellos y por ende en los equipos de bombeo. Los sistemas de lubricación y enfriamiento de los sellos mecánicos se encuentran estandarizados por las normas del Instituto Americano de Petróleo API 682 y API 610, éstas establecen una clasificación de los sistemas de inyección y lavado a través planes de sellado, cuyas características y configuraciones dependerán del tipo y condición del fluido bombeado y variarán según el arreglo de los sellos. A continuación se presentan los diferentes planes de lubricación y enfriamiento de sellos mecánicos existentes.

Plan API 1: El mismo fluido bombeado es recirculado internamente desde la descarga de la bomba hacia la cámara de sellado. Este sistema es recomendado sólo para fluidos limpios y para bombas dispuestas horizontalmente (ver Ilustración 12).

Ilustración 12 Plan API 1

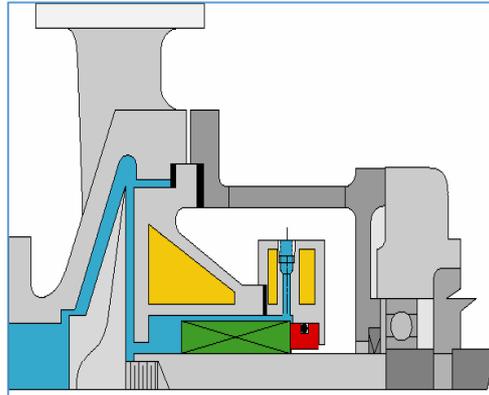


Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Plan API 2: La cámara de sellado se encuentra cerrada en un extremo, se utiliza el mismo fluido de proceso pero no hay recirculación del mismo, sin embargo se pueden dejar conexiones en caso de que se desee permitir la circulación del fluido. Si se requiere se dispone de una chaqueta de

enfriamiento alrededor de la caja del sello. Se utiliza en aplicaciones especiales de las bombas horizontales (Ver Ilustración 13).

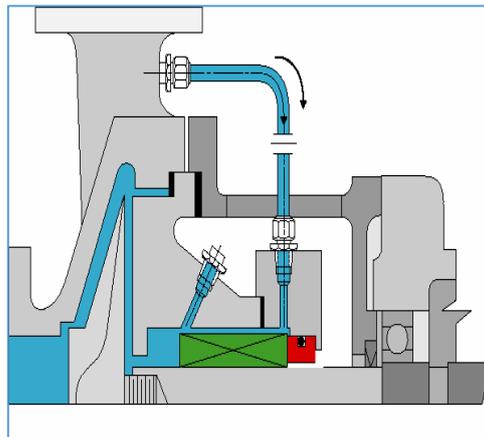
Ilustración 13. Plan API 2



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Plan API 11: El mismo fluido bombeado es recirculado externamente desde la descarga de la bomba hacia la cámara de sellado. Si se requiere se utiliza una placa orificio para controlar el flujo (Ver Ilustración 14).

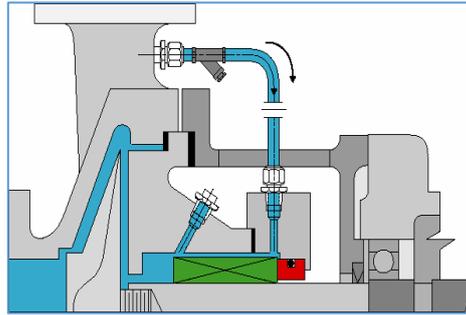
Ilustración 14. Plan API 11



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Plan API 12: Es una variante del plan API 11 con la adición de un filtro o separador ciclónico a la línea de circulación del fluido (Ver Ilustración 15).

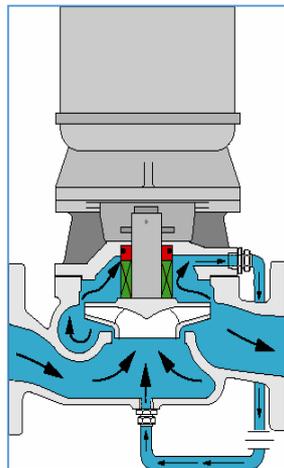
Ilustración 15. Plan API 12



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Plan API 13: El fluido bombeado es circulado inversamente desde la cámara del sello hacia la succión de la bomba haciéndose pasar por una placa orificio que regula el flujo extraído de la cámara para asegurar la presencia de líquido en la misma (Ver Ilustración 16).

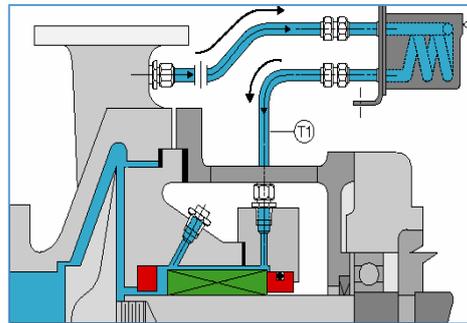
Ilustración 16. Plan API 13



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Plan API 21: Se circula el fluido bombeado desde la descarga de la bomba haciéndolo pasar por un intercambiador de calor hasta llegar a las caras del sello. Si se requiere se utiliza una placa orificio para regular el caudal y la presión del fluido. Se puede disponer de un termómetro en la línea de circulación (Ver Ilustración 17).

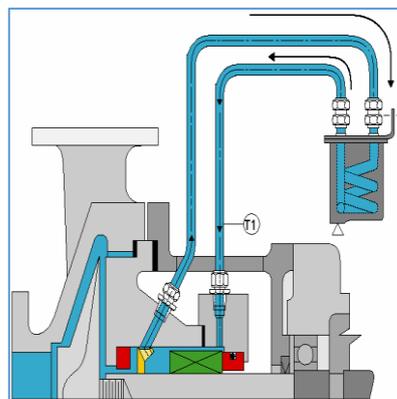
Ilustración 17 Plan API 21



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Plan API 23: Consiste en la circulación forzada del fluido de proceso por medio de un anillo de bombeo a través de un circuito cerrado partiendo desde la cámara de sellado, pasando por un intercambiador de calor y retornando a la cámara. También se puede disponer de un termómetro en la línea de circulación (Ver Ilustración 18)..

Ilustración 18 Plan API 21



Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Códigos de clasificación de los sellos mecánicos según la norma API 610

El Instituto Americano de Petróleo a través de su norma API 610 establece la codificación de los materiales y las características de construcción de los sellos mecánicos de la siguiente forma:

Primera letra:

B: Sello balanceado.

U: Sello no balanceado.

Segunda letra:

S: Arreglo sello sencillo.

D: Arreglo sellos dobles.

T: Arreglo sellos tándem.

Tercera letra:

P: Brida plana.

T: Brida con buje de restricción y/o conexiones de venteo y drenaje.

A: Brida con prensa estopa y empaque auxiliar.

Cuarta letra:

Esta letra especifica el material de los elementos de sellado secundario y se rige por los códigos de clasificación mostrados en el Cuadro 1.

Cuadro 1. *Códigos de clasificación del material sellante secundario*

Cuarta letra	Anillo del asiento	Anillo del sello primario
E	Fluoro elastómero	Teflón
F	Fluoro elastómero	Fluoro elastómero
G	Teflón	Teflón
H	Buna N	Buna N
I	Perfluoro elastómero	Perfluoro elastómero
R	Grafoil	Grafoil
X	Según especificación	Según especificación

Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Quinta letra: Esta letra del código especifica el material de las caras de contacto del sello. En el Cuadro 2, se muestra su clasificación.

Cuadro 2. Código de clasificación del material de caras de contacto

Quinta letra	Cara rotativa	Cara estacionaria
L	Carbón	Carburo de tungsteno 1
M	Carbón	Carburo de tungsteno 2
N	Carbón	Carburo de silicio
O	Carburo de tungsteno 2	Carburo de silicio
P	Carburo de silicio	Carburo de silicio
X	Según especificación	Según especificación

Fuente: Quijada Pérez, Víctor Manuel

Por ejemplo, un sello mecánico con el código BSTFM será un sello tipo balanceado, sencillo con una brida con buje de restricción, asiento y sello primario con anillos de fluoro elastómero, y caras de carbón contra carburo de tungsteno 2. Para materiales diferentes a los listados en los cuadros de arriba, se colocará en el código una letra “X” y dicho material se especificará en la ficha técnica del sello.

2.3 Definición de términos

Lubricación

El propósito de la lubricación es reducir o, con mayor exactitud, controlar el desgaste.

Impulsor

Elemento de máquina que tiene la función de impulsar un fluido dentro de una bomba. Comercialmente, es conocido como impeler (impulsor en inglés).

Golpe de Ariete

El golpe de ariete es un término que se utiliza para describir el choque producido por una súbita disminución en la velocidad del fluido. En una tubería, al cerrar una válvula, el tiempo que tarda la onda de presión en viajar aguas arriba

hasta la embocadura de la tubería y volver aguas abajo hasta la válvula viene dado por

$$tiempo = 2 * \frac{\textit{longitud de tubería}}{\textit{celeridad de la onda de presión}}$$

Disponibilidad

Según Lafraia (2001), es el porcentaje del tiempo en que una maquina está en condiciones de uso para desempeñar su actividad.

Confiabilidad

Según Lafraia (2001), es la probabilidad de que una parte de la máquina o del producto funcione adecuadamente en un momento determinado y bajo unas condiciones establecidas.

Desgaste

Partes pequeñas de material que se han desprendido debido al uso o por el roce de dos superficies en contacto.

Cojinete

Pieza en que se apoya y gira el eje de un mecanismo.

Cavitación

Según Giles (1994), se denomina cavitación a la formación y ruptura de burbujas de vapor en el medio líquido que está siendo bombeado. Podríamos describir el proceso de cavitación imaginando una burbuja que se adhiere a una parte metálica, al desprenderse la burbuja de la parte metálica ocasiona una presión de succión que desprende partículas de material.

Bombas centrífugas

Según Giles (1994), son también, llamadas impelentes debido a que tienen un elemento impulsor que hace girar el fluido en la periferia del interior de la bomba aumentando su velocidad.

Bomba

Una bomba es una máquina que transforma energía mecánica en energía de presión y velocidad en un fluido. Toda bomba consta de tres elementos básicos: un motor, mecanismo de transmisión y un mecanismo de impulsión.

Sello Mecánico

Un sello mecánico es un dispositivo que ayuda a unir una parte fija con una móvil en mecanismos o sistemas usando presión para cerrar herméticamente la unión, previniendo de esta forma cualquier fuga o gotera.

Potencia

La potencia expresa la capacidad de efectuar un trabajo por unidad de tiempo. En el sistema inglés se expresa en caballos de fuerza (HP, y derivan del idioma inglés Horse Power) y en el sistema internacional Watt.

Torque

Es una fuerza aplicada a una distancia dada y tiende a generar rotación. Tiene relación con la capacidad de entregar energía (para la rotación de un impulsor).

Vida útil:

La vida útil de los equipos está determinada por los fabricantes de los mismos, para la disminución de la vida útil de los equipos hay dos agentes importantes que generan fallas o desgastes en los equipos; los seres humanos (usa, abusa, no usa, destruye y no mantiene), el medio ambiente (contamina, oxida, corroe, acaba y deteriora).

2.4 Hipótesis

2.4.1 Hipótesis general

Si realizamos la modificación del sello mecánico entonces se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8X10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera -2017.

2.4.2 Hipótesis específicas

- a) Si efectuamos el diseño nuevo del sello mecánico entonces se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017.
- b) Si ejecutamos la modificación del sello mecánico entonces se reducirá las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera -2017.

2.5 Variables

2.5.1 Definición conceptual de la variable

Modificación del sello mecánico

Es fabricar un elemento de máquina nuevo, para el sello mecánico, y siga realizando su trabajo para el cual fue diseñado, en este caso bombear pulpa de mineral.

Vida útil

La vida útil es la duración estimada que un objeto puede tener, cumpliendo correctamente con la función para el cual ha sido creado. Normalmente se calcula en horas de duración.

2.5.2 Definición operacional de la variable

Modificación del sello mecánico

Se diseñó un sello mecánico para mejorar la vida útil de los mismos y así incrementar la eficiencia de la bomba GIW LSA 8x10.

Vida útil

Es un parámetro el cual estima el tiempo operativo de los equipos, y cumplan con la función par el cual fue diseñado. En nuestro caso que la bomba GIW LSA 8x10 transporte el fluido al nido de ciclones.

2.5.3 Operacionalización de las variables

La operacionalización de variables, se desarrolla a continuación:

Cuadro 3. Operacionalización de variables

Variable	Definición conceptual	Definición Operacional	Dimensiones	Indicadores
Independiente: Modificación del sello mecánico	Es fabricar un elemento de máquina nuevo, para el sello mecánico, y siga realizando su trabajo para el cual fue diseñado, en este caso bombear pulpa de mineral.	Se diseñó un sello mecánico para mejorar la vida útil de los mismos y así incrementar la eficiencia de la bomba GIW LSA 8x10.	Diseño Planos	Tolerancias
Dependiente: Vida útil	La vida útil es la duración estimada que un objeto puede tener, cumpliendo correctamente con la función para el cual ha sido creado. Normalmente se calcula en horas de duración.	Es un parámetro el cual estima el tiempo operativo de los equipos, y cumplan con la función par el cual fue diseñado. En nuestro caso que la bomba GIW LSA 8x10 transporte el fluido al nido de ciclones.	Fallas Eficiencia Disponibilidad	Frecuencia % Horas

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Tipo y nivel de investigación

3.1.1 Tipo de investigación

El tipo de investigación del presente estudio es tecnológico.

Según Espinoza (2014), “La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento científico para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad”.

Según Sampieri (2014), “Los enfoques cuantitativos utilizan la recolección de datos para probar la hipótesis con base en la medición numérica y el análisis estadístico, con el fin de establecer pautas de comportamiento y probar teorías.

3.1.2 Nivel de investigación

El nivel que se ha definido para el trabajo de investigación es aplicada.

Según Espinoza (2014), “La investigación aplicada, también conocida como diseño o innovación tiene como propósito aplicar los resultados de la investigación experimental para diseñar tecnologías de aplicación inmediata

en la solución de los problemas de la sociedad, buscando eficiencia y productividad”.

3.2 Diseño de la investigación

Según Espinoza (2014), “El diseño de investigación es una organización esquematizada para relacionar y controlar las variables de investigación”. Tiene como objetivo asignar restricciones controladas a las observaciones de los fenómenos. Es una herramienta de dirección para el investigador, contiene los pasos o acciones a seguir para encontrar posibles soluciones a los problemas.

El diseño que se utilizó en la presente investigación es el Diseño de un grupo con pre prueba y post prueba.

Según Espinoza (2014), “Se evalúa los efectos del tratamiento comparándolo con una medición previa”.

Diagrama:



X= Modificación del sello mecánico

O₁= Observación de la Bomba GIW LSA 8x10 antes de la modificación.

O₂= Observación de la Bomba GIW LSA 8x10 después de la modificación.

3.3 Población y muestra

3.3.1 Población

En el trabajo de investigación se tiene como población todas las bombas GIW LSA de la planta de óxidos de la Empresa Volcán CIA. Minera 2017. Las cuales son 10 bombas.

3.3.2 Muestra

La investigación se desarrolló utilizando como muestra una bomba GIW LSA 8x10.

3.4 Técnicas e instrumentos para la recolección de datos

Técnica Documental; permite la recopilación de evidencias de las bombas GIW LSA 8x10 de la planta de óxidos de la Empresa Volcán CIA. Minera - 2017 para demostrar la hipótesis de investigación. Con los siguientes pasos:

- Determinar la forma en que se van a registrar los datos.
- Relacionar cuidadosamente y críticamente los fenómenos.
- Relacionar los datos.
- Analizar e interpretar los datos.
- Elaborar conclusiones.

Los instrumentos utilizados son: fichas bibliográficas, ficha de trabajo y registros de sistemas de gestión.

3.5 Validez y confiabilidad del instrumento

La validez y confiabilidad de los instrumentos utilizados en esta investigación los da el proveedor del sistema de gestión SAP. SAP es Sistemas, Aplicaciones y Productos para el procesamiento de datos. Es un programa para computadoras. SAP SE empresa multinacional alemana dedicada al diseño de productos informáticos de gestión empresarial, tanto para empresas como para organizaciones y organismos públicos.

3.6 Plan de recolección y procesamiento de datos

3.6.1 Plan de recolección de datos

- Operacionalización de variable; con fines de identificar los indicadores.
- Formulación de la matriz de recolección de datos.
- Identificación de instrumentos a utilizar.
- Definición de procedimientos de medición y observación.
- Organización de datos en tablas y gráficos.

3.6.2 Procesamiento de datos

El procesamiento de análisis de muestra se desarrolló utilizando la estadística descriptiva con tal de determinar parámetros de tendencia central y de variación.

Estadística Descriptiva porque la descripción de los datos obtenidos de las variables se describe mediante, las medidas de tendencia central y las medidas de dispersión.

Las medidas de tendencia central son los puntos centrales en una distribución. Las principales medidas de tendencia central son la moda, la mediana y la media. La moda es la puntuación que más se repite. La mediana es el valor que divide a la distribución por la mitad. La media es el promedio aritmético de una distribución.

Las medidas de dispersión nos indican la forma como están diseminados los datos de la distribución. Las principales medidas de dispersión son el rango la varianza y la desviación estándar. El rango es la diferencia entre el valor máximo y el valor mínimo de la medición. Cuanto más grande es el rango mayor es la dispersión de los datos. La varianza es el promedio del

alejamiento de las puntuaciones respecto a la media. La desviación estándar es la raíz cuadrada de la varianza.

La estadística inferencial se ha utilizado para la prueba de hipótesis; y la inferencia de estadígrafo a parámetros; para todo ello se utilizó el estadístico T Student la cual hace la comparación de dos medias.

CAPÍTULO IV

PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

4.1 Diagnóstico de las bombas GIW LSA 8x10

Se recopiló e investigó sobre las fallas prematuras de los sellos mecánicos de las bombas GIW LSA 8x10. Las electrobombas tienen puntos que necesitan de mantenimiento preventivo, por el trabajo continuo que realizan en la planta ya que trabajan aproximadamente las 24 horas diarias.

A continuación en el Cuadro 4 presentamos los datos recolectados de las fallas de los sellos mecánicos de las bombas GIW LSA 8x10, estos datos que se presentan en los siguientes cuadros son datos estadísticos obtenidos del sistema de gestión de la planta de óxidos de la Empresa Volcán CIA. Minera - 2017.

Cuadro 4. Registro de fallas de los sellos mecánicos

Campo clasif.	Equipo	Descripción	Inicio avería	Hora in.ave	Fin de aver	Hora fin avería
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Cambio de sello mecanico flowserver, rep	05/01/2016	08:00:00	05/01/2016	19:00:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Solped-Reparacion Sello mecanico bomba1A	20/01/2016	09:18:32	20/01/2016	15:21:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Solped - Reparacion de sello mecanico	04/02/2016	11:11:58	04/02/2016	18:20:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Montaje de sello mecanico,embalaje y lis	19/02/2016	09:00:00	19/02/2016	16:55:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Solped-Reparacion Sello mecanico bomba1B	06/03/2016	15:35:00	06/03/2016	21:36:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Solped-Reparacion Sello mecanico bomba1A	21/03/2016	15:24:52	21/03/2016	22:15:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Cambio De Sello Mecanico/Mantto Gneral	05/04/2016	07:00:00	05/04/2016	19:00:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	cambio de sello mecanico	20/04/2015	18:34:13	20/04/2015	23:31:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	SOLPED-REP.SELLO MECANIC BOMBA 200-PU-1B	05/05/2016	08:24:52	05/05/2016	16:23:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	cambio de sello mecanico	21/05/2016	07:00:00	21/05/2016	15:00:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	Cambio de kit de sello mecanico	06/06/2016	08:06:56	06/06/2016	17:24:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	CAMBIO DE SELLO MECANICO	22/06/2016	06:38:52	22/06/2016	16:00:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	CAMBIO DE SELLO MECANICO BOMBA 1A	07/07/2016	09:02:45	07/07/2016	15:00:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	SOLPED - REP. SELLO MECANICO BOMBA 1B	23/07/2016	11:09:11	23/07/2016	12:34:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	CAMBIO DE SELLO MECANICO	08/08/2016	08:00:00	08/08/2016	20:00:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	CAMBIO DE SELLO MECANICO	24/08/2016	07:00:00	24/08/2016	19:00:00
BOMBAS HORIZONTALES	BOM-0007-OX	GIW LSA 8X10 : Cambio sello mecanico	09/09/2016	07:00:00	09/09/2016	17:00:00

Fuente: SAP VOLCAN CIA. MINERA

Las condiciones de operación de los sellos mecánicos son distintas, ya que las características del fluido son diferentes a las de diseño del sello mecánico (ver anexo C). A continuación presentamos el cálculo real de las características del fluido.

Para calcular el porcentaje (%) de solido con la cual operan estas bombas GIW LSA 8x10 se necesita: La gravedad específica del mineral; este dato lo obtiene el laboratorio de la planta de óxidos, mediante pruebas, este valor es de 3; la densidad, este dato es variable de acuerdo a los puntos de muestreo para nuestro caso es 1760 kg/m^3 .

La fórmula para realizar el cálculo es:

$$\%S = \frac{g_e(\rho - 1)}{\rho(g_e - 1)} \times 100$$

$$\%S = \frac{3(1.760 - 1)}{1.760(3 - 1)} \times 100$$

$$\%S = 65$$

Descripción del Sello Mecánico Flowserve SLC

El primer sello mecánico instalado en la bomba GIW LSA 8x10 tiene las siguientes características en su diseño y su operación en campo.

Materiales de fabricación

Partes metálicas Acero inoxidable 316, Alloy C-276, Carburo de silicio sinterizado
Fuelles metálicos Alloy C-276 Elastómeros Fluoroelastómero, Perfluoroelastómero, EPDM, TFE-Propileno Tornillería Acero inoxidable 17-4 H900

Parámetros de operación

Sello de fuelle metálico de 0 a 60 psi Temperatura de -40 a 400°F (de -40 a 204°C) Velocidad máxima 1500 rpm o 75 fps (23 m/s) Cámara de sellado ASME B-73, DIN 24 960, Especificaciones EN 12756, JIS, ISO 3069, API 682 Tamaño del eje Sello de 1" a 8" (de 25 a 200 mm).

Las observaciones encontradas en el mencionado sello son las siguientes

- Porcentaje (%) de solidos mal calculado
- Según el plano tienen 3 resorte tipo arandela y esta a su vez está ubicada en parte rotativa lo cual no cumple una buena función de sellado (ver anexo).
- Menor MTBF (tiempo medio entre fallas).
- Menor confiabilidad.
- Mayor contaminación del área y el medio ambiente.

En las imágenes 1, 2 y 3 se muestra las fallas en los sellos mecánicos.

Imagen 1. Rotura del carbón de silicio



Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

Imagen 2. Rotura del carbón de silicio



Fuente: VOLCAN CIA. MINERA

Imagen 3. Rotura del carbón de silicio

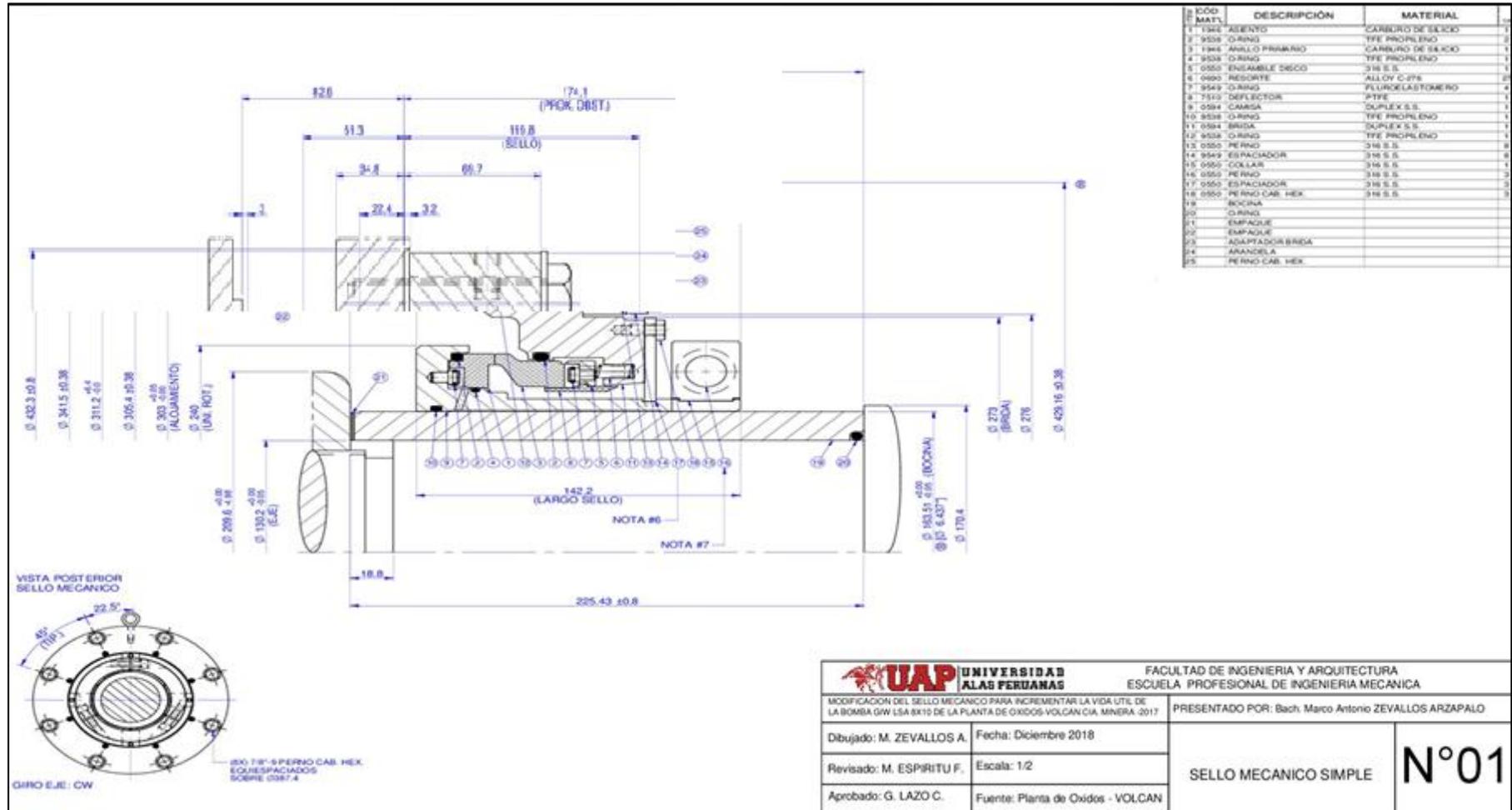


Fuente: VOLCAN CIA. MINERA

4.2 Diseño del sello mecánico

En el Plano 1, que se presenta a continuación se presenta el diseño del nuevo sello mecánico para que pueda ser instalado en las bombas GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de la Empresa Volcán CIA Minera.

Plano 1. Diseño del sello mecánico

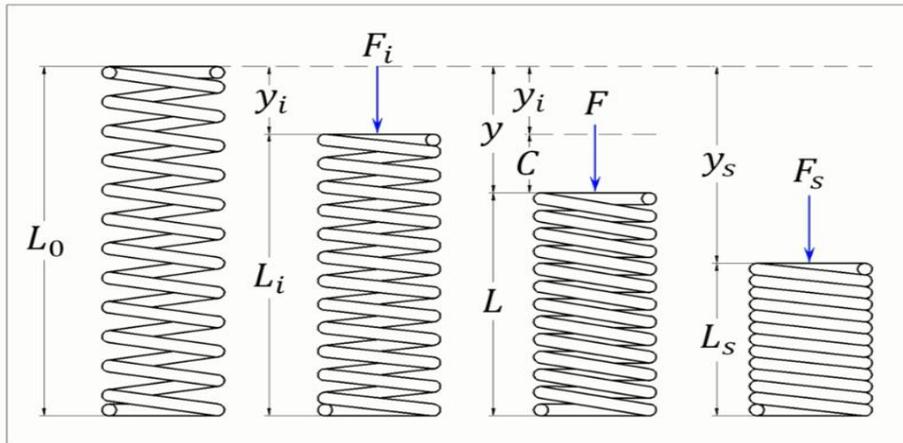


Fuente: Elaboración propia

Cálculo del resorte para el sello mecánico

Para el cálculo del resorte para el sello mecánico se ha considerado tomar las dimensiones indicadas en la Imagen 4.

Imagen 4. Diagrama de operación



Fuente: Norton (2006)

Los datos medidos con vernier son los siguientes

$L_0 = 25 \text{ mm}$

$L_s = 12 \text{ mm}$

Desplazamiento lineal: 10 mm

El resorte soportará una masa de: 13357.3 g

El peso se calcula:

$$w = mg = 13357.3 \text{ g} \times \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ g}} \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 131.04 \text{ N}$$

La fuerza de instalación para cada resorte se calcula dividiendo entre 27

Por lo tanto:

$$F_i = \frac{131.04 \text{ N}}{27} = 4.85 \text{ N}$$

Presión de caja = 35 PSI = 241.32 kPa

La fuerza total que actúa sobre el sello mecánico es: $F = pA$

Datos:

Diámetro exterior = 240 mm = 0.24 m

Diámetro interior = 182 mm = 0.182 m

$$A = \frac{\pi}{4} x (0.24^2 - 0.182^2) = 0.0192 \text{ m}^2$$

$$F = 241.32 x 0.0192 = 4638.99 \text{ N}$$

La cantidad de resortes se tomó como dato de las bombas GIW LSA 6x8 las cuales tienen 16 y el área de contacto es 6195 mm².

Se tiene como dato del área de contacto del nuevo diseño del sello mecánico de la GIW LSA 8x10 que es 10455 mm².

Entonces podemos calcular:

$$r = \frac{16 x 10455 \text{ mm}^2}{6195 \text{ mm}^2}$$

$$r = 27 \text{ resortes}$$

La fuerza que soporta cada resorte es:

$$F_r = \frac{4638.99}{27} = 171.81 \text{ N}$$

La fórmula para calcular la constante del resorte es:

$$K = \frac{F_i}{y_i} = \frac{F}{y}$$

Como $y = y_i + c$

Reemplazando tenemos

$$K = \frac{F_i}{y_i} = \frac{F}{y_i + c}$$

Se encuentran los parámetros que definen la operación y la instalación del resorte, comenzando por la deformación en la instalación y_i .

$$y_i = \frac{c}{\frac{F}{F_i} - 1} = \frac{10 \text{ mm}}{\frac{171.81 \text{ N}}{4.85 \text{ N}} - 1} = 0.291 \text{ mm}$$

Y por lo tanto:

$$K = \frac{F_i}{y_i} = \frac{4.85}{0.291} = 16.67 \text{ N/mm}$$

Se encuentra la deformación en la operación y:

$$y = \frac{F}{K} = \frac{171.81}{16.67} = 10.31 \text{ mm}$$

Conjunto de decisión a priori:

Material Acero Inoxidable (A313, que también incluye 302, 304 y 316.

Extremo del resorte: ambos extremos a escuadra.

Diámetro del alambre: 1 mm.

Sin endurecimiento por deformación, se toma el resorte tal como se arrolla.

Índice del resorte $4 \leq C \leq 12$.

Espiras activas $3 \leq N_a \leq 15$.

Factor de seguridad para la longitud sólida (L_s) $n_s = 1.2$.

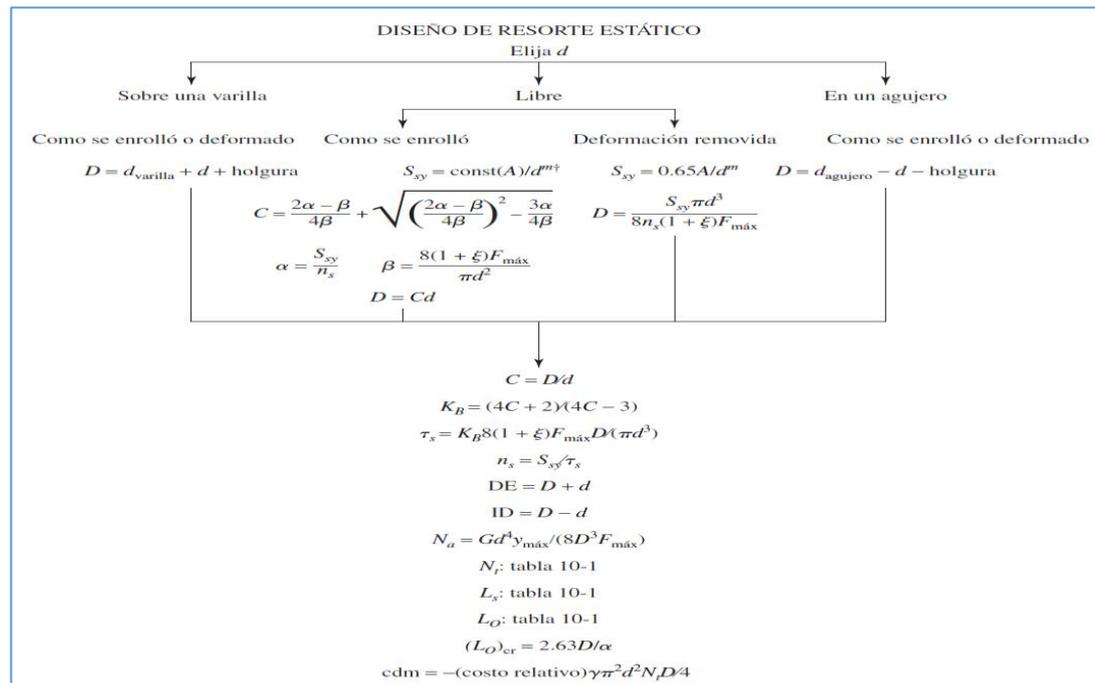
Extremos fijos apoyados en superficies planas.

Linealidad robusta uso del 75% de la característica lineal del resorte $\xi = 0.15$

Diseño como resorte en un agujero.

El proceso para el diseño del resorte se muestra en la Imagen 5.

Imagen 5. Proceso para el diseño de un resorte



Fuente: Budynas y Keith (2008)

Se calcula la resistencia última a la tensión del material la cual depende del diámetro del alambre por los efectos del procesamiento y tamaño.

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

La gráfica de S_{ut} contra d es una función potencial, la cual graficada en un papel logarítmico se ajusta a una recta. Las constantes A y m , son datos experimentales del ajuste de la función y se toma de la Tabla 1:

Tabla 1. Propiedades de materiales para resortes para estimar s_{ut}

Constante A y m de Algunos Materiales para Resortes					
Material	ASTM Núm.	Exponente m m	Diámetro d mm	A Mpa*mm ^m	Costo Relativo
Alambre de piano	A228	0.145	0.10 - 6.5	2211	2.6
Alambre T y R en aceite	A229	0.187	0.5 - 12.7	1855	1.3
Alambre trefilado duro	A227	0.190	0.7 - 12.7	1783	1.0
Alambre al cromo vanadio	A232	0.168	0.8 - 11.1	2005	3.1
Alambre al cromo silicio	A401	0.108	1.6 - 9.5	1974	4.0
Alambre Acero Inoxidable 302	A313	0.146	0.3 - 2.5	1867	7.6 - 11
		0.263	2.5 - 5	2065	
		0.478	5 - 10	2911	
Alambre de Bronce fosforado	B159	0	0.1 - 0.6	1000	8.0
		0.028	0.6 - 2	913	
		0.064	2.7 - 5	932	

Fuente: Budynas y Keith (2008)

Entonces para un alambre de acero inoxidable con diámetro de 1 mm:

$$S_{ut} = \frac{1867}{1^{0.146}} = 1867$$

Se estima la resistencia a la cedencia por cortante S_{sy} usando un factor K_{ss} proveniente de la teoría de energía de distorsión TED. Para el acero inoxidable A313 sin remoción de la deformación, se recomienda usar $K_{ss} = 0.35$

$$S_{sy} = K_{ss}S_{ut} = 0.35 (1867) = 653.45$$

En nuestro caso el resorte se utilizara sobre una varilla, aplicamos la siguiente fórmula, con una holgura de 0.005 mm.

$$D = d_{agujero} - d - \text{holgura}$$

$$D = 7.005 - 1 - 0.005 = 6 \text{ mm}$$

El diámetro interior y exterior del resorte para el alojamiento

$$DE = D + d = 6 + 1 = 7 \text{ mm}$$

$$DI = D - d = 6 - 1 = 5 \text{ mm}$$

Seguido se busca el índice del resorte C.

$$C = \frac{D}{d} = \frac{6}{1} = 6$$

El factor del aumento del esfuerzo cortante de Bergsträsser K_B queda

$$K_B = \frac{(4C + 2)}{(4C - 3)} = \frac{4 * 6 + 2}{4 * 6 - 3} = 1.2381$$

Y el esfuerzo cortante en longitud sólida:

$$\tau_s = K_B \frac{8(1 + \xi)FD}{\pi d^3} = 1.2381 \frac{8(1 + 0.15) * 171.81 * 0.006}{\pi * 0.001^3} = 387.4439 \text{ MPa}$$

Calculamos las espiras activas del resorte

$$N_a = \frac{Gd^4y}{8D^3F} = \frac{(69 \times 10^9 \text{ Pa})(0.001 \text{ m})^4(0.01031 \text{ m})}{8(0.006)^3(171.81 \text{ N})} = 5.06996$$

Tabla 2 Modulo de elasticidad de alambres para resortes

Material ASTM núm	Módulo en cortante, G		Módulo en tensión, E	
	(PSI)	(Gpa)	(PSI)	(Gpa)
Acero estirado en frío: A227	11.5 x 10 ⁶	79.3	28.6 x 10 ⁶	197
Alambre para instrumentos musicales A228	11.85 x 10 ⁶	81.7	29.0 x 10 ⁶	200
Templado en aceite: A229	11.2 x 10 ⁶	77.2	28.5 x 10 ⁶	196
Al cromo-vanadio: A231	11.2 x 10 ⁶	77.2	28.5 x 10 ⁶	196
Al cromo silicio: A401	11.2 x 10 ⁶	77.2	29.5 x 10 ⁶	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipo 302, 304, 316	10.0 x 10 ⁶	69.0	28.0 x 10 ⁶	193
Tipo 17.7 PH	10.5 x 10 ⁶	72.4	29.5 x 10 ⁶	203
Latón de resortes: B134	5.0 x 10 ⁶	34.5	15.0 x 10 ⁶	103
Bronce fosforado: B159	6.0 x 10 ⁶	41.4	15.0 x 10 ⁶	103
Cobre al berilio: B197	7.0 x 10 ⁶	48.3	17.0 x 10 ⁶	117
Monel y K Monel	9.5 x 10 ⁶	65.5	26.0 x 10 ⁶	179
Inconel e Inconel X	10.5 x 10 ⁶	72.4	31.0 x 10 ⁶	214

Fuente: Budynas y Keith (2008)

Las espiras totales serán la suma de las espiras activas y las espiras muertas

(Q) ocasionadas por el tratamiento en los extremos del resorte.

Tabla 3. Valores Q de acuerdo al tipo de extremo de los resortes

	Q	Q'
Extremos sencillo	0	1
Extremos sencillos esmerilados	1	1
Extremos a escuadra o cerrados	2	3
Extremos a escuadra y esmerilados	2	1

Fuente: Norton (2006)

Para nuestro caso tenemos extremos a escuadras o cerrados, utilizaremos $Q=2$

$$N_t = 5.06996 + 2 = 7.06996$$

Se calculan todas las longitudes de operación del resorte: longitud sólida, libre, de instalación y de trabajo.

$$L_s = (N_a + Q') = 5.06996 + 3 = 8.06996$$

$$L_o = L_s + (1 + \xi)y = 8.06996 + (1 + 0.15)10.31 = 19.9265$$

$$L_i = L_o - y_i = 19.9265 - 0.291 = 19.63546$$

$$L = L_o - y = 19.9265 - 10.31 = 9.61646$$

Se calcula la longitud crítica donde el resorte comienza a tener pandeo en base a la teoría de columnas de Euler. La ecuación simplificada para aceros queda:

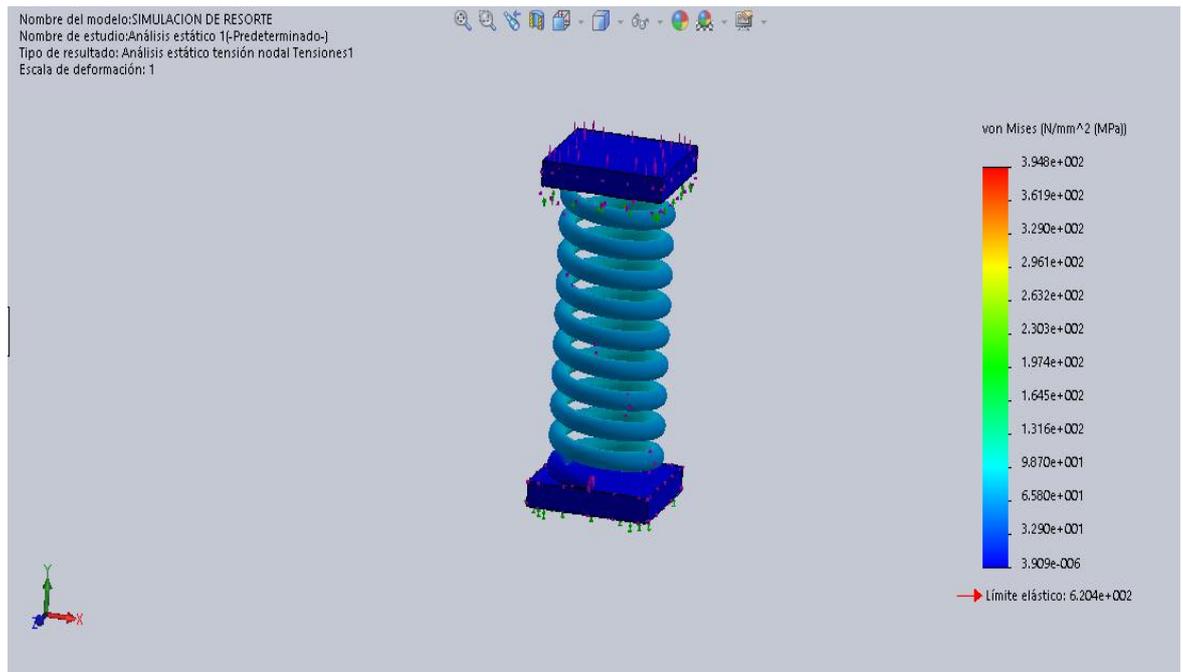
$$(L)_{crit} = 2.63 \frac{D}{\alpha} = 2.63 \frac{6}{0.5} = 31.56 \text{ mm}$$

Donde α es un parámetro adimensional que considera el tipo de apoyo de los extremos. Para extremos fijos apoyados en superficies planas y paralelas $\alpha=0.5$. La directiva general apunta siempre a que no exista pandeo, esto es cuando:

$$L_{crit} > L_o$$

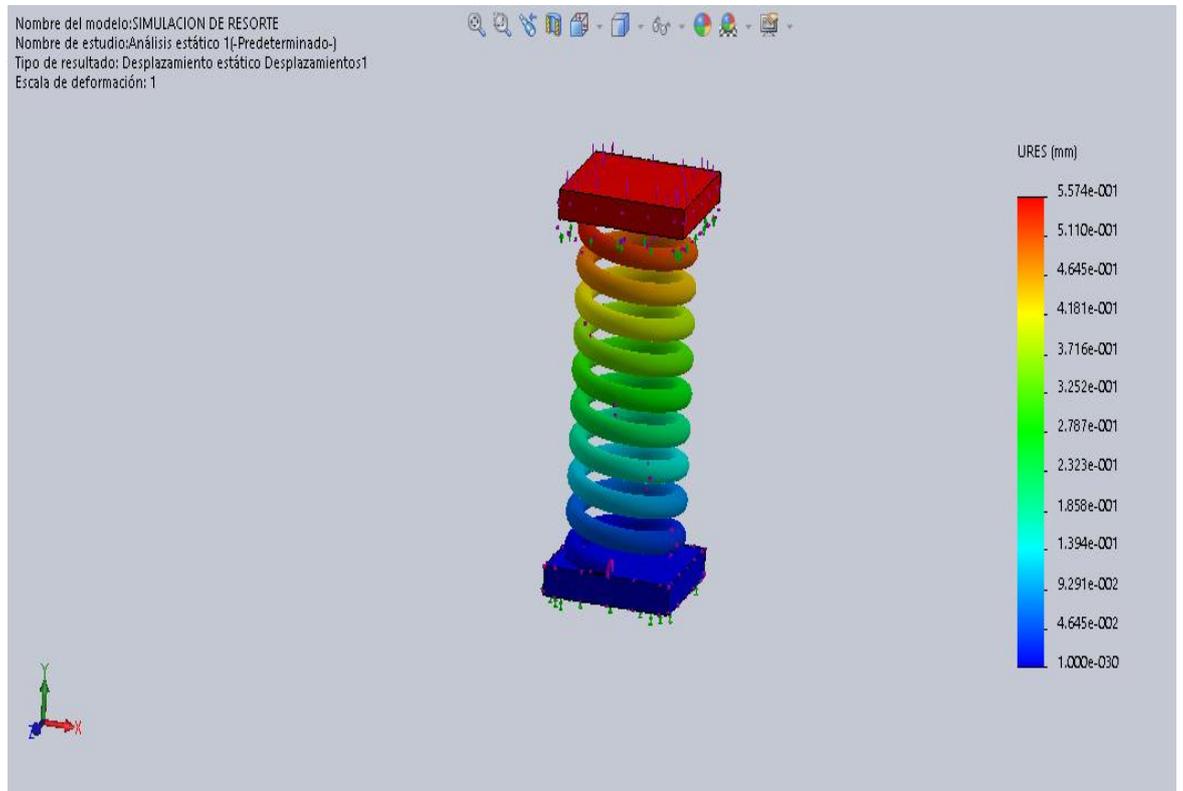
A continuación en las ilustraciones 19, 20, 21 y 22 se muestra la simulación del cálculo del resorte en Solidwork; Como el esfuerzo de Von Mises, el desplazamiento estático, las deformaciones unitarias y el factor de seguridad.

Ilustración 19. Esfuerzos de von Mises



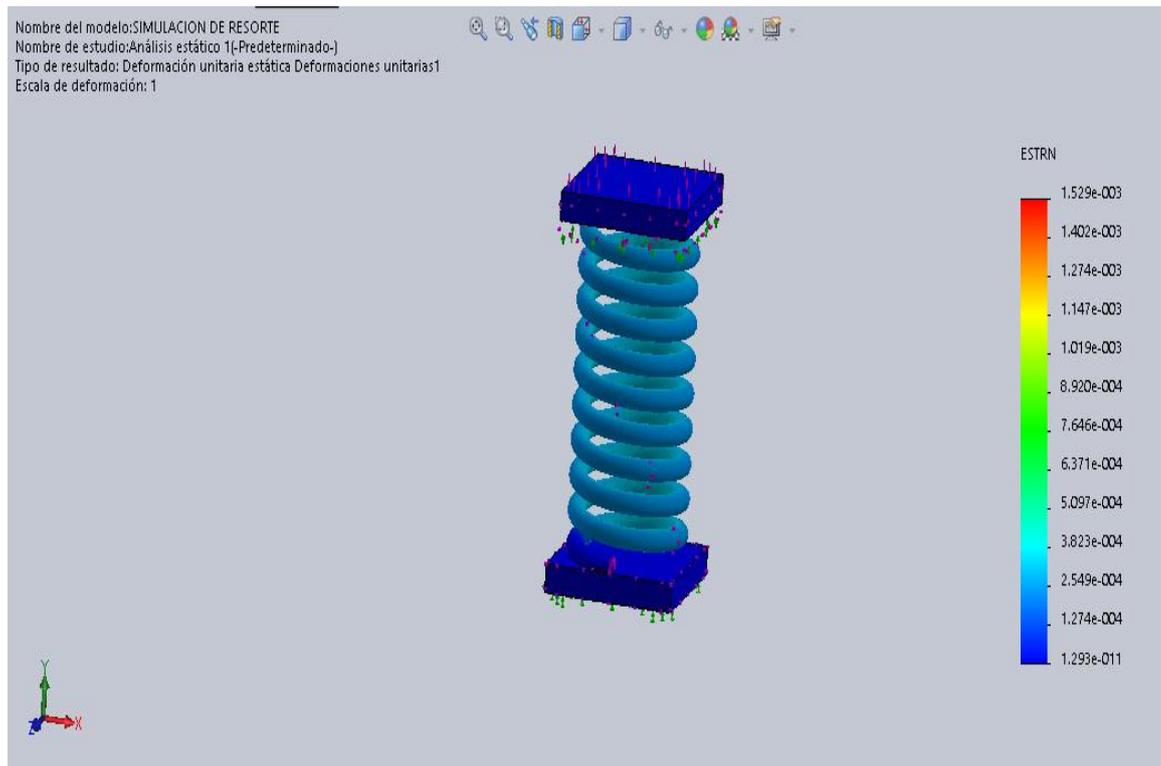
Fuente: Elaboración propia (Solidworks)

Ilustración 20. Desplazamiento Estático



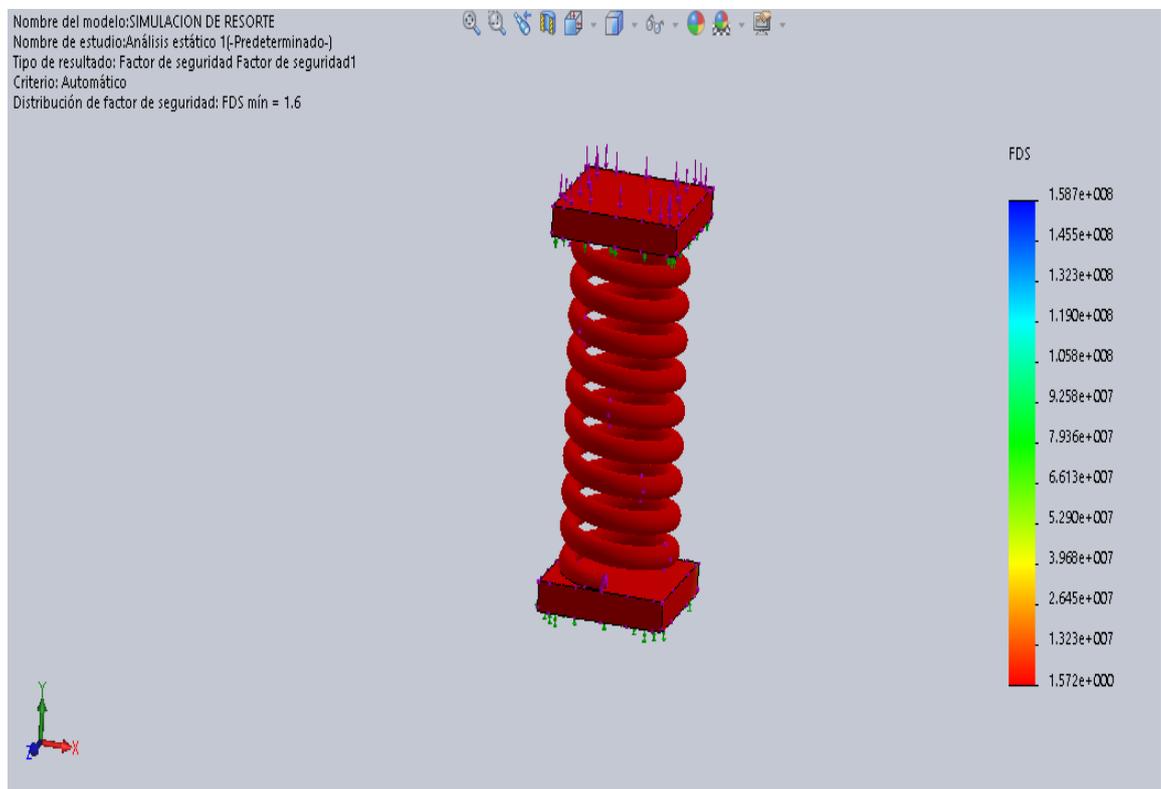
Fuente: Elaboración propia (Solidworks)

Ilustración 21. Deformaciones unitarias estáticas



Fuente: Elaboración propia (Solidworks)

Ilustración 22. Factor de seguridad

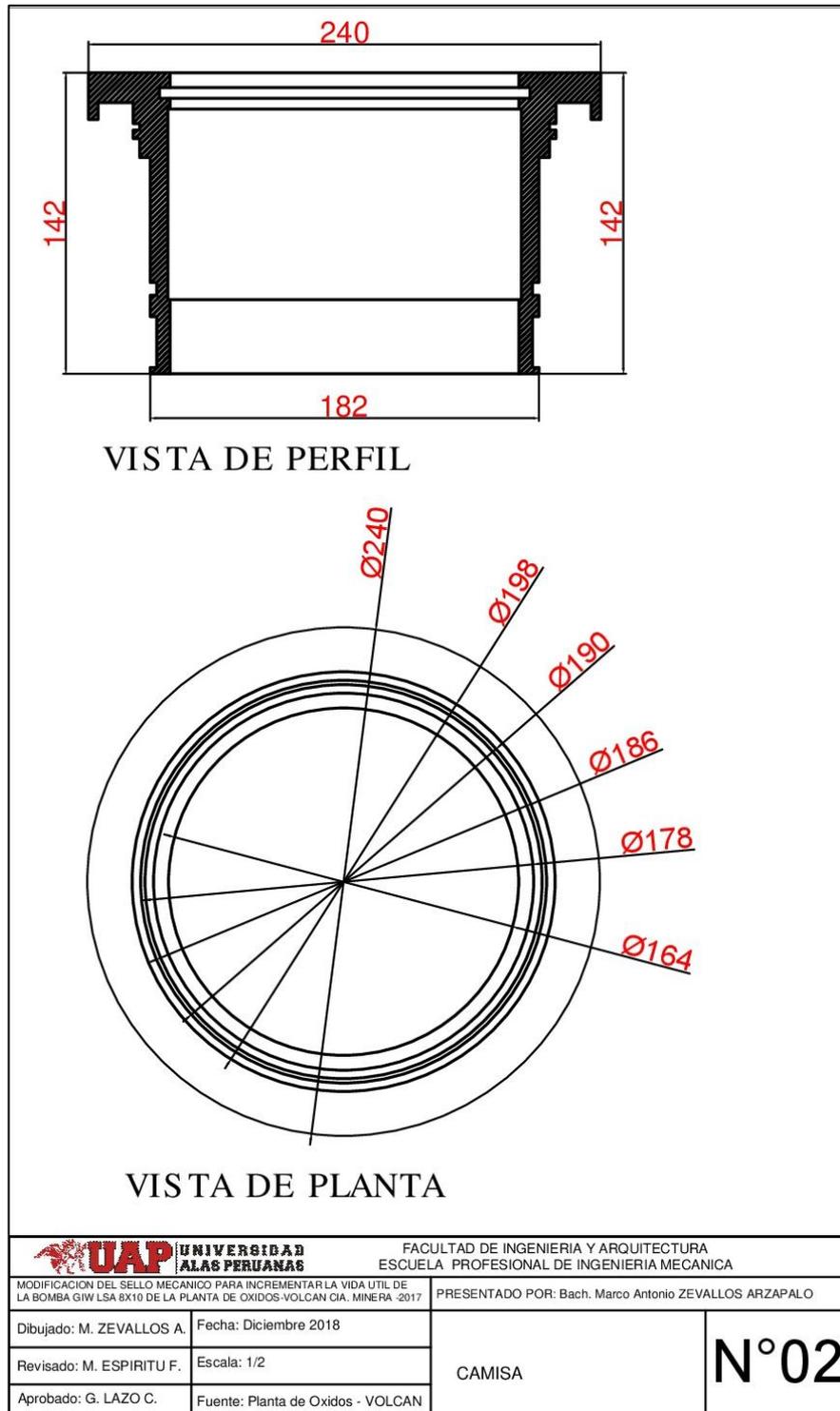


Fuente: Elaboración propia (Solidworks)

Planos de los componentes del sello mecánico

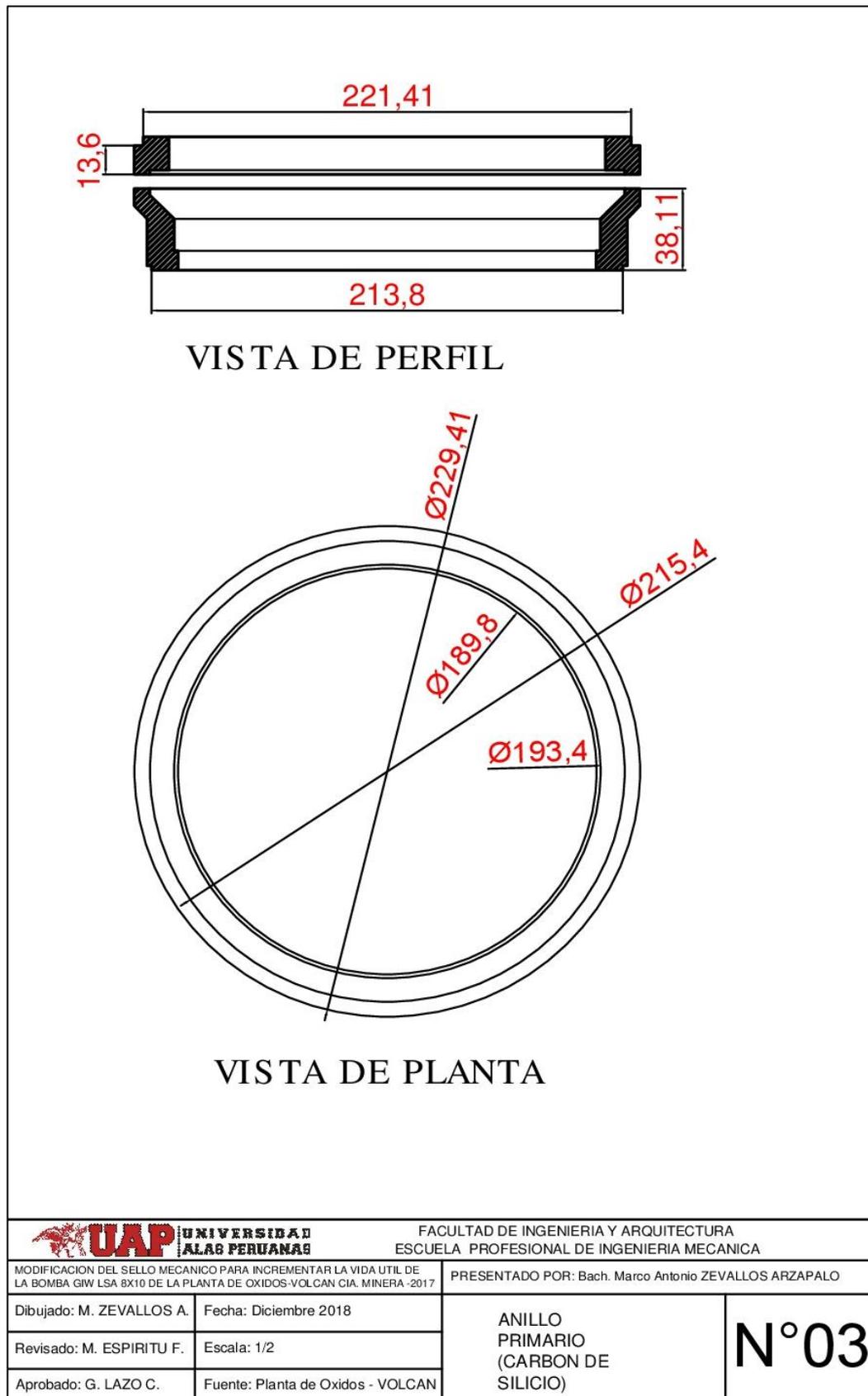
A continuación se presentan los planos de detalle y ensamble del sello mecánico:

Plano 2 Plano de camisa



Fuente: Elaboración propia

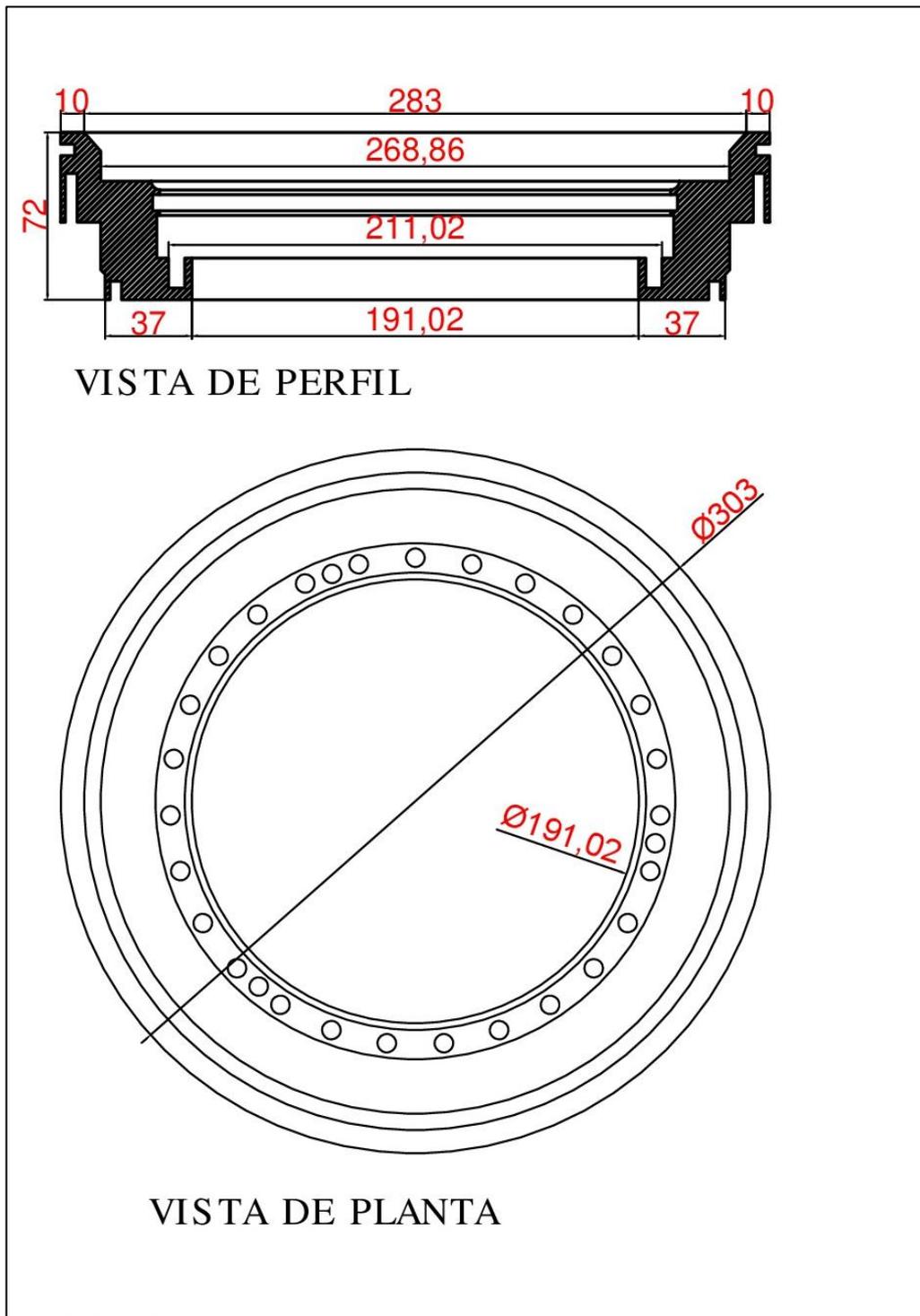
Plano 3 Plano de anillo primario



 UNIVERSIDAD ALAB PERUANAS		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	ANILLO PRIMARIO (CARBON DE SILICIO)	N°03
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

Plano 4 Plano de la brida



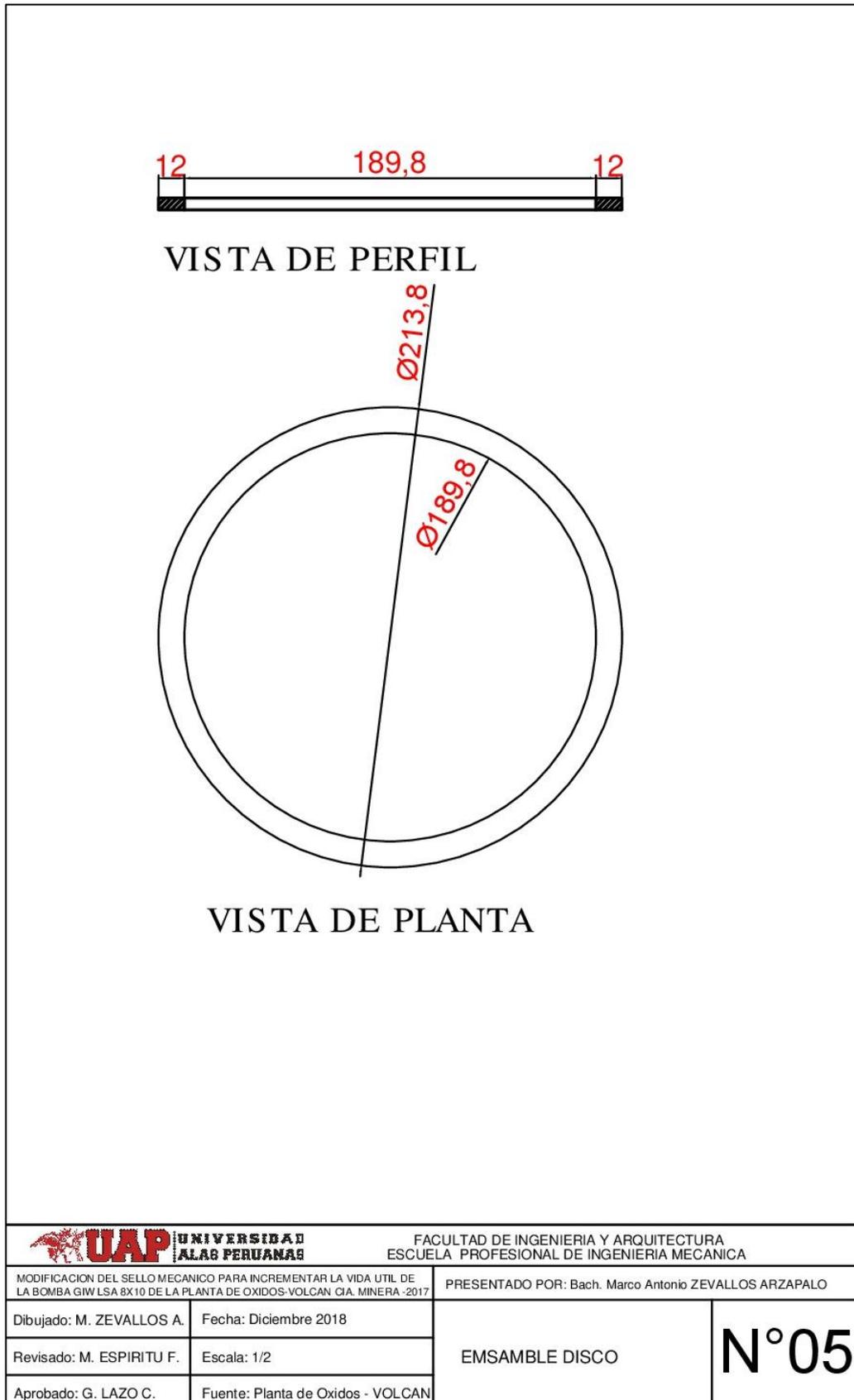
VISTA DE PERFIL

VISTA DE PLANTA

 UNIVERSIDAD ALAS PERUANAS		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	BRIDA	N°04
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

Plano 5 Plano de ensamble



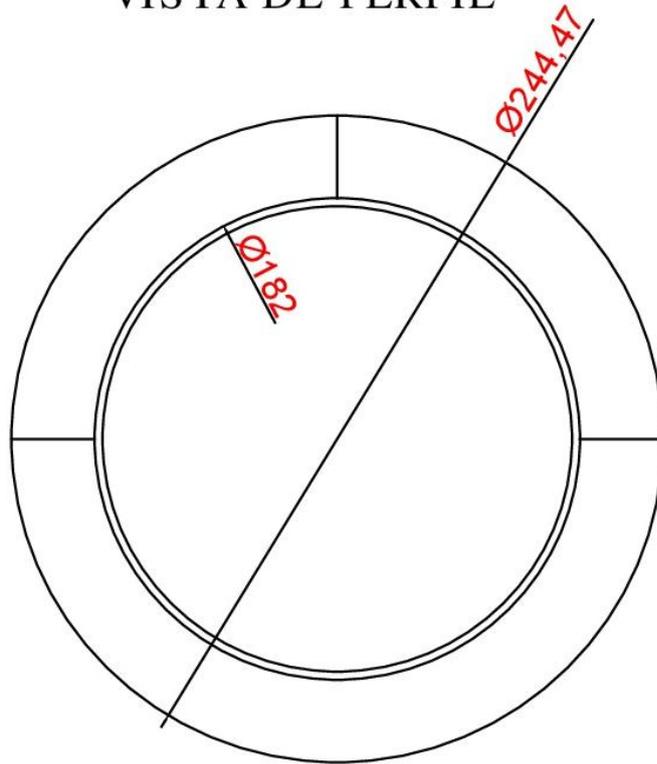
 UNIVERSIDAD ALAS PERUANAS		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	EMSAMBLE DISCO	N°05
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

Plano 6 Dimensiones del collar y perno



VISTA DE PERFIL

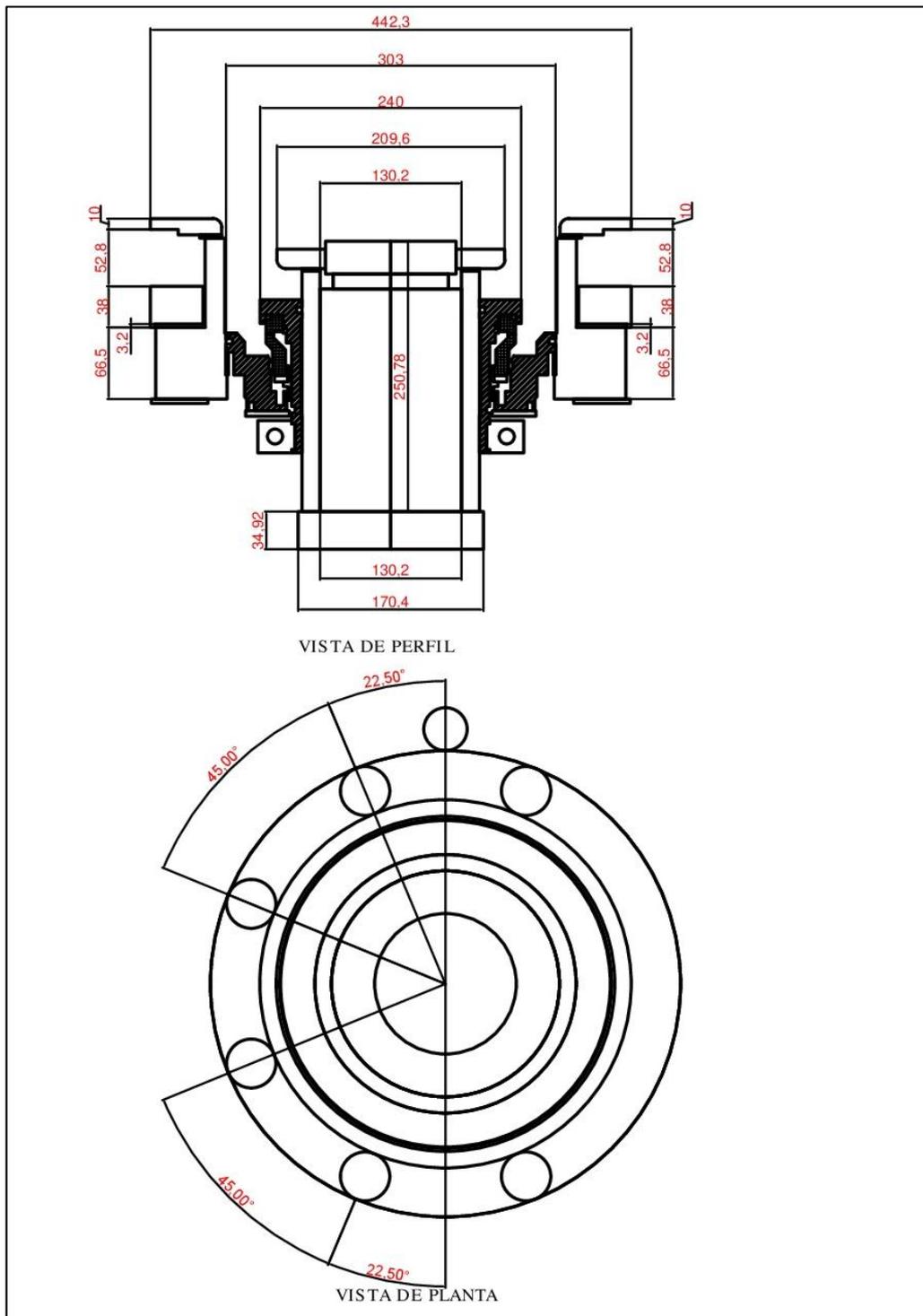


VISTA DE PLANTA

 UNIVERSIDAD ALAG PERUANAS		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	COLLAR Y PERNO	N°06
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

Plano 7 Plano de vista de planta y perfil

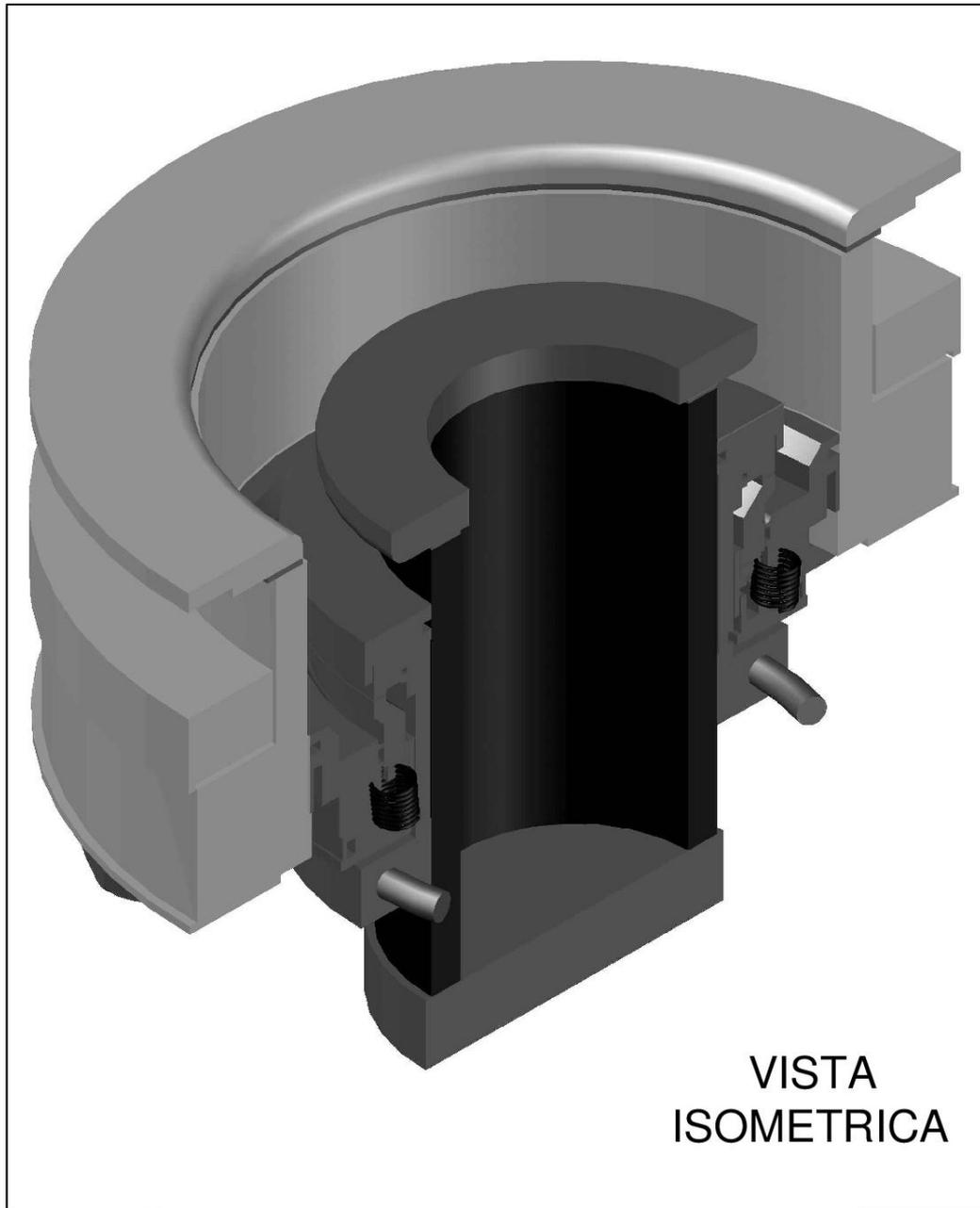


 UNIVERSIDAD ALAS PERUANAS		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	SELLO MECANICO SIMPLE	N°07
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

A continuación presentamos los planos de corte en tres dimensiones del sello mecánico:

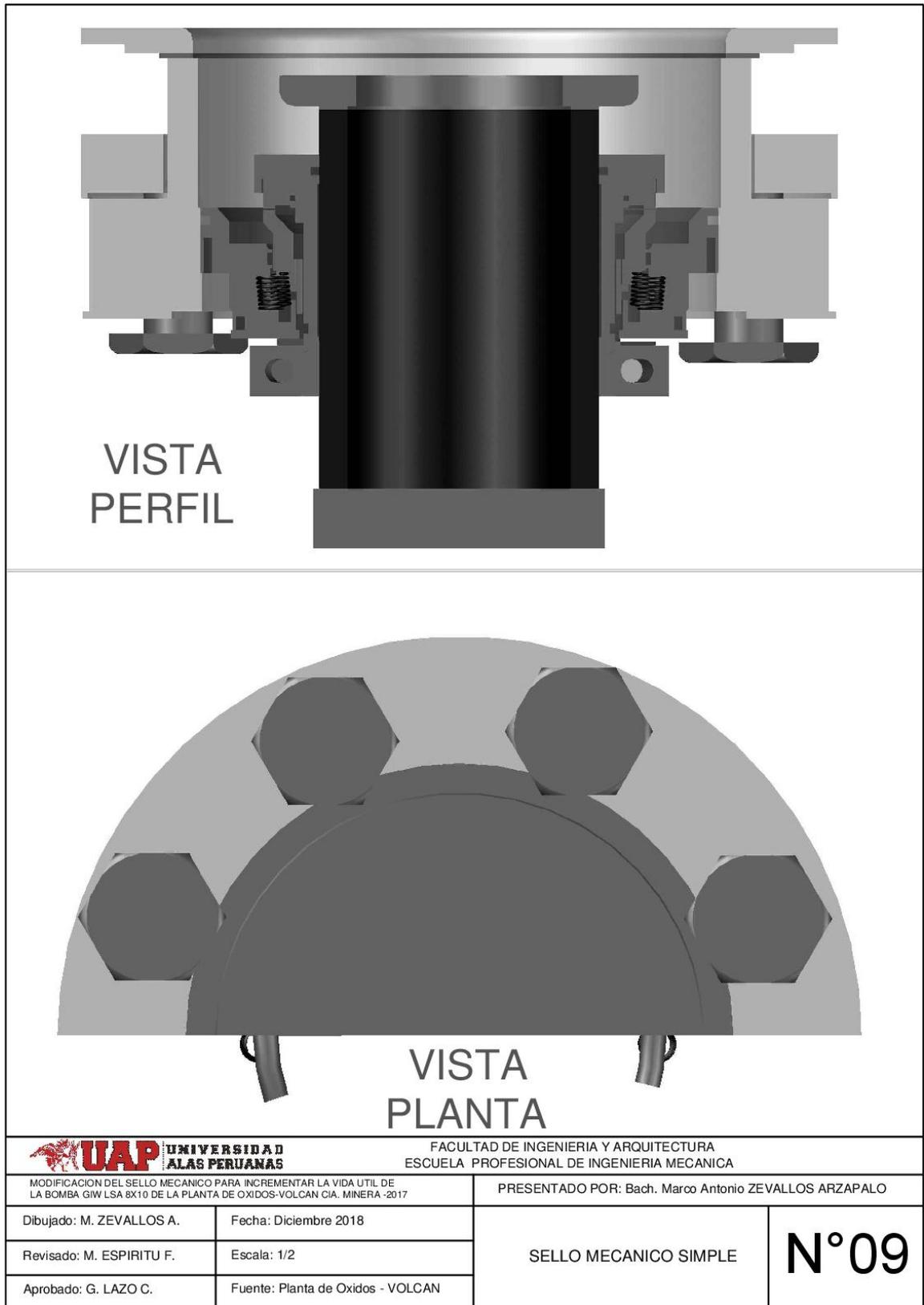
Plano 8. Plano de vista isométrica



		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	SELLO MECANICO SIMPLE	N°08
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

Plano 9 Plano de vista de perfil y planta



Fuente: Elaboración propia

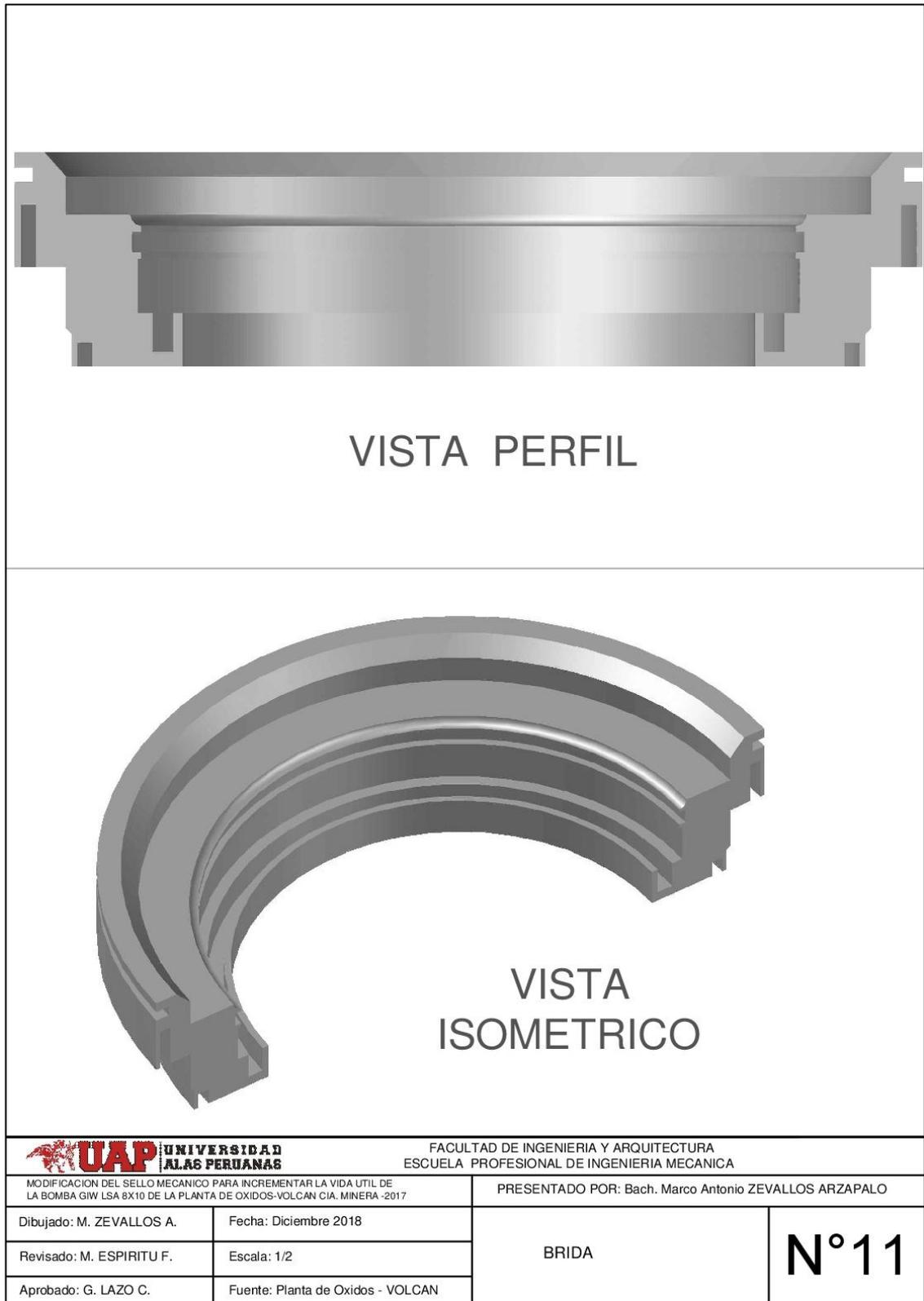
Plano 10 Plano de vistas de la camisa



		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	CAMISA	N°10
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

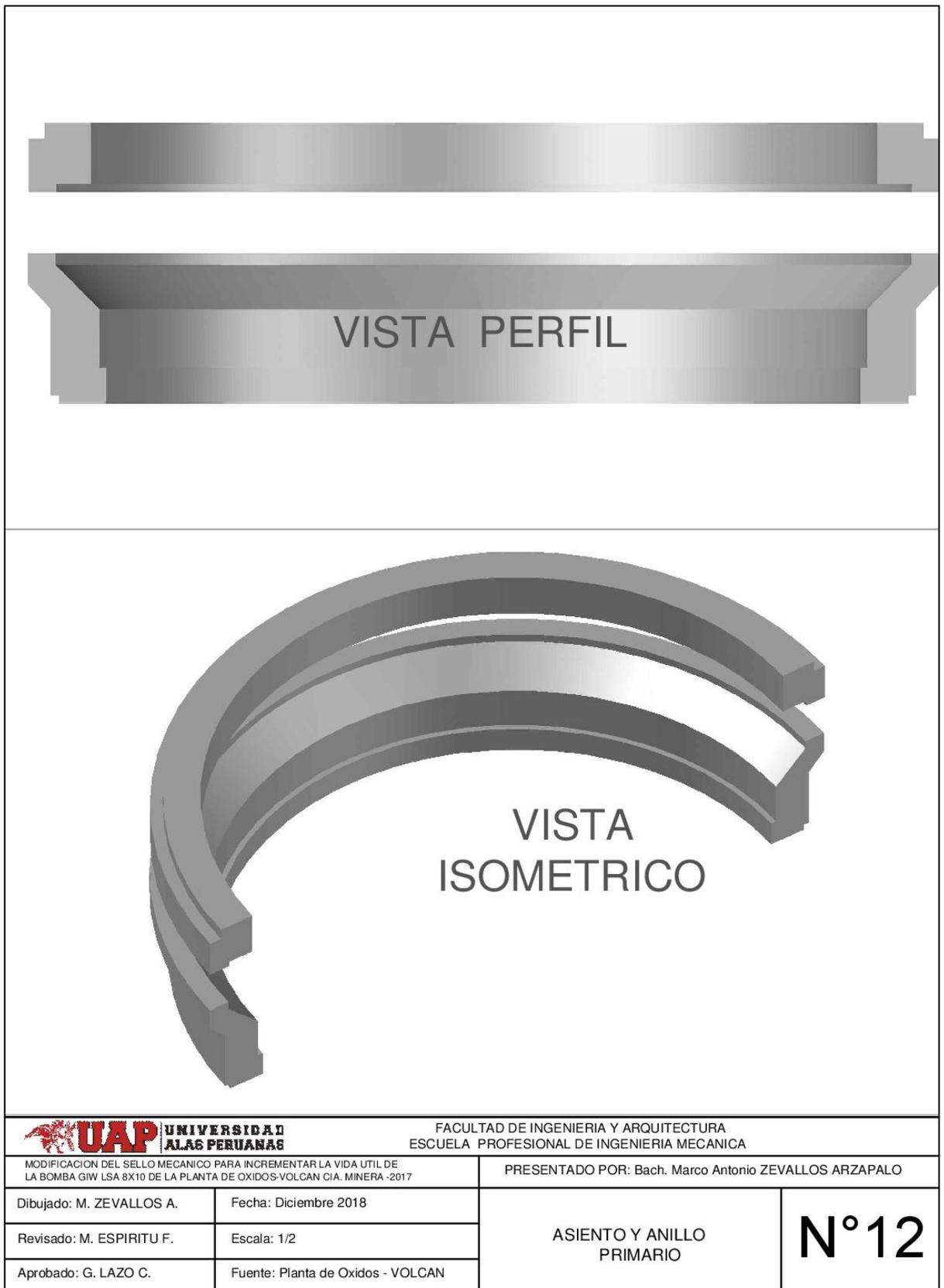
Fuente: Elaboración propia

Plano 11. Plano de brida vvista perfil e isométrico



Fuente: Elaboración propia

Plano 12. Plano del anillo primario vista perfil e isométrico Fuente: Elaboración propia



Fuente: Elaboración propia

Plano 13 Plano del anillo primario – vistas perfil e isométrico



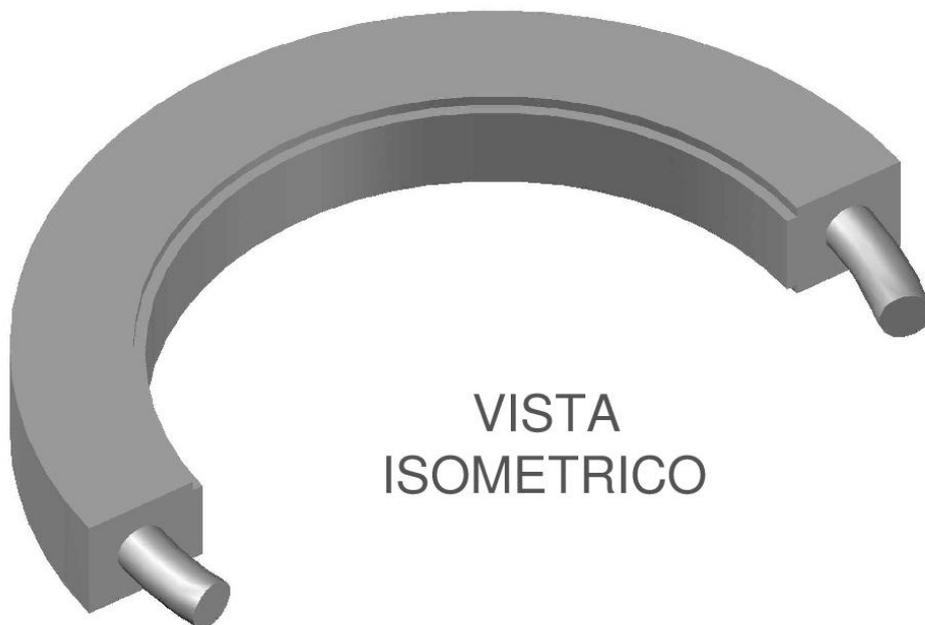
 UNIVERSIDAD ALAS PERUANAS		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	O - RING	N°13
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

Plano 14 Plano de collar y perno



VISTA PERFIL

VISTA
ISOMETRICO

		FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA	
MODIFICACION DEL SELLO MECANICO PARA INCREMENTAR LA VIDA UTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8X10 DE LA PLANTA DE OXIDOS-VOLCAN CIA. MINERA -2017		PRESENTADO POR: Bach. Marco Antonio ZEVALLOS ARZAPALO	
Dibujado: M. ZEVALLOS A.	Fecha: Diciembre 2018	COLLAR Y PERNO	N°14
Revisado: M. ESPIRITU F.	Escala: 1/2		
Aprobado: G. LAZO C.	Fuente: Planta de Oxidos - VOLCAN		

Fuente: Elaboración propia

Las siguientes notas son importantes y deben ser observadas para la correcta instalación y funcionamiento del sello:

- Eliminas todos los pilos en el eje y/o camisa antes de la instalación del sello.
- Lubrique el eje/camisa, además de la cuña/o-ring/fuelle para ayudar a la instalación del sello con: grasa sintética siliconada.
- La cara de la caja del sello y el eje deben estar a 90° entre sí en 0.05 FIM.
- Ventilar los gases atrapados antes de arrancar el equipo.
- Todos los hombros o escalones por los que debe pasar el sello en el montaje, deben estar preparados como se muestra en el esquema.
- El espaciador (Ítem N° 17) es solo para posicionar el sello apropiadamente, después de que la brida, los rodamientos, eje y el sello estén asegurados en su posición de trabajo, el espaciador debe ser removido antes de poner en marcha el equipo.
- Los pernos del collar (Ítem N°16) deben ser ajustados a 54 pies-libra antes de retirar los espaciadores y previo a la presurización o arranque del equipo.

4.3 Descripción estadística

En la tabla 4, se presenta la vida útil antes de realizar la investigación de las bombas GIW LSA 8x10 de la planta de óxidos de Empresa Administradora Óxidos de Pasco SAC para los diferentes meses, estos resultados de disponibilidad se tomó de la base datos del SAP, para realizar el análisis estadístico se tomaron los datos de 12 meses desde enero a diciembre del 2016.

Tabla 4: Vida útil del sello mecánico año 2016

EQUIPO	VIDA UTIL DEL SELLO MECÁNICO DE LA BOMBA GIW LSA 8x10											
	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
BOMBA 1	15	14	16	17	14	15	15	15	15	16	17	16
BOMBA 2	14	15	15	15	14	16	15	16	15	15	15	16
BOMBA 3	15	16	15	16	15	16	15	16	15	15	15	15
BOMBA 4	15	16	16	16	16	16	15	15	15	15	15	15
BOMBA 5	15	15	16	16	16	16	17	17	17	16	15	15
BOMBA 6	14	14	16	14	16	15	15	15	15	16	15	15
BOMBA 7	14	15	16	16	16	16	16	15	15	15	15	15
BOMBA 8	16	16	15	15	15	15	16	16	16	16	16	16
BOMBA 9	15	15	15	15	15	15	15	15	15	16	16	16
BOMBA 10	15	16	16	16	16	16	16	16	15	15	15	15

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 5 tenemos el promedio de la vida útil de las bombas GIW LSA 8X10, este promedio es por cada equipo y es del año 2016

Tabla 5 Promedio de la vida útil año 2016

EQUIPO	PROMEDIO 12 MESES
BOMBA 1	15
BOMBA 2	15
BOMBA 3	15
BOMBA 4	15
BOMBA 5	16
BOMBA 6	15
BOMBA 7	15
BOMBA 8	16
BOMBA 9	15
BOMBA 10	16
PROMEDIO	15

Fuente: Elaboración propia (EXCEL)

En la tabla 6 tenemos los resultados estadísticos descriptivos de la vida útil del año 2016 por cada mes, donde podemos apreciar la media, esto nos indica el promedio de la vida útil de las bombas por cada mes; también como se puede apreciar se tiene los valores mínimos y máximos de la vida útil por cada mes y finalmente apreciamos la desviación estándar este valor es la raíz cuadrada de la varianza.

Tabla 6. Estadísticas descriptivos de la bomba GIW LSA 8x10

	Muestra	Mínimo	Máximo	Media	Desviación estándar
VIDUTILENE16	10	14	16	14,80	,632
VIDUTILFEB16	10	14	16	15,10	,738
VIDUTILMAR16	10	15	16	15,50	,527
VIDUTILABR16	10	14	17	15,60	,843
VIDUTILMAY16	10	14	16	15,30	,823
VIDUTILJUN16	10	15	16	15,60	,516
VIDUTILJUL16	10	15	17	15,50	,707
VIDUTILAGO16	10	15	17	15,60	,699
VIDUTILSET16	10	15	17	15,30	,675
VIDUTIOCT16	10	15	16	15,50	,527
VIDUTILNOV16	10	15	17	15,40	,699
VIDUTILDIC16	10	15	16	15,40	,516

Fuente: Elaboración propia (SPSS)

En la tabla 7. tenemos datos (en días) de la vida útil después de instalar el diseño nuevo del sello mecánico donde podemos apreciar el incremento de la vida útil aproximadamente diez veces más en comparación con los datos del año 2016.

Tabla 7. Vida útil del sello mecánico año 2017

EQUIPO	VIDA UTIL DEL SELLO MECÁNICO DE LA BOMBA GIW LSA 8x10								
	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SETIEMBRE
BOMBA 1	180	170	175	180	178	176	177	180	180
BOMBA 2	180	175	169	175	180	175	176	179	174
BOMBA 3	169	178	178	176	180	180	177	175	173
BOMBA 4	175	176	173	178	175	175	178	168	179
BOMBA 5	176	180	174	177	174	173	179	169	177
BOMBA 6	170	180	176	180	172	173	180	176	178
BOMBA 7	178	174	172	180	177	171	175	175	180
BOMBA 8	180	173	170	176	179	175	177	173	180
BOMBA 9	180	172	180	175	180	177	176	173	180
BOMBA 10	180	170	180	172	180	178	179	172	180

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 8 tenemos los promedios de los datos de 9 meses, de cada una de las bombas centrífugas después de instalar el diseño nuevos del sello mecánico.

Tabla 8. Promedio de la vida útil año 2017

EQUIPO	PROMEDIO 9 MESES
BOMBA 1	177
BOMBA 2	176
BOMBA 3	176
BOMBA 4	175
BOMBA 5	175
BOMBA 6	176
BOMBA 7	176
BOMBA 8	176
BOMBA 9	177
BOMBA 10	177
PROMEDIO	176.10

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 9 se puede apreciar los estadísticos descriptivos de la vida útil del sello mecánico esto es después de la instalación del diseño nuevo del sello mecánico; se tiene 10 datos por cada mes, lo que corresponde a enero del 2017 la mínima vida útil es 169 días y la máxima de 180 días, la media que corresponde a ese mes de 176,80 y se tiene una varianza de 18,178.

Tabla 9. Estadísticos descriptivos de año 2017

	Número de Muestras	Mínimo	Máximo	Media	Desviación estándar	Varianza
VIDUTILENE17	10	169	180	176.80	4.264	18.178
VIDUTILFEB17	10	170	180	174.80	3.706	13.733
VIDUTILMAR17	10	169	180	174.70	3.860	14.900
VIDUTILABRI17	10	172	180	176.90	2.644	6.989
VIDUTILMAY17	10	172	180	177.50	2.915	8.500
VIDUTILJUN17	10	171	180	175.30	2.627	6.900
VIDUTILJUL17	10	175	180	177.40	1.578	2.489
VIDUTILAGO17	10	168	180	174.00	3.859	14.889
VIDUTILSET17	10	173	180	178.10	2.644	6.989

Fuente: Elaboración propia

4.4 Contrastación de la hipótesis

Para contrastar la hipótesis planteada se utilizó la prueba t student, esta prueba es adecuada para muestras inferiores a 30, como es el caso del trabajo de investigación.

Hipótesis general

Formulación de la hipótesis

H₀: Si determinamos la influencia de la modificación del sello mecánico entonces NO se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera -2017.

$$VIDAUTILantes \geq VIDAUTILdespués$$

H₁: Si determinamos la influencia de la modificación de los sellos mecánicos entonces se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de la Volcán CIA Minera -2017.

$$VIDAUTILdespués > VIDAUTILantes$$

Establecer el nivel de significancia

Nivel de significancia $\alpha = 0.05$ (t student_{tabla} = 2.1001)

Elección de la prueba estadística

$$t_{calculado} = \frac{\bar{X}_1 - \bar{X}_2}{\sqrt{\frac{S_1^2}{N_1} + \frac{S_2^2}{N_2}}}$$

Datos:

$$\bar{X}_1 = 176 \text{ (de la tabla 10)}$$

$$\bar{X}_2 = 15 \text{ (de la tabla 6)}$$

$$S_1^2 = 11.42 \text{ (de la tabla 10)}$$

$$S_2^2 = 0.46 \text{ (de la tabla 6)}$$

$N_1 = 10$ (de la tabla 8)

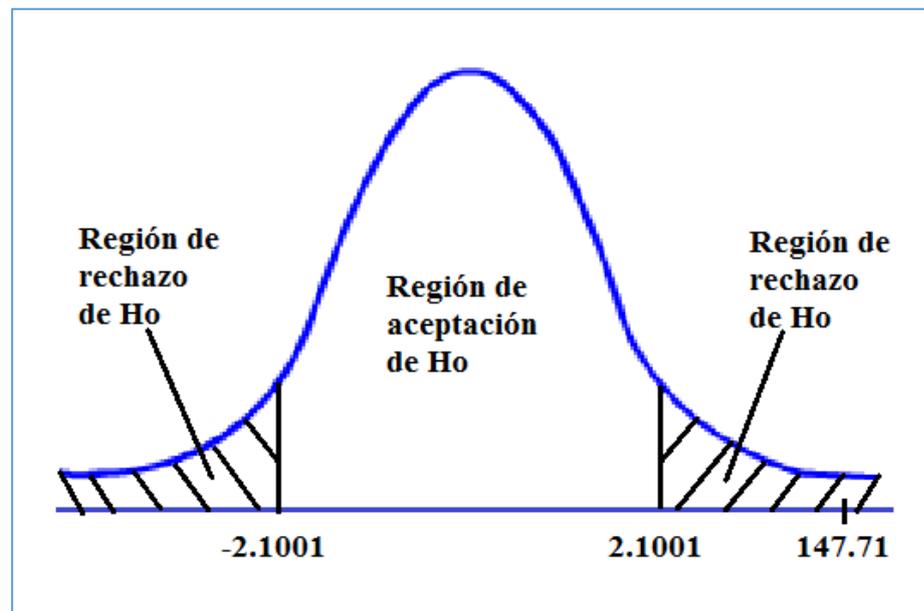
$N_2 = 10$ (de la tabla 4)

Remplazando los datos obtenemos: $t_{calculado} = 147.71$

La condición para aceptar la hipótesis nula es: Si **t tabular > t calculado**;

cuyos valores se muestran en la Figura 2.

Figura 2. Campana de Gauss (hipótesis general)



Fuente: Elaboración propia

Toma de decisión

De acuerdo a los resultados, como $t_{calculado} = 147.71 > t_{tabular} = 2.1001$ (de tablas); afirmamos que 147.71 cae en la región de rechazo, por lo tanto se rechaza H_0 , aceptamos la hipótesis de la investigación H_1 conocida también como hipótesis alterna.

Conclusión

Con un nivel de significancia a un nivel de $\alpha=0.05$, existe suficiente evidencia estadística para concluir que el sello mecánico influye en la vida útil de la bomba LSA 8X10 GIW en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera-2017.

Hipótesis específica 1

H₀: Si se determina la influencia del diseño nuevo del sello mecánico entonces NO se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera -2017.

H₁: Si se determina la influencia del diseño nuevo del sello mecánico entonces se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera -2017.

Con respecto a la hipótesis específica 1 (**H₁**) se realiza una contrastación empírica directa. Esta hipótesis se acepta, ya que al realizar la modificación del sello mecánico, al de la bomba GIW LSA 8x10 ya no fallaba constantemente cada 15 días en promedio, por el contrario el cambio del sello mecánico se realizaba cada 178 días en promedio.

Hipótesis específica 2

En la tabla 10 se muestra la frecuencia de falla de los sellos mecánicos antes y después de la modificación.

Tabla 10 Frecuencia de fallas antes y después

Frecuencia de falla Antes (días)	Frecuencia de falla después (días)
15	176
16	177
14	179
13	175
15	174
14	179
15	173
14	172
12	172
14	175

Fuente: Volcán CIA Minera.

Formulación de la hipótesis

H₀: Si determinamos la influencia de la modificación del sello mecánico entonces NO se reducirá las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera -2017.

$$FRE.FALLASantes \geq FRE.FALLASdespués$$

H₁: Si determinamos la influencia de la modificación del sello mecánico entonces se reducirá las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera -2017

$$FRE.FALLASantes < FRE.FALLASdespués$$

Nivel de significancia

Para nuestro caso el nivel de significancia está dado por:

$$\alpha = 0.05$$

Prueba de normalidad

Para nuestro caso aplicaremos la prueba de normalidad de Shapiro Wilk ya que nuestra muestra es menor a 30. Los criterios para determinar la normalidad son:

P-valor $\geq \alpha$ Los datos provienen de una distribución normal.

P.valor $< \alpha$ Los datos **NO** provienen de una distribución normal

Los valores se muestran en la Tabla 11.

Tabla 11. Prueba de normalidad

	Shapiro - Wilk		
	Estadístico	gl	Sig.
FrecFallaAntes	0.933	10	0.479
FrecFallaDespués	0.924	10	0.393

Fuente: Elaboración propia (SPSS)

Como se puede apreciar en la tabla 11 el P-valor en ambos casos es mayor (0.479 y 0.393) que el nivel de significancia el cual es $\alpha = 0.05$. Por lo tanto llegamos a la siguiente conclusión que los datos de la disponibilidad de los equipos provienen de una distribución normal.

Criterios de evaluación para contrastar la hipótesis.

Si la probabilidad obtenida P-valor $\leq \alpha$ se rechaza H_0 y se acepta H_1

Si la probabilidad obtenida P-valor $> \alpha$ se acepta H_0 y se rechaza H_1

El $T_{\text{crítico}} = 1.734$ (tablas)

En la tabla 12 se puede ver que el P-valor es de 0.000, por lo tanto este valor es menor al $\alpha = 0.05$.

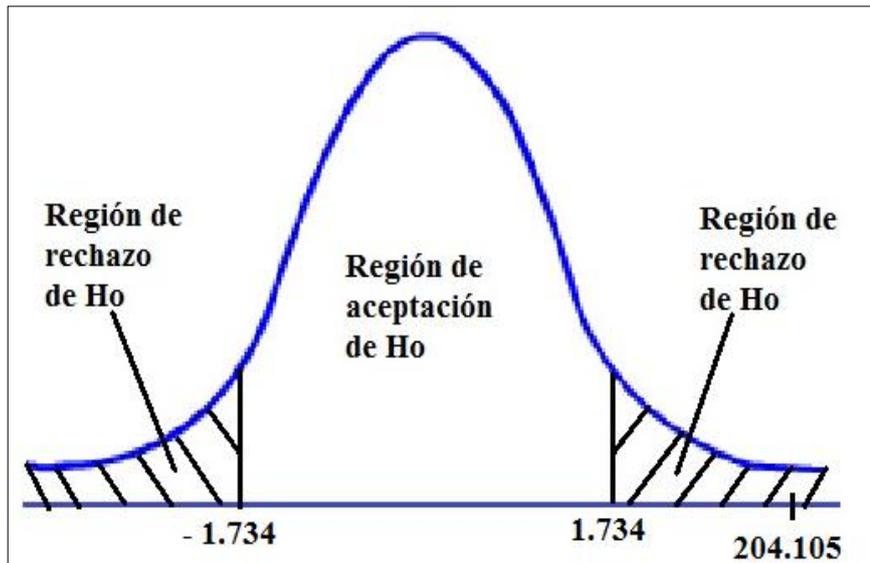
Tabla 12 Prueba T-Student (Hipótesis específica 2)

	Diferencias emparejadas					t	gl	Sig.(bilateral)
	Media	Desviación estándar	Media de error estándar	95% de intervalo de confianza de la diferencia				
				Inferior	Superior			
FreFallaDespués FrecFallaAntes	161.00	2.494	0.789	159.216	162.784	204.105	9	0.000

Fuente: Elaboración propia

La condición para aceptar la hipótesis nula es: Si **t tabular > t calculado**; cuyos valores se muestran en la Figura 3.

Figura 3 Campana de Gauss (hipótesis específica)



Fuente: Elaboración propia

Decisión

Con un nivel de significancia de 5% se rechaza la Hipótesis Nula.

Conclusión

Con un nivel de confianza de 95%, existe suficiente evidencia para afirmar que la modificación del sello mecánico reduce las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera-2017, como se puede apreciar en las tablas.

CAPÍTULO V

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

5.1. Discusión

Esta investigación tuvo como propósito modificar el sello mecánico para las bombas GIW LSA 8X10, se presentó detalladamente el diseño del sello mecánico para así mejorar la productividad de estas bombas centrífugas.

El método empleado en la investigación es el método científico y es el más adecuado para el análisis de nuestras variables estudiadas y la muestra es la adecuada para decir que nuestra investigación es válida.

Estos resultados obtenidos en la investigación son solo para las Bombas GIW LSA 8X10 de la planta de óxidos de Volcán CIA Minera 2017, ya que en el estudio solo se han analizado esos equipos y en las condiciones de trabajo explicadas en la presente investigación.

A partir de los resultados mostrados la predicción de la hipótesis planteada se puede aceptar la cual menciona Si realiza una modificación de los sellos mecánicos entonces se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA Minera 2017.

Los resultados obtenidos tienen relación con lo que sostiene Quijada (2007) en su tesis “Modificación del sistema de sellado de las bombas p-3930 a/b y p -3900 a/b de la planta de agua de sincor”, quien describe con la modificación de los sellos mecánico a la planta de agua de sincor, lograron mejorar el rendimiento de las bombas centrífugas en la planta, lo que a futuro debe garantizar una alta disponibilidad, así como también una mejor confiabilidad la cual conlleva a tener una producción continua en la planta de agua.

En lo que respecta a la relación con lo que sostiene Córdova (2009), en su tesis “Análisis de fallas de los sellos mecánicos en las bombas de proceso de una planta cervecera” quien encontró las fallas más recurrentes como son fractura en las caras, desgaste del fuelle elastomérico, adherencia de partículas y desgaste o rayado de las caras; las causas de la fractura en las caras del sello mecánico son: el ajuste o compresión incorrectos en la longitud operacional del resorte, durante la medición de sus dimensiones; las causas del desgaste del fuelle elastomérico son: el uso de aditivos no apropiados durante su instalación; las causas de la adherencia de partículas en el sello mecánico son: la mala selección del material del sello mecánico con respecto al flujo bombeado; las causas del desgaste o rayado en las caras del sello mecánico son: mal montaje del sello mecánico y el uso de aditivos incorrectos al instalar el sello.

Para incrementar la vida útil de las bombas GIW LSA 8x10, se debe implementar esas bombas con el sello mecánico modificado motivo de la presente investigación; a razón a que el sello mecánico antes de la modificación fallaba en 15 días de operación, porque como se demostró en la instalación del diseño nuevo del sello tienen una vida útil en promedio de 176 días de operación continua.

CONCLUSIONES

1. Las fallas que se presentaban en la bomba GIW LSA 8x10 de la planta de óxidos de Volcan CIA. Minera, las más frecuentes era en el sello mecánico en promedio de 15 días, debido a esas averías los costos por mantenimiento eran elevados. Con la modificación del sello mecánico se incrementó la vida útil de la bomba a 179 días de duración en promedio y por ende los costos por mantenimiento bajaron considerablemente.
2. Las características de operación del diseño actual son las adecuadas, ya que puede trabajar con la cantidad de porcentaje de sólidos reales que tiene el fluido en operación 65%; el sello que se utilizaba inicialmente solo soportaba un porcentaje de 58.8% de sólidos en el fluido de operación de la planta de óxidos de Volcan CIA Minera.
3. Con la modificación del sello mecánico se logró reducir las fallas prematuras en la bomba GIW LSA 8x10; inicialmente se tenía una tasa de 24 fallas/año (con el sello anterior) y con el sello actual la tasa bajo a 2 fallas/año. Se redujo la tasa de fallas en 91.67% por año y esto reduce los costos por mantenimiento.
4. El sello mecánico SLC flowserve tenía ubicado en la parte rotaria 3 resortes arandela (honda) y con contacto con el fluido, con el sello actual se tiene 27 resortes que van ubicado en toda la circunferencia de la brida que está ubicada en la parte estacionaria, con este cambio se mejoró la vida útil.

RECOMENDACIONES

1. Se recomienda instalar los sensores de presión y nivel para tener un monitoreo constante del sistema. Este monitoreo estará a cargo del personal de mantenimiento de la planta de óxidos.
2. Se recomienda para el montaje de sello mecánico nuevo o reparado utilizar la grasa de silicona (**loctite lb 8103**) por tener mayor adherencia y poder de sellado.
3. Se recomienda tener un protocolo de lavado para mantener limpio la zona de las caras (carbón de silicio) cuando el equipo está parado.
4. Se recomienda que la presión que debe tener el sistema deberá ser de 4.5 kg/cm^2 (65 Psi) como primera opción.
5. Se recomienda la verificación y ajuste de todos los pernos en cada mantenimiento preventivo en especial del collar.
6. Se recomienda la instalación del Plan API 32, para realizar el lavado interno de las caras y así mejorar en la vida útil.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. México: McGraw-Hill.
- Córdova, M. (2009). *Análisis de fallas de los sellos mecánicos en las bombas de proceso de una planta cervecera*. Barcelona- Ecuador: Universidad de Oriente.
- Díaz, J. (2009). *Bombeo de crudo altamente viscoso en el tramo I del ONP mediante bombas de tornillo*. Piura: Universidad de Piura.
- Espinoza, C. (2014). *Metodología de la Investigación Tecnológica*. Huancayo: Soluciones Graficas SAC.
- Giles, R., & Cheng, J. (1994). *Mecánica de Fluidos e Hidráulica*. España: Mc Graw Hill.
- Ibarra, G., Rodriguez, M., Elias, A., & Caamaño, J. (1997). *Las Máquinas Hidráulica y de Fluidos a lo Largo de la Historia*. DYNA.
- Lafraia, J. (2001). *Manual de confiabilidad, Mantenibilidad e Disponibilidad*. QUalitymark.
- Mora, A. (2009). *Mantenimiento. Planeación, ejecución y control*. Alfa y omega. . México.
- Norton, R. (2009). *Diseño de Maquinaria*. México: McGraw-Hill.
- Quijada, V. (2007). *Modificación del sistema de sellado de las bombas P-3930 A/B y P-3900 A/B de la planta de agua de Sincor*. Sartenejas-Ecuador: Universidad Simon Bolivar.
- Rojas, C. (2007). *Análisis técnico de un programa de mantenimiento de una planta de harina de pescado de 60 tn/hr de capacidad*. Lima - Perú: Universidad Nacional de Ingeniería.

ANEXOS

Anexo A: Matriz de consistencia

TITULO: MODIFICACIÓN DEL SELLO MECÁNICO PARA INCREMENTAR LA VIDA ÚTIL DE LA BOMBA GIW LSA 8x10 DE LA PLANTA DE ÓXIDOS-VOLCAN CIA MINERA-2017

PROBLEMA	OBJETIVO	HIPÓTESIS	VARIABLE	METODOLOGIA
<p>PROBLEMA GENERAL:</p> <p>¿De qué manera la modificación del sello mecánico permitirá incrementar la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de Óxidos de Volcán CIA. Minera?</p> <p>PROBLEMAS ESPECÍFICOS:</p> <p>a) ¿De qué manera el nuevo diseño del sello mecánico incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera -2017?</p> <p>b) ¿De qué manera la modificación del sello mecánico reducirá las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017?</p>	<p>OBJETIVO GENERAL:</p> <p>Determinar la modificación del sello para incrementar la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera.</p> <p>OBJETIVOS ESPECÍFICOS:</p> <p>a) Comprobar el nuevo diseño del sello mecánico para incrementar la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017.</p> <p>b) Establecer la modificación del sello mecánico para reducir las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017.</p>	<p>HIPÓTESIS GENERAL:</p> <p>Sí realizamos la modificación del sello mecánico entonces se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017.</p> <p>HIPÓTESIS ESPECIFICAS:</p> <p>a) Sí efectuamos el nuevo diseño del sello mecánico entonces se incrementará la vida útil de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017.</p> <p>b) Sí ejecutamos la modificación del sello mecánico entonces se reducirá las fallas prematuras de la bomba GIW LSA 8x10 en la planta de óxidos de Volcán CIA. Minera - 2017.</p>	<p>VARIABLE INDEPENDIENTE:</p> <p>Modificación del sello mecánico</p> <p>Dimensiones: - Diseño - Planos</p> <p>VARIABLE DEPENDIENTE:</p> <p>Vida útil</p> <p>Dimensiones: - Fallas - Eficiencia - Disponibilidad</p>	<p>TIPO DE INVESTIGACION:</p> <p>Tecnológico</p> <p>NIVEL DE INVESTIGACION:</p> <p>Aplicada.</p> <p>DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN:</p> <p>Diseño con pre y post prueba</p> <p>POBLACIÓN:</p> <p>10 Bomba GIW LSA 8x10</p> <p>MUESTRA:</p> <p>1 Bomba GIW LSA 8x10</p>

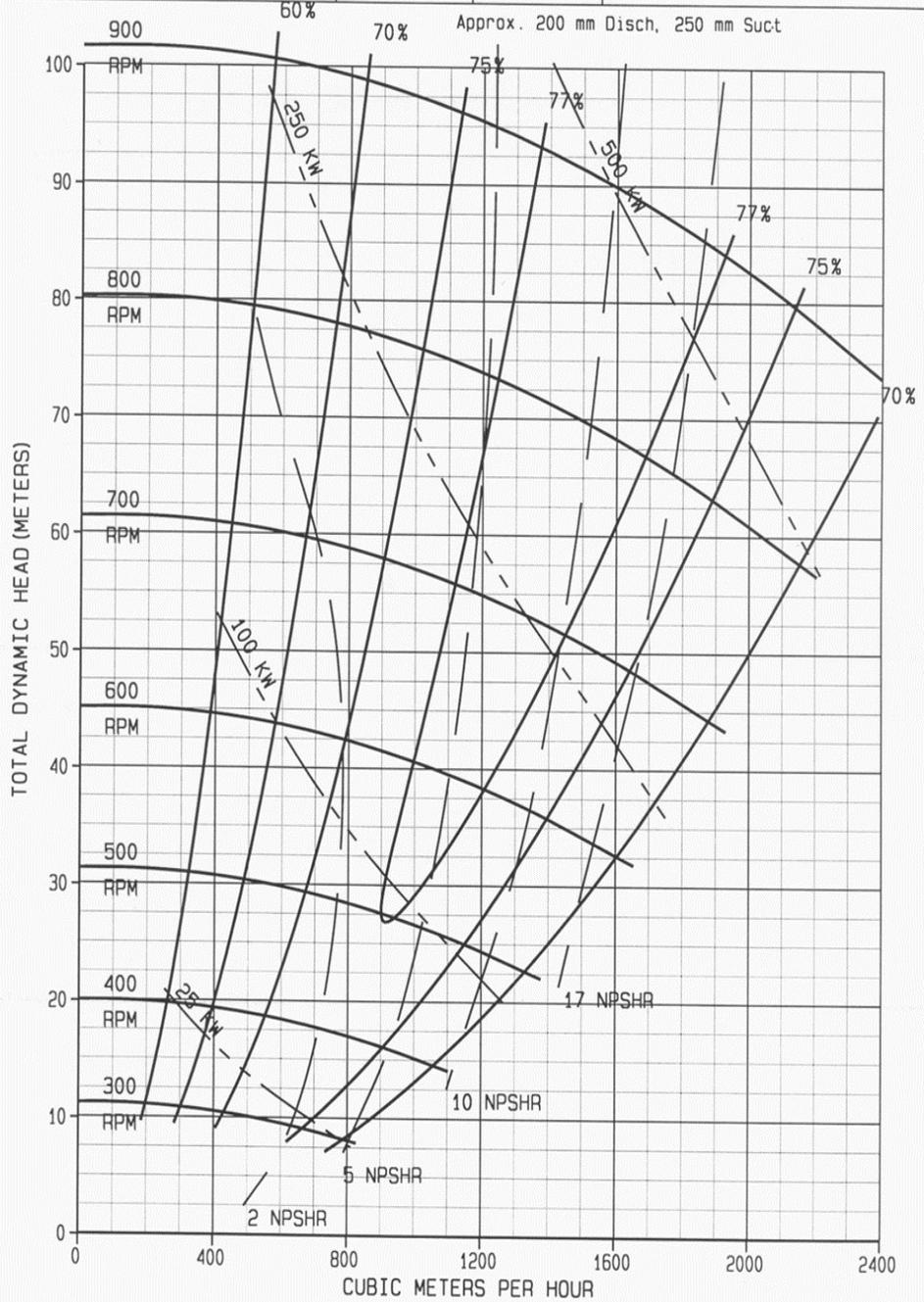
Anexo B: Curva característica de la bomba GIW LSA 8x10

Pump Type LSA 8x10-32 S Series	Model C/4ME	Vane Diameter 806 mm	Free Passage 89x120 mm
Clear Water Performance The effects of specific gravity, viscosity and solids on performance with slurry must be accounted for. Alternate choice for frame size or seal type may also have some effects.		Frame Size 3F, 4-5G	Curve Number E 40J-80 TP Basis B 20C-93



GIW Industries Inc.

A KSB Company • KSB



26-AUG-99 33580



Anexo C: Condiciones de diseño y operación

 				P01-P022 - Bombas Pulpa TAG: 200-PU-001 A-B DS-TF-002 REV 5. Emitido para construcción Fecha: 15/02/2013	
	ITEM	UNITS	DATA BY BUYER	DATA BY VENDOR	
0	OPERATING AND DESIGN CONDITIONS				
1	Service		SLURRY	SLURRY	
2	Flowrate (Minimum / Design)	m ³ /h	576.4 / 668.62	576.4/668.62	
3	Total head (Minimum / Design)	m, slurry	26.8 / 28.7	26.8/28.7	
4	Static head (Design)	m, slurry	15.295	15.295	
5	NPSH _a (Nominal / Design)	m abs, slurry	2.73 / 2.29	2.73/2.29	
6	Head pressure required	kPag	103.42	103.42	
7	Quantity		2 Pumps (1 Ope.+1 Stand-by)	2 Pumps (1 Ope.+1 Stand-by)	
8	Pump location (Indoor / Outdoor)		Indoor	Indoor	
9	Operating schedule average	hrs/day		24	
		days/yr	365	365	
10	Amb. temperature	°C	-12.31 to 16.25	-12,31 to 16,25	
11	Elevation above sea level	m	4500	4500	
12	Gear reducer cooling (air or water)		(*)		
13	Environment		Wet and dusty	Wet and dusty	
14	Special requirements		Self drainage	Self drainage	
15	Slurry:				
16	% Solids by weight	%	58.86	58.86	
17	Slurry specific gravity		1.646	1.646	
18	Solids specific gravity		3	3	
19	Kinematic viscosity (estimated)	m ² /sec	7.99x10 ⁻⁶	7.99x10-6	
20	Vapor pressure	m, slurry	0.08	0.08	
21	pH		10.5 to 11.5	11.5	
22	Temperature	°C	10	10	
23	Froth factor		1		
24	Screen analysis:				
25	d50 Size	microns	400	400	
26	Principal corrosives		Sodium cyanide dissolved in slurry	Sodium cyanide dissolved in slurry	
27	GENERAL				
28	Model No.		(*)	0801X-00	
	Pump size		(*)	8x10-32	
29	Impeller diameter selected	mm	(*)	806	
30	Max. working pressure	kPag	(*)	965	
31	Hydrostatic test press	kPag	(*)	850	
32	Connections (suction / discharge):		ASME B16.5, 150Lb	ASME B16.5, 150Lb	
33	Inside diameter	mm	(*)	200	
34	Flange nominal size (succión)	inch	(*)	8	
35	Flange rating	pounds	(*)	250	
36	Flange facing		FF		
37	CAPACITY AND POWER DATA				

 		 EMPRESA ADMINISTRADORA CERRO S.A.C.		P01-P022 - Bombas Pulpa TAG: 200-PU-001 A-B DS-TF-002 REV 5. Emitido para construcción Fecha: 15/02/2013	
38	Proposal curve No.			(*)	E 2A-10
39	At required flow:			(*)	
40	Total head (Nominal / Design)	m		(*)	30.8 / 32.5
41	Efficiency (Nominal / Design)	%		(*)	66.1 / 68.7
42	Brake kW (Nominal / Design)	kW		(*)	104/124
43	Max. allowable speed	rpm		(*)	900
44	Effect of slurry on pump performance:				
45	Head derate factor (hr)			(*)	0.868
46	Efficiency derate factor (er)			(*)	0.908
47	Motor power required	kW		(*)	186
48	Motor speed	rpm		(*)	1800
49	Pump speed (Nominal / Design)	rpm		(*)	542/559
50	Peripheral speed (nominal / design)	m/sec	24 max tip speed		22.9
51	NPSH _r	m abs		(*)	2.30
52	Max. Brake kW @ Max conditions	kW		(*)	148.80
53	Max. / Min continuous stable flow	m ³ /h		(*)	501,35/1002,7
54	CONSTRUCCIÓN				
55	Base plate material			(*)	Fab Steel
56	Casing:			(*)	
57	Type			(*)	Semi Volute
58	Material			(*)	Gasite WD28G
59	Hardness			(*)	680 Brinell
60	Thickness	mm		(*)	55.26
61	Lining material (If required)		Elastomer		N/A
62	Lining material thickness	mm		(*)	N/A
63	Lining material hardness			(*)	N/A
64	Lining material replaceable			(*)	N/A
65	Connections: gage			(*)	YES
66	drain			(*)	YES
67	vent			(*)	YES
68	IMPELLER				
69	Type			(*)	Cerrado
70	Model			(*)	5328C
71	Size-diameter	mm		(*)	806
72	Max. possible diameter	mm		(*)	806
73	Material			(*)	Gasite WD28G
74	Lining material			(*)	N/A
75	Lining thickness	mm		(*)	N/A
76	Lining hardness			(*)	N/A
77	Impeller rotation viewed from motor (CW/CCW)		CW		CW
78	SHOP TEST				
79	Hydrostatic test - required / witnessed			Yes	YES
80	Performance test - required / witnessed			Yes	YES

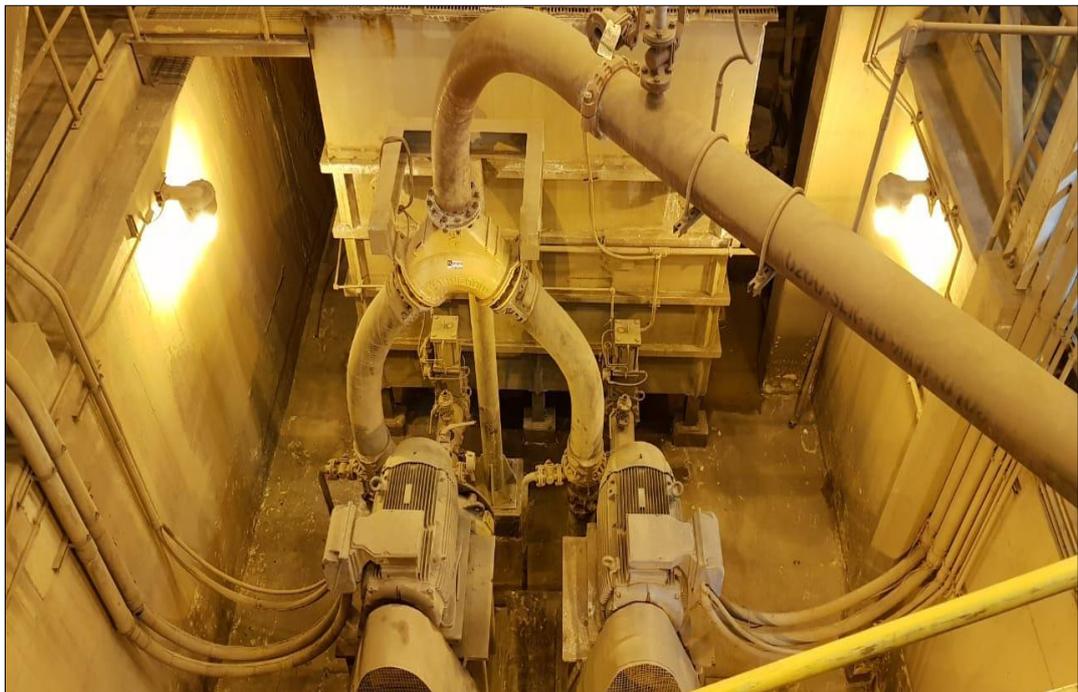
 				P01-P022 - Bombas Pulpa	
				TAG: 200-PU-001 A-B	
				DS-TF-002	
				REV 5. Emitido para construcción	
				Fecha: 15/02/2013	
81	DRIVE :				
82	Type:	Fixed speed		(*)	
83		Adjustable speed		Yes	YES
84		Direct		(*)	
85		V-belt		(*)	X
86	Manufacturer			(*)	Martin Sprocket
87	Drive sheave dIAmeter			(*)	13.99
88	Driven sheave dIAmeter			(*)	46.53
89	Speed ratio		kW	(*)	
90	Center to center distance			(*)	46.8
91	Number of belts / size			(*)	8/8V
92	Service factor			2	2
93	SHAFT				
94	DIAmeter at bearing		mm	(*)	127 / 99
95	DIAmeter		mm	(*)	100
96	Shaft material			(*)	AISI 4150
97	Sleeve material			(*)	Carbide Coated
98	Sleeve thickness		mm	(*)	32.6
99	Lining hardness			(*)	58-63
100	Method of impeller attachment			(*)	Screwed
101	SEALS:				
102	Type			Mechanical	Mechanical
103	Packing material			(*)	
104	Mechanical seal manufacture			(*)	Flowserve
105	Type			(*)	
106	Model No.			(*)	SLC
107	Seal water flow		l/s	(*)	NA
108	Pressure		bar	(*)	NA
109	BEARINGS				
110	Type / size (near pump)			(*)	Radial Roller/200
111	Type / size (near motor)			(*)	Thrust Roller/200
112	Manufacturer			(*)	Timken/ FAG or similar
113	Lubrication			(*)	Oil
114	Seal type			(*)	Labyrinth
115	Life (L-10 rating)		hr	60000	60000
116	WEIGHTS AND SIZES				
117	Total shipping weight		kg	(*)	7208
118	Heaviest piece for installation		kg	(*)	7208
119	Heaviest piece for maintenance		kg	(*)	7208
120	GENERAL REQUIREMENTS				
121	Manufacturer			(*)	Weg
122	Model type			(*)	IEEE841
123	Rated output power @ 4500 msnm		HP	350	300

 				P01-P022 - Bombas Pulpa TAG: 200-PU-001 A-B DS-TF-002 REV 5. Emitido para construcción Fecha: 15/02/2013	
124	Voltage	V	460	460	
125	Phases / Frequency		3 / 60 Hz	3 / 60 Hz	
126	Primary standard		NEMA MG - 1	NEMA MG - 1	
127	Design fault level	kA	(*)		
128	Operating duty		(*)		
129	Mounting type : Horizontal or Vertical		Horizontal	Horizontal	
130	Foot or Flange		(*)		
131	Starting method		VFD	VFD	
132	Starting performance (general)		(*)	TBA	
133	Starting performance (conveyors)		(*)	TBA	
134	Speed operation (fixed/varIAble)		(*)	Variable	
135	Speed (without VVVF)	rpm	Yes	1800	
136	Speed range (with VVVF)	rpm	(*)		
137	Frame size		(*)	586/7T	
138	Degree of protection : Motor / Junction box		TEFC / NEMA 4	TEFC / NEMA 4	
139	Fan (if required)		(*)	N	
140	Stator winding connection (Delta/ Star)		(*)	Delta/Star	
141	Number of poles		(*)	4	
142	Current at Full Load	A	(*)	230	
143	Locked Rotor	A	(*)	7	
144	No Load	A	(*)	2.4	
145	Standard motor designs		NEMA B	NEMA B	
146	Efficiency at: 100% load	%	NEMA PREMIUM	NEMA PREMIUM	
147	75% load	%	NEMA PREMIUM	NEMA PREMIUM	
148	50% load	%	NEMA PREMIUM	NEMA PREMIUM	
149	25% load	%	NEMA PREMIUM	NEMA PREMIUM	
150	Power factor at 100% load		NEMA PREMIUM	NEMA PREMIUM	
151	75% load		NEMA PREMIUM	NEMA PREMIUM	
152	50% load		NEMA PREMIUM	NEMA PREMIUM	
153	Cooling Motor Requirements:				
154	Cooling method		(*)	N/A	
155	Water Flowrate	m ³ /h	(*)	N/A	
156	Inlet Water Temperature	°C	(*)	N/A	
157	Outlet Water Temperature	°C	(*)	N/A	
158	Cooling tube material		(*)	N/A	
159	Service factor		1	1	
160	Slip at full load	%	(*)	1785	
161	Torque 100% / 75% / 50% load	kNm	(*)	TBA	
162	Starting	kNm	(*)	TBA	
163	Pullup	kNm	(*)	TBA	
164	Breakdown	kNm	(*)	TBA	
165	Load torque curve		(*)	TBA	
166	Torque speed & current speed curves		(*)	TBA	

 				P01-P022 - Bombas Pulpa TAG: 200-PU-001 A-B DS-TF-002 REV 5. Emitido para construcción Fecha: 15/02/2013	
167	Load inertIA	kgm ²	(*)	TBA	
168	Rotor inertIA	kgm ²	(*)	TBA	
169	Insulation class		F	F	
170	Temperature rise		(*)	TBA	
171	Thermal ratiqn (NEMA MG 1 - 1993 Section 1.65)		Class B	Class B	
172	Number of starts since cold / hot in one hour		(*)	TBA	
173	Stall time (max time with 6 x I _{FL})	s	(*)	TBA	
174	Bearing		(*)	ROLLER	
175	Bearing type (model N°/ manuf.) : Drive end		(*)	TBA	
176	Non-drive end		(*)	TBA	
177	Bearing seal arrangement		(*)	TBA	
178	Bearing L10 life	h	(*)	60000	
179	Lubrication system		(*)	grease	
180	Lubrication interval		(*)	TBA	
181	Non drive end insulated bearings (Yes/No)		(*)	TBA	
182	Noise level (dBA at 1m)	dB	MG-1, table 9.1	MG-1, TABLE 9.1	
183	Derating factors for VVVF operation	%	(*)	TBA	
184	Maximum 3 phase cable size allowed (Cu)	mm ²	(*)	TBA	
185	Terminal box (standard/oversize)		OVERSIZE	OVERSIZE	
186	Terminal box location		SIDE	SIDE	
187	Terminal box cable entry opening		BOTTOM	Bottom	
188	Stress cone allowance in terminal box		(*)	TBA	
189	Anti condensation heaters: Required		YES	YES	
190	Voltage	V	220	220	
191	Rated	kW	(*)	0.174	
192	Temperature detection: RTDs quantity (note 2)		YES	YES	
193	RTD type		NA	NA	
194	Ground terminal		YES	YES	
195	CTs required in motor junction box		NA	NA	
196	CT ratio and details		NA	NA	
197	Surge arresters required in motor junction box		NA	NA	
198	Surge arrester details		NA	NA	
199	Full performance test for first motor in group		YES	YES	
200	Routine testing for remainder of motors in group		(*)	TBA	
201	Enclosure		TEFC	TEFC	
202	DIMENSION				
203	Motor weight	kg	(*)	1567	
204	Shipping weight	kg	(*)		
205	Shipping dimensions (l x w x h)	mm	(*)		
206	Outline drawing N°		(*)		

Anexo D: Ubicación de las Bombas GIW LSA 8x10

Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA



Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

Anexo E: Especificaciones de la Bomba GIW LSA 8x10

Severe Duty Slurry Pumps

LSA Pump Series – Low Maintenance, Abrasion Resistant

LSA-S, LSA-Expanded Range, LHD, MHD



Rock Solid Slurry Solutions

Primarily for heavy duty service in a variety of slurry applications, LSA pumps are widely used in ore transport, mill discharge, cyclone feed, tailings and plant process. The LSA can also be used for environmental cleanup, dewatering, pulp and paper, food process, coke and resin pumping and ash handling.

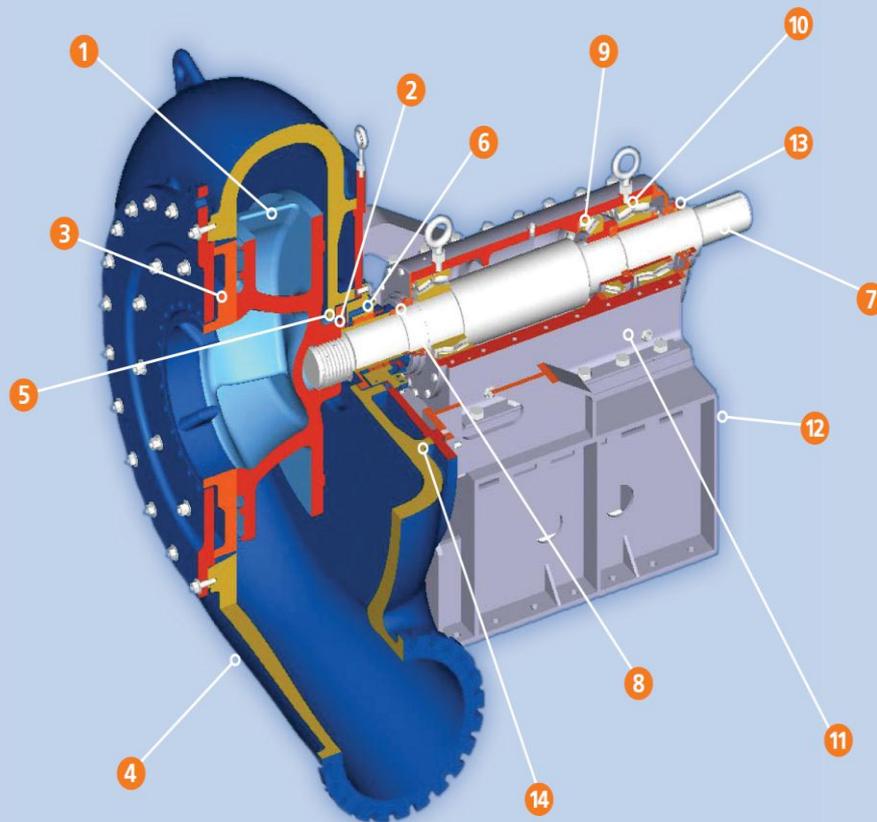
GIW's rugged design features, combined with shell, impeller and liner in proprietary GIW Gasite® material, are recognized worldwide for superior abrasion resistance. In addition, several impeller options to fine tune pump performance, and customized pumping needs are available. These options allow optimum wear life and sustained efficiency.

For maximum high power capability, each LSA pump is equipped with a heavy duty split cartridge bearing assembly with spherical roller radial bearings and a separate steep angle, self-aligning thrust bearing. The fused carbide coated shaft sleeve provides a smooth and extremely hard surface for long shaft seal life.

For ease of maintenance and maximum reliability, select an LSA pump and receive the lowest total cost of ownership.

**ROCK
SOLID
SOLUTIONS™**

GIW LSA Pump Features: Low Maintenance, Severe Duty, Abrasion Resistant



Applications

- Mineral processing (oil sands, copper, gold, iron ore, nickel, phosphate, coal)
- Power Generation
- Aggregate (sand & gravel)
- Ash Handling
- Flue Gas Desulfurization
- Thickener & Tailings
- Mine Dewatering
- Industrial Slurries
- Dredge



Rock Solid Components

- Gasite® (hi-chrome white iron) Wear Parts
- Heavy Duty Bearings
- Split Stuffing Box (ease of maintenance)
- Fused Carbide Coated Wear Resistant Shaft Sleeve

Rock Solid Construction

Horizontal end suction construction. Single wall pump shell with replaceable suction side liner; four vane impeller or three vane option for larger size solids.

Wear Parts

1. Impeller is designed for wear-resistant operation in highly abrasive slurries using GIW's flow simulation computer program.
2. Two aramid gaskets aid in the removal of the impeller.
3. Replaceable suction liner facilitates pump internal inspection and minimizes wear part usage and cost. Liner can be rotated at intervals to increase wear life.
4. Pump shell is computer designed to optimize wear and efficiency.

Shaft Seal

5. Replaceable wear plate maximizes stuffing box life. Reduced water consumption options available.
6. Shaft sleeve with fused carbide wear resistant coating to maximize packing life.

Mechanical End

7. Robust stiffened shaft to improve the wear life of the mechanical end and stuffing box.
8. Impeller release ring for safe and easy impeller removal. Feature is standard on larger pump sizes.
9. Spring retainer ring locates the thrust bearing preload springs for correct axial thrust load.
10. Radial bearings are a heavy duty, self-aligning, double-row, spherical roller-type design.
11. Split-cartridge bearing assembly offers ease of inspection and maintenance.
12. Accurate impeller clearance adjustments are easily made with the adjusting screw.
13. Labyrinth seals protect bearings.

Quick Alignment

14. Rabbet fits machined in the pedestal support the shell and provide component alignment.

Interchangeability

To optimize wear life and efficiency, various hydraulic design and material options can be used on the same mechanical end.

LSA Pump Series Options

GIW offers a large range of selections to meet your application needs. The LSA pump series is divided into four pump groups. This allows customers to select the type, size and operation speed that will perform the best. Pumps included in the LSA series are:

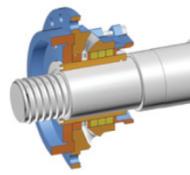
LSA S
normal severe duty requirements

LSA Expanded Range
duty-specific applications such as high pressure, coarse and fine slurry

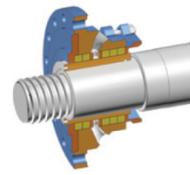
LHD
low head, high flow applications

MHD
medium head, high flow applications

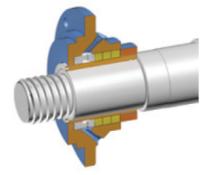
LSA Shaft Seals



Throat Bushing



Minimum Dilution



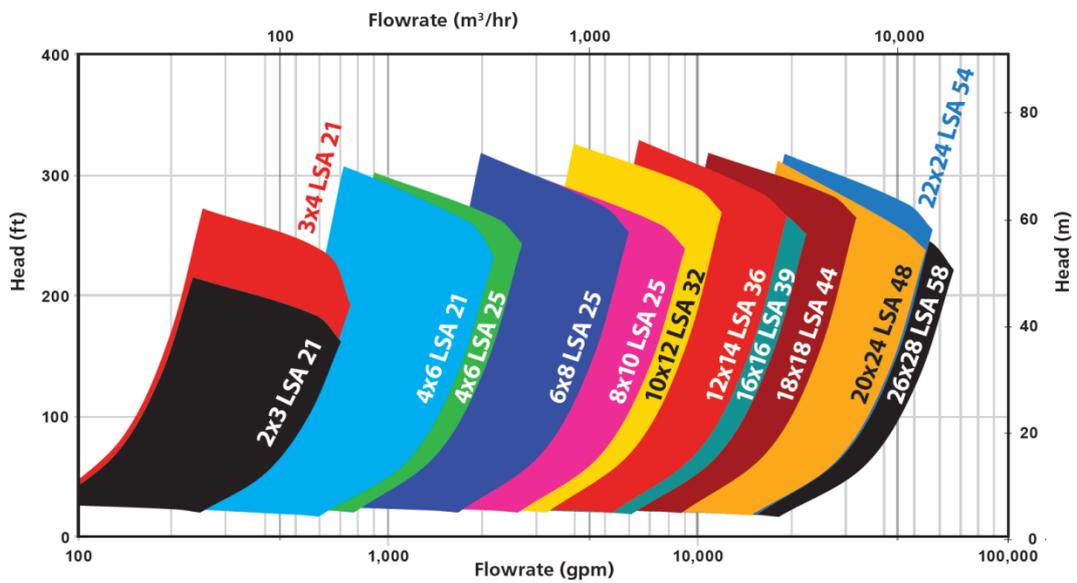
Spiral Trac™

Low Flow Stuffing Box Options

- Match customer needs
- Reduce flow up to 95%
- Maximize water control
- Restrict seal water flow into pump
- Pressure or flow controlled
- Minimize flush water spray
- Improve reliability

LSA S Pump Range*

Standard Pressure and Optimized Hydraulics
2000 to 7500 SFPM, 10 to 38 SMPS, 40% (or min. flow) to 120% BEPQ

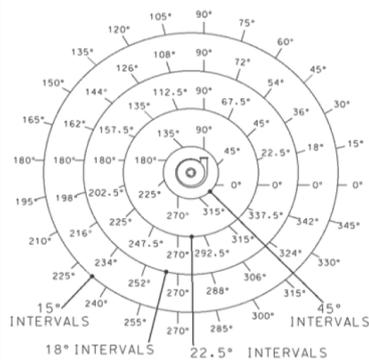


LSA S Range Pump Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	in	mm	psi	bar	in	mm		
0572X	2x3-21	50x75-530	220	15.17	1.0x1.0	25x25	45	4ME
0573X	3x4-21	75x100-530	220	15.17	1.0x1.0	25x25	45	4ME
0574X	4X6-21	100x150-530	220	15.17	2.5X2.8	63X71	45	4ME
0516X	4X6-25	100x150-635	180	12.41	1.5x1.5	39x39	22.5	4ME
0501X	6x8-25	150x200-635	180	12.41	3.2x3.6	81x92	22.5	4ME
0575X	8x10-25	200x250-635	163	11.24	2.4x4.9	63x125	22.5	4ME
0562X	8x10-32	200x250-810	172	11.86	3.9x4.6	99x117	22.5	4ME
0563X	8X10-32	200x250-810	172	11.86	4.6x4.6	117x117	22.5	3ME
0564X, 0566X	8x10-32	200x250-810	172	11.86	3.9x4.6	99x117	15	4ME
0565X, 0567X	8x10-32	200x250-810	172	11.86	4.6x4.6	117x117	15	3ME
0576X, 0577X	10x12-32	250x300-810	140	9.65	3.7x6.7	95X171	15	4ME
0508X, 0510X	10x12-36	250x300-910	156	10.75	4.0x6.7	102x171	15	4ME
0509X, 0511X	10x12-36	250x300-910	156	10.75	6.3x6.7	160x171	15	3ME
0568X, 0570X	12x14-36	300x350-910	173	11.93	5.1x8.3	129x210	15	4ME
0569X, 0571X	12x14-36	300x350-910	173	11.93	6.4x8.3	162x210	15	3ME
0578X	16x16-39	400x400-990	120	8.27	5.8x8.2	148x209	15	4ME
0579X, 0580X	16x16-39	400x400-990	126	8.68	4.4x8.7	112x222	30	4ME
0581X, 0583X	16x18-44	400x450-1115	165	11.37	5.5x7.6	141x193	18	4ME
0582X, 0584X	16x18-44	400x450-1115	165	11.37	7.6X7.6	193x193	18	3ME
0538X, 0540X	18x18-44	450x450-1115	160	11.03	6.3x11.6	161x295	18	4ME
0539X, 0541X	18x18-44	450x450-1115	160	11.03	8.9x11.6	226x295	18	3ME
0589X, 0590X	20x20-48	500x600-1220	105	7.24	9.7x13.0	247x330	9	4ME
0548X	20x20-48	500x600-1220	130	8.96	9.7x13.0	247x330	15	4RV
0549X	20x24-48	500x600-1220	113	7.79	6.1x13.0	155x330	15	4ME
0550X	22x24-54	550x600-1370	186	12.82	8.1x13.5	208x343	18	4ME
0551X	26x28-58	650x700-1470	91	6.27	8.6x11.7	218x298	15	4ME

Discharge Positions

Rotation direction is clockwise from the drive end. A vertical discharge is standard.



Capacities (Q max.) 100-60,000 gpm (20-13,600 m³/h)

Heads (H max.) 300 ft (90 m)

Normal temperature limit is 150° F (65°C). Consult the factory for materials and configurations for temperatures above 150° F.

Materials

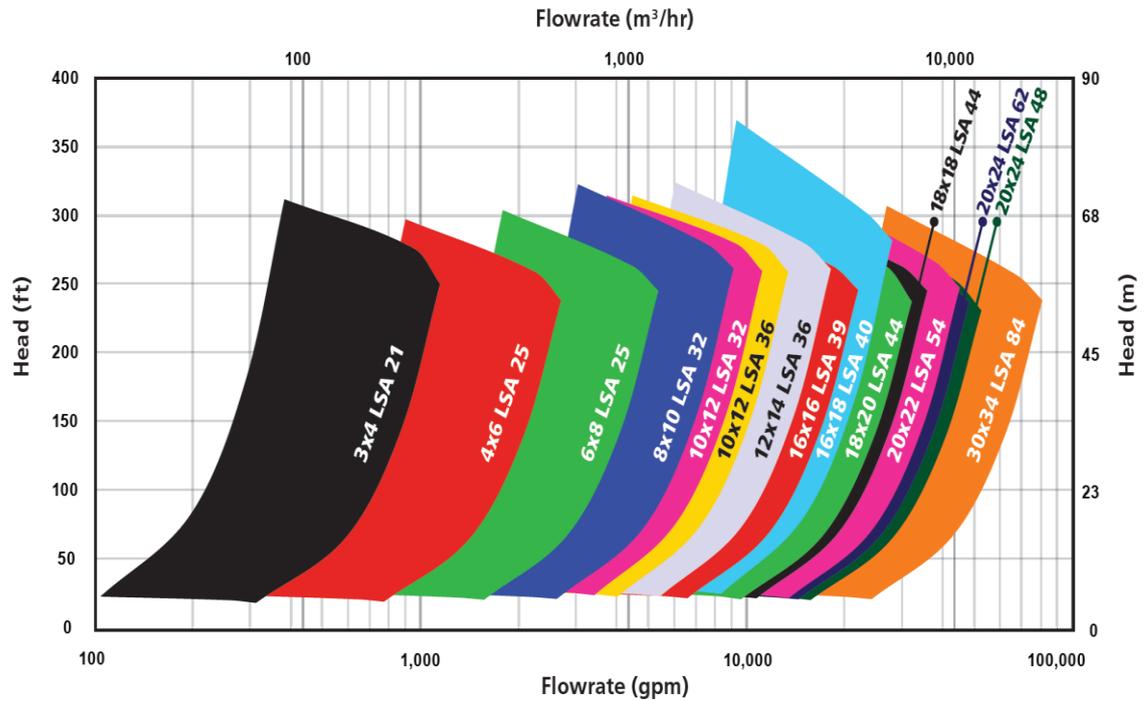
Part No	Item	Standard
101	Shell	Gasite® WD28G
230	Impeller	Gasite® WD28G
16-1	Suction Plate	Ductile Iron
13-19	Suction Liner	Gasite® 18G
332	Pedestal	Fab Steel
210	Shaft	4150 Steel
451	Stuffing Box	Grey Iron
524	Shaft Sleeve	Carbide Coated Steel
350	Bearing Housing	Grey Iron

Alternate material options are available.



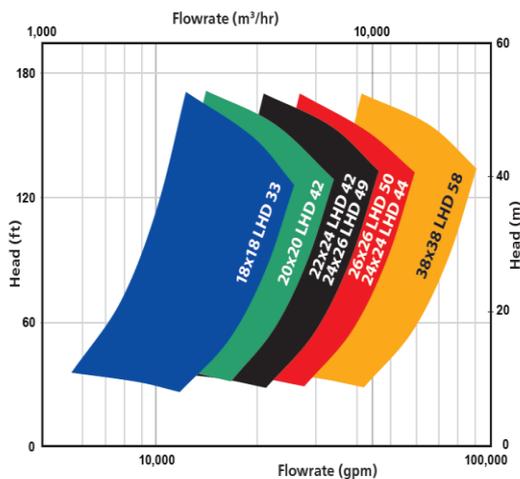
LSA Expanded Pump Range*

High Pressure and Other Available Hydraulics
 2000 to 7500 SFPM, 10 to 38 SMPS, 40% (or min. flow) to 120% BEPQ



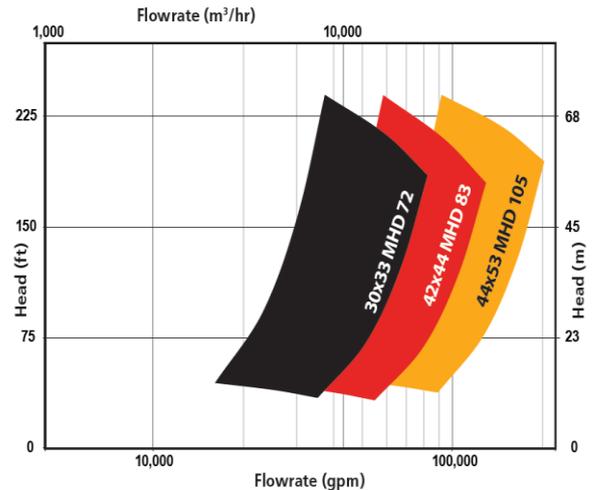
LHD Pump Range*

High Specific Speed Pumps –
 6500 SFPM, 33.0 SMPS,
 Approx. 50% to 110% BEPQ



MHD Pump Range*

Low and Medium Specific Speed Pumps –
 6800 SFPM, 34.5 SMPS,
 Approx. 50% to 110% BEPQ



* Charts do not include all available options.

LSA Expanded Range Pump Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	in	mm	psi	bar	in	mm		
9603D	3X4-21	75X100-530	500	34.44	1x2.3	25x58	45	4ME
9606D	4X6-25	100X150-635	999	68.88	1.56x3.3	40x84	22.5	4ME
9602D	6X8-25	150X200-635	1074	74.05	3.2x3.6	81x91	22.5	4ME
9594D	8X10-32	200X250-810	728	50.16	3.9x4.6	99x117	15	4ME
9575D	10X12-32	250X300-810	600	41.37	4.2x6.5	107x165	15	4ME
9555D	10X12-36	250X300-910	600	41.37	4x6.75	102x171	15	4ME
9818D	12X14-36	300X350-910	575	39.61	5.1x8.3	130x211	15	4ME
9514D	14X16-40	350X400-1015	630	43.44	6x6.2	152x157	9	4ME
9572D	16X16-39	400X400-990	500	34.44	5.7x8	145x203	15	4ME
9635D	16X18-40	400X450-1015	345	23.79	4.9x7.9	124x201	18	5ME
9554D	18X18-44	450X450-1115	303	20.89	6.3x10	160x254	9	4ME
9579D	18X18-50	450X450-1270	285	19.65	5.5x8.1	140x206	9	5ME
9544D	18X20-44	450X500-1115	303	20.89	6.3x10	160x254	9	5HE
9573D	20X22-54	500X550-1370	184	12.66	8x10.25	203x260	15	4ME
9827D	20X24-48	500X600-1220	175	12.04	5x12	127x305	15	5ME
9834D	20X24-62	500X600-1575	320	22.03	11.5x11.7	292x297	12.86	3ME
9835D	20X25-62	500X635-1575	300	20.68	10.2x10.4	259x264	15	3ME
9837D	24X24-62	600X600-1575	425	29.27	11.5x11.7	292x297	12.86	3ME
9527D	30X34-84	760X860-2130	300	20.68	13.5x14.7	343x373	11.25	3ME

LHD Range Pump Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	in	mm	psi	bar	in	mm		
9601D	18X18-33	450X450-830	117	8	6.6X8.0	168X203	15	3ME
9518D	20X20-42	500X500-1065	133	9.2	9.6X10.6	245X269	9	3ME
9819D	22X24-42	550X600-1065	160	11	11.5X12.0	292X305	9	3ME
9607D	24X24-44	600X600-1115	97	6.7	11.0X16.0	279X406	9	3ME
9814D	24X26-49	600X650-1245	220	15.2	7.7X14.1	196X358	15	4ME
9455D	26X26-50	650X650-1270	147	10.1	15.0X15.3	381X387	22.5	3ME
9300D	38X38-58	950X950-1473	87	6	12.4X13.7	315X348	N/A	4HE

MHD Range Pump Information Table

Assembly Number	Nominal Size		Maximum Operating Pressure		Free Passage		Discharge Position Intervals	Vane Number & Type
	in	mm	psi	bar	in	mm		
9689D	24X28-58	600X700-1473	137	9.4	9.3X13.8	236X349	15	4ME
9526D	30X33-72	750X825-1825	191	13.2	15.5X15.8	394X401	11.25	3ME
5417D	42X44-83	1050X1100-2108	70	4.8	16.2X19.2	412X488	N/A	3ME
9068D	44X53-105	1100X1325-2667	N/A	N/A	21.3X23.0	541X584	N/A	4ME

Ancillary Products

Heavy Duty Pumps



HVF (High Volume Froth) Pump

GIW's HVF pump provides continuous operation without shutdown or operator intervention. The new hydraulic design removes air from the impeller eye while the pump is running and the pump can be retrofit into any existing application. It is environmentally-friendly and cost effective.

- Eliminate sump overflow due to pump airlock
- Reduce downtime
- Allow water use to be restricted to the bare minimum



ZW Double-Suction Vertical Pump

GIW's ZW Pump is a vertical cantilever, rugged hard metal sump pump with top and bottom suction and no submerged bearings. It yields an economical answer for abrasive slurries, dewatering, floor clean up and process transfer. Heavy-duty bearing arrangement delivers increased service life.

- High chrome material configuration
- Maximum wear resistance
- Wide variety of motor size options



MDX Mill Duty Xtra Heavy Pump

The latest technology from GIW provides superior wear life and increased up time handling your most aggressive slurry applications. Ideal for SAG and Ball Mill circuits, mill discharge, cyclone and screen feed.

- Features slurry diverter for long wear life
- Adjustable suction liner
- Lower specific speed design



TBC High Pressure Pump

The TBC design can achieve very high pressures because the pressure load against the liners is transferred to the non-wearing side plates, which are held together by large tie bolts. Impeller hydraulics are computer designed for high suction performance and large solids passage.

- High heads and flows for hydraulic transport
- Maintenance friendly impeller release ring
- Features slurry diverter for long wear life



WBC High Pressure Pump

Patented design incorporates state-of-the-art hydraulic and wear technologies for heavy duty, high pressure applications. The pump shell is designed to reduce bending moments and associated stresses that can cause a structural failure during a pressure surge.

- Maintenance friendly impeller release ring
- Superior suction performance
- 3 vane impeller design for large sphere passage

GIW Industries, Inc.
5000 Wrightsboro Road
Grovetown, Georgia 30813-2842, USA
Telephone +1-706-863-1011
Fax +1-706-863-5637
www.giwindustries.com



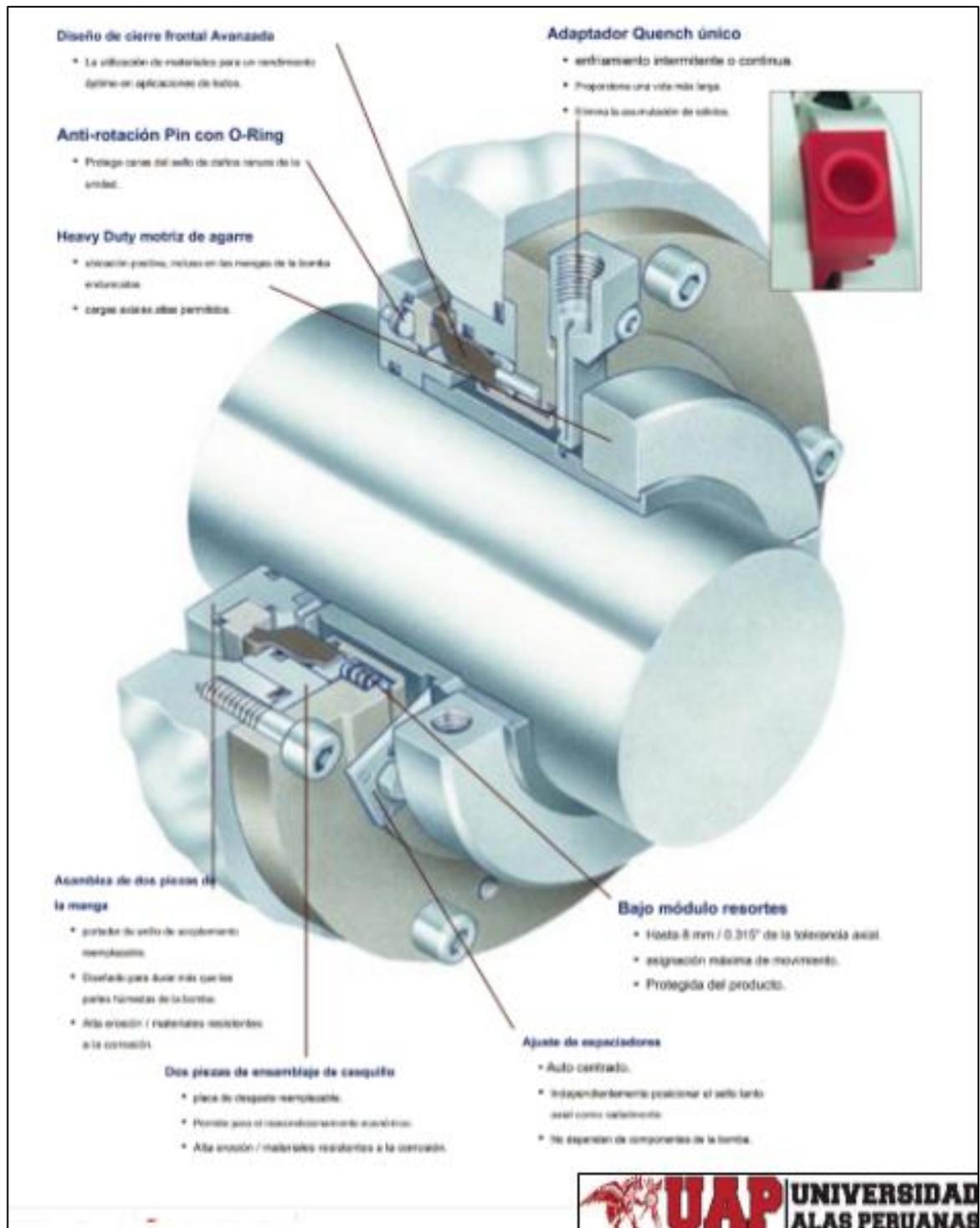
A KSB Company . 

**ROCK
SOLID
SOLUTIONS™**

0000.000 / 10.11 / Subject to technical modifications.



Anexo F: Vista en 3D sello modificado



Fuente Catalogo Jhon Crane

Anexo G: Imágenes del sello mecánico nuevo



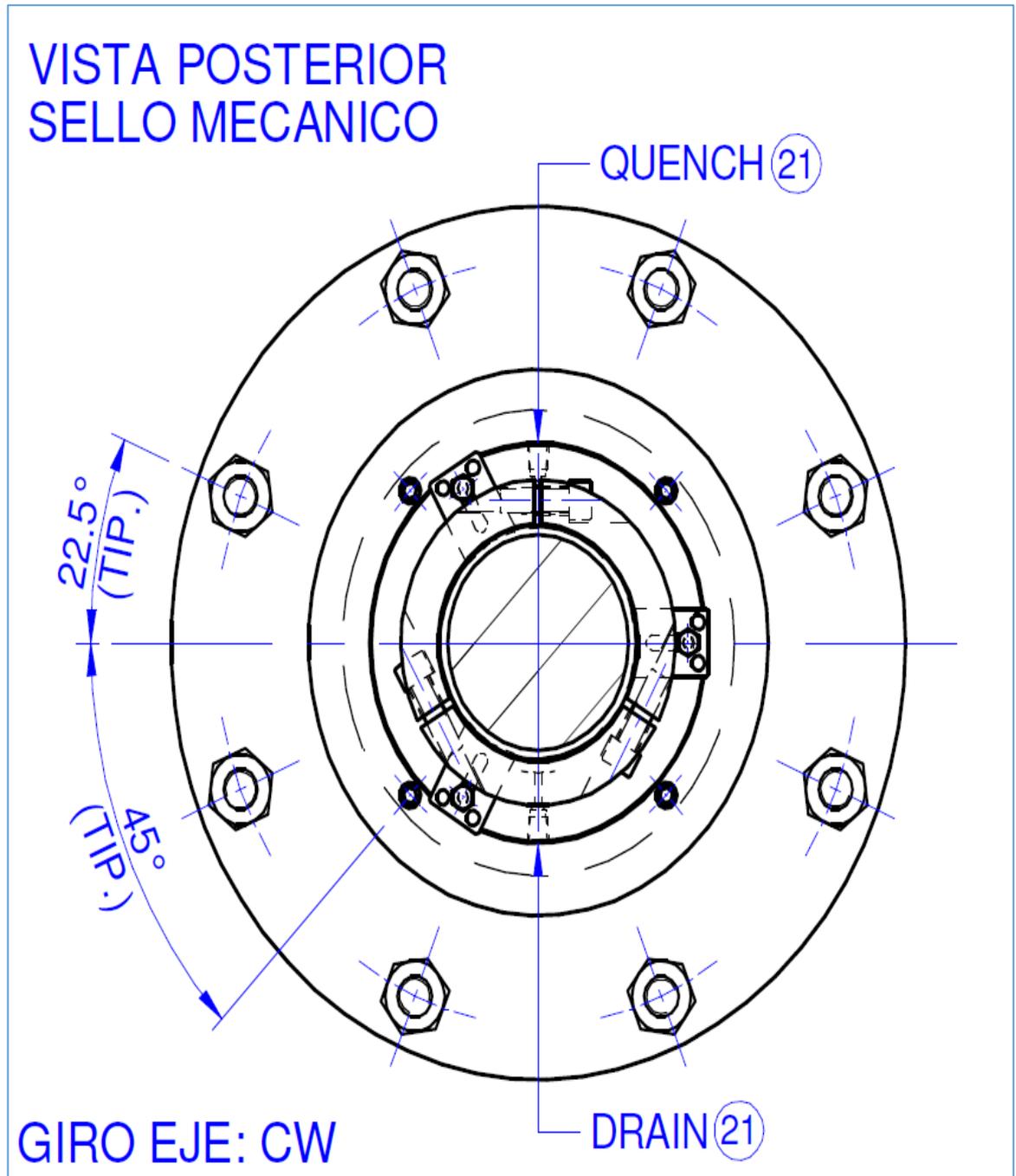
Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA



Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA



Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

Anexo H: Vista posterior del sello mecánico

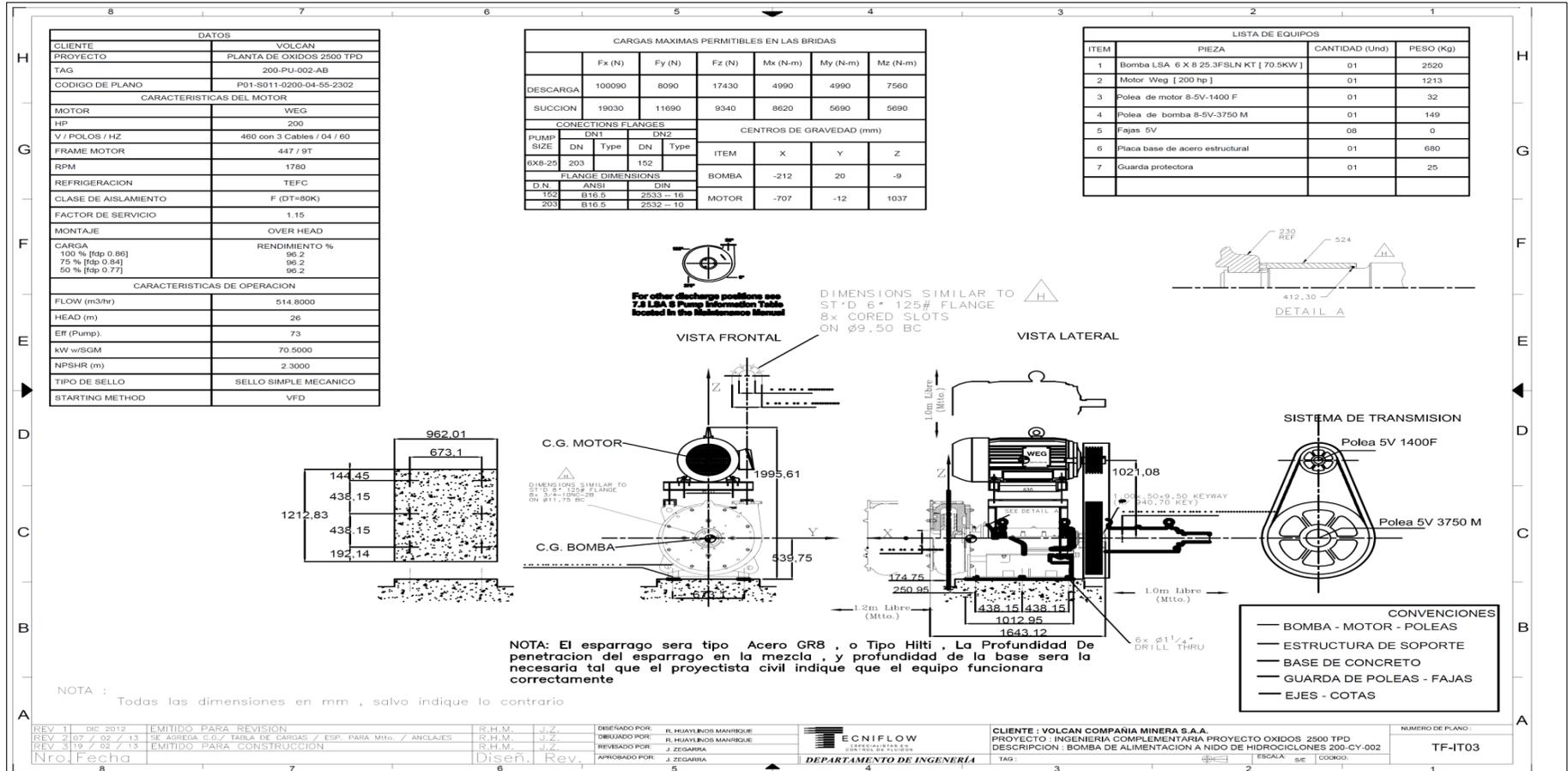
Fuente: Elaboración propia

Anexo I: Características de operación de la bomba GIW LSA 8x10

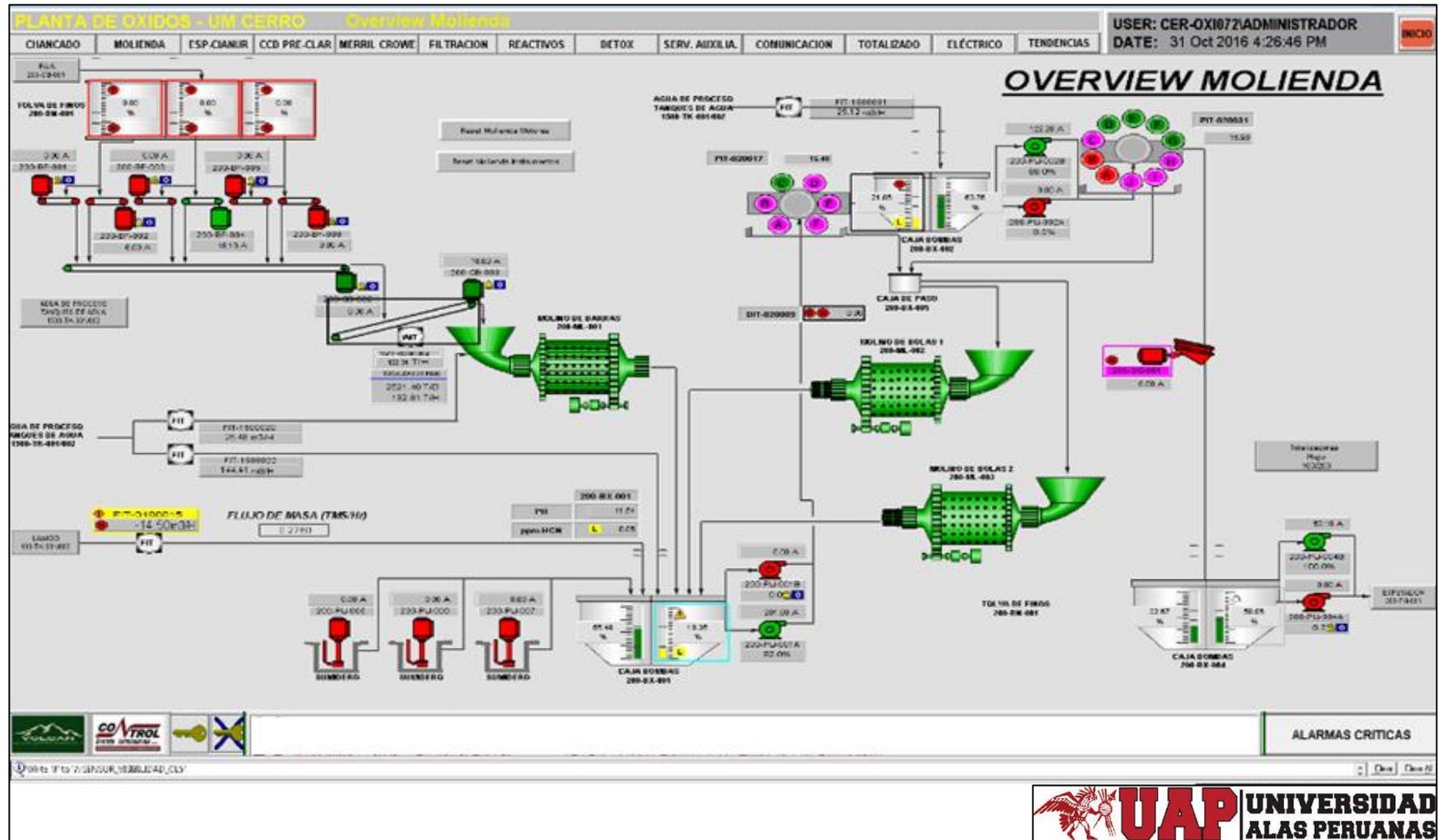
INFORMACION DE SERVICIO	CALCULO	OPERACION
FLOW (m ³ /hr)	629.1	610
HEAD (m)	30	30
Eff (pump)	69.1	65
PRESION DE CAJA (PSI)	44	35
PRESION DE SUCCION (PSI)	3.5	2.8
PRESION DE SALIDA (PSI)	60	45
TEMPERATURA DE PROCESO (°C)	10	12
VELOCIDAD DEL EJE (RPM)	542	539
DENSIDAD	1800	1760
DIAMETRO DEL EJE	5"	5"
DIAMETRO DE LA CAMISA	6-7/16"	6-7/16"
FUIDO	PULPA CIANURADA	
% DE SOLIDOS (PULPA)	62	65

Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

Anexo J: Plano de la bomba GIW LSA



Anexo K: Plano de la Planta de Óxidos



Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

Anexo L: Reducción de Costos

Sellos Mecánicos de Bombas

CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA
BOMBA DE PULPA GIW

200-PU-001B
LSA-8X10-32.5GSLR KT /4ME H

COSTOS DE COMPONENTES GIW

SELLO MECANICO FLOWSERVER: \$ 19,478.00
MTBF: de 14 a 16 dias aprox.

COSTOS DE COMPONENTES ALTERNATIVOS

SELLO MECANICO JOHN CRANE : \$ 12 000.00

AHORRO : \$ 7 478.00

Duración ofertada: 1 año

A la fecha tienen 5.5 meses en prueba con resultados óptimos.

Aumento de MTBF

Mayor Confiabilidad

Cuidado del medio ambiente, eliminación de fugas



Anexo J: Disponibilidad de la Planta de Óxidos

REPORTE DIARIO DE DISPONIBILIDAD DE EQUIPOS VOLCAN

DISPONIBILIDAD MECANICA - OXIDOS

Descripción	AREA	CANT. EQ.	Unidad	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	PROM 2017
Chancado y Planta Lavado	100		%	96.1%	99.4%	97.1%	97.39%	96.1%	97.4%	95.50%	97.48%	96.98%	97.76%			97.12%
Cianuración	300		%	99.9%	99.9%	99.6%	99.70%	99.4%	99.5%	99.65%	99.70%	99.97%	99.88%			99.71%
Destrucción Cianuro	1200		%	99.5%	99.2%	99.4%	99.85%	99.5%	99.9%	99.56%	99.67%	99.06%	98.34%			99.39%
Espesamiento	400		%	99.5%	99.8%	99.8%	99.43%	99.8%	96.8%	99.70%	99.90%	99.70%	99.72%			99.43%
Filtrado de Relaves - Espesadores Cono Profundo	450		%	99.2%	99.6%	99.5%	98.86%	99.4%	100.0%	99.29%	99.42%	99.60%	99.81%			99.48%
Filtrado de Relaves - Tambor	1400		%	100.0%	100.0%	100.0%	100.00%	100.0%	100.0%	100.00%	100.00%	100.00%	100.00%			100.00%
Merril Crowe	900		%	99.9%	99.1%	100.0%	99.84%	100.0%	99.3%	99.68%	99.08%	99.78%	99.94%			99.66%
Molienda	200		%	97.9%	98.2%	98.9%	99.26%	98.3%	99.4%	97.79%	99.28%	99.64%	99.27%			98.80%
Planta de Cal	500		%	100.0%	100.0%	99.9%	99.80%	99.3%	99.0%	96.21%	99.61%	99.78%	99.73%			99.33%
Planta de Oxigeno	1000		%	100.0%	100.0%	99.5%	99.97%	99.6%	100.0%	99.87%	98.20%	99.29%	100.00%			99.65%
Planta Preparación Cianuro	600		%	99.6%	99.2%	99.9%	99.78%	99.7%	100.0%	99.03%	99.66%	99.26%	99.58%			99.58%
Preparación y Dosificación Acido Caro	800		%	100.0%	100.0%	100.0%	99.88%	99.8%	100.0%	100.00%	99.98%	99.53%	99.87%			99.90%
Preparación y Dosificación Floculante	700		%	100.0%	100.0%	100.0%	99.99%	100.0%	100.0%	98.80%	99.95%	100.00%	99.83%			99.85%
Retorta y Fundición	50		%	99.1%	99.2%	99.7%	99.49%	98.7%	99.8%	99.07%	99.55%	99.34%	99.82%			99.38%
				99.33%	99.54%	99.52%	99.52%	99.27%	99.36%	98.87%	99.39%	99.42%	99.54%	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!	
				Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	
			%D (Objetivo)	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%
			TOTAL PLANTA %D (real)	99.33%	99.54%	99.52%	99.52%	99.27%	99.36%	98.87%	99.39%	99.42%	99.54%	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!	#¡DIV/0!

Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

REPORTE DIARIO DE DISPONIBILIDAD DE EQUIPOS VOLCAN

DISPONIBILIDAD MECANICA - OXIDOS

Descripción	AREA	CANT. EQ.	Unidad	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	PROM 2017
Chancado y Planta Lavado	100		%	96.1%	99.4%	97.1%	97.39%	96.1%	97.4%	95.50%	97.48%	96.98%	97.76%			97.12%
Cianuración	300		%	99.9%	99.9%	99.6%	99.70%	99.4%	99.5%	99.65%	99.70%	99.97%	99.88%			99.71%
Dstrucción Cianuro	1200		%	99.5%	99.2%	99.4%	99.85%	99.5%	99.9%	99.56%	99.67%	99.06%	98.34%			99.39%
Espesamiento	400		%	99.5%	99.8%	99.8%	99.43%	99.8%	96.8%	99.70%	99.90%	99.70%	99.72%			99.43%
Filtrado de Relaves - Espesadores Cono Profundo	450		%	99.2%	99.6%	99.5%	98.86%	99.4%	100.0%	99.29%	99.42%	99.60%	99.81%			99.48%
Filtrado de Relaves - Tambor	1400		%	100.0%	100.0%	100.0%	100.00%	100.0%	100.0%	100.00%	100.00%	100.00%	100.00%			100.00%
Merril Crowe	900		%	99.9%	99.1%	100.0%	99.84%	100.0%	99.3%	99.68%	99.08%	99.78%	99.94%			99.66%
Molienda	200		%	97.9%	98.2%	98.9%	99.26%	98.3%	99.4%	97.79%	99.28%	99.64%	99.27%			98.80%
Planta de Cal	500		%	100.0%	100.0%	99.9%	99.80%	99.3%	99.0%	96.21%	99.61%	99.78%	99.73%			99.33%
Planta de Oxigeno	1000		%	100.0%	100.0%	99.5%	99.97%	99.6%	100.0%	99.87%	98.20%	99.29%	100.00%			99.65%
Planta Preparación Cianuro	600		%	99.6%	99.2%	99.9%	99.78%	99.7%	100.0%	99.03%	99.66%	99.26%	99.58%			99.58%
Preparación y Dosificación Acido Caro	800		%	100.0%	100.0%	100.0%	99.88%	99.8%	100.0%	100.00%	99.98%	99.53%	99.87%			99.90%
Preparación y Dosificación Floculante	700		%	100.0%	100.0%	100.0%	99.99%	100.0%	100.0%	98.80%	99.95%	100.00%	99.83%			99.85%
Retorta y Fundición	50		%	99.1%	99.2%	99.7%	99.49%	98.7%	99.8%	99.07%	99.55%	99.34%	99.82%			99.38%
				99.33%	99.54%	99.52%	99.52%	99.27%	99.36%	98.87%	99.39%	99.42%	99.54%	0.00%	0.00%	

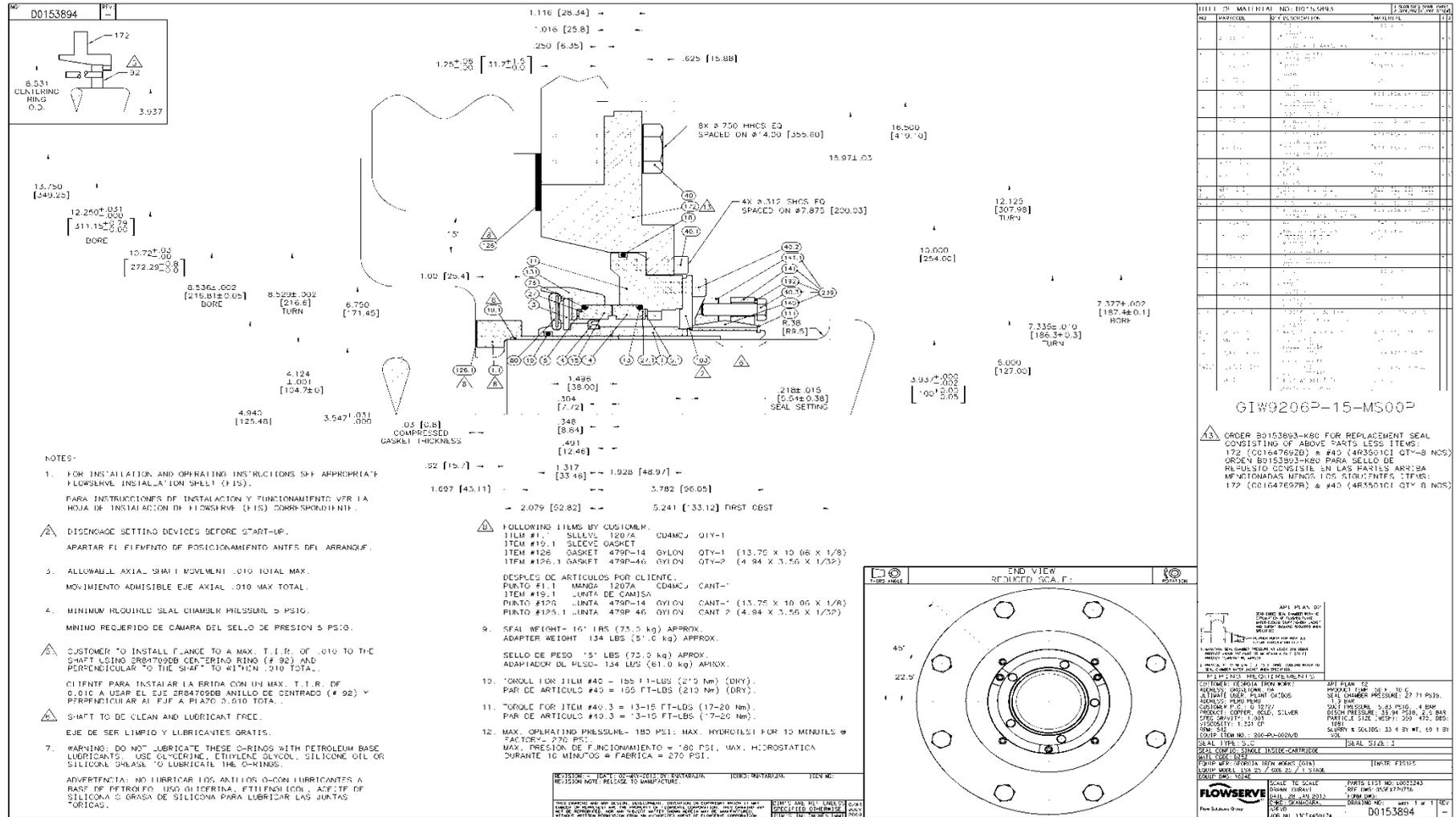
	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	
%D (Objetivo)	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%
TOTAL PLANTA %D (real)	99.33%	99.54%	99.52%	99.52%	99.27%	99.36%	98.87%	99.39%	99.42%	99.54%	0.00%	0.00%	82.8%

Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

REPORTE DIARIO DE DISPONIBILIDAD DE EQUIPOS VOLCAN															
DISPONIBILIDAD MECANICA - OXIDOS															
Descripción	AREA	CANT. EQ.	Unidad	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
Chancado y Planta Lavado	100		%	98.6%	98.7%	96.0%	97.8%	94.4%	98.63%	97.46%	97.13%	97.64%	97.73%	96.96%	97.90%
Cianuración	300		%	99.7%	100.0%	99.9%	100.0%	99.4%	99.90%	98.06%	99.91%	99.82%	99.88%	99.54%	99.94%
Destrucción Cianuro	1200		%	99.9%	98.9%	99.7%	99.8%	99.3%	99.60%	99.42%	99.70%	99.79%	99.78%	99.84%	99.37%
Espesamiento	400		%	95.2%	99.7%	99.9%	100.0%	99.8%	99.81%	97.82%	99.66%	99.96%	99.80%	99.90%	99.94%
Filtrado de Relaves - Espesadores Cono Profundo	450		%	99.9%	99.5%	99.5%	99.5%	99.5%	99.76%	97.80%	99.78%	99.63%	99.88%	99.26%	99.85%
Filtrado de Relaves - Tambor	1400		%	100.0%	100.0%	100.0%	100.0%	100.0%	100.00%	100.00%	100.00%	100.00%	99.95%	100.00%	100.00%
Merril Crowe	900		%	100.0%	99.8%	99.3%	99.7%	100.0%	99.69%	99.57%	99.96%	99.57%	99.99%	99.88%	99.97%
Molienda	200		%	99.5%	99.2%	98.3%	98.8%	99.1%	99.00%	96.72%	99.09%	98.14%	99.28%	99.18%	99.35%
Planta de Cal	500		%	95.6%	90.9%	99.6%	99.9%	93.0%	96.99%	98.10%	99.58%	97.79%	99.11%	95.09%	99.89%
Planta de Oxígeno	1000		%	99.8%	99.7%	99.8%	92.4%	99.3%	99.83%	99.98%	99.76%	99.48%	99.73%	99.85%	99.89%
Planta Preparación Cianuro	600		%	99.5%	98.5%	99.3%	99.9%	99.7%	99.13%	97.90%	98.82%	99.82%	99.87%	99.37%	100.00%
Preparación y Dosificación Acido Caro	800		%	99.9%	99.9%	99.8%	99.9%	99.9%	99.94%	97.88%	100.00%	99.85%	99.99%	99.93%	99.97%
Preparación y Dosificación Floculante	700		%	99.5%	99.7%	99.6%	99.9%	99.7%	97.65%	98.31%	99.96%	99.95%	99.93%	99.75%	100.00%
Retorta y Fundición	50		%	99.4%	99.7%	99.3%	99.8%	98.9%	99.53%	98.95%	99.54%	99.68%	99.43%	99.76%	99.68%
				99.03%	98.86%	99.29%	99.10%	98.71%	99.25%	98.43%	99.49%	99.37%	99.59%	99.16%	99.70%
				Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
			%D (Objetivo)	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%	97.5%
			TOTAL PLANTA %D (real)	99.03%	98.86%	99.29%	99.10%	98.71%	99.25%	98.43%	99.49%	99.37%	99.59%	99.16%	99.70%

Fuente: Planta de Óxidos -VOLCAN CIA MINERA

Anexo K: Características del sello mecánico utilizado inicialmente



Fuente: catalogo flowserve