

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Tesis

**Mejora del sistema de fijación para el ajuste de
mantos en la chancadora primaria NT 60"X113"
Traylor de mineral de cobre**

Alex Cusihuaman Orccohuarancca

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Arequipa, 2024

Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

INFORME DE CONFORMIDAD DE ORIGINALIDAD DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

A : Decano de la Facultad de Ingeniería
DE : Roberto Belarmino Quispe Cabana
Asesor de trabajo de investigación
ASUNTO : Remito resultado de evaluación de originalidad de trabajo de investigación
FECHA : 15 de Julio de 2024

Con sumo agrado me dirijo a vuestro despacho para informar que, en mi condición de asesor del trabajo de investigación:

Título:

"MEJORA DEL SISTEMA DE FIJACIÓN PARA EL AJUSTE DE MANTOS EN LA CHANCADORA PRIMARIA NT 60"X113" TRAYLOR DE MINERAL DE COBRE"

Autores:

1. Alex Cusihuaman Orccohuarancca – EAP. Ingeniería Mecánica

Se procedió con la carga del documento a la plataforma "Turnitin" y se realizó la verificación completa de las coincidencias resaltadas por el software dando por resultado 17 % de similitud sin encontrarse hallazgos relacionados a plagio. Se utilizaron los siguientes filtros:

- Filtro de exclusión de bibliografía SI NO
- Filtro de exclusión de grupos de palabras menores N° de palabras excluidas (**en caso de elegir "SI"**): SI NO
- Exclusión de fuente por trabajo anterior del mismo estudiante SI NO

En consecuencia, se determina que el trabajo de investigación constituye un documento original al presentar similitud de otros autores (citas) por debajo del porcentaje establecido por la Universidad Continental.

Recae toda responsabilidad del contenido del trabajo de investigación sobre el autor y asesor, en concordancia a los principios expresados en el Reglamento del Registro Nacional de Trabajos conducentes a Grados y Títulos – RENATI y en la normativa de la Universidad Continental.

Atentamente,

La firma del asesor obra en el archivo original
(No se muestra en este documento por estar expuesto a publicación)

DEDICATORIA

Para mi madre, por ser la constante
inspiración que siempre me das,
con tus oraciones a dios pudimos
lograr lo que tanto anhelabas para tu
hijo y ser tu orgullo.

ÍNDICE

CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO.....	15
1.1. Planteamiento del problema.....	15
1.2. Formulación del problema.....	17
1.2.1 Problema General.....	17
1.2.2 Problemas Específicos.....	17
1.3. Objetivos.....	17
1.3.1. Objetivo General.....	17
1.3.2 Objetivos Específicos.....	18
1.4. Justificación e Importancia.....	18
1.4.1 Justificación Teórica.....	18
1.4.2. Justificación Práctica.....	18
1.4.3. Justificación Metodológica.....	19
1.4.4. Justificación en lo Social.....	19
1.5. Limitaciones de la presente investigación.....	20
CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO.....	21
2.1. Antecedentes de la Investigación.....	21
2.1.1. Antecedentes Internacionales.....	21
2.1.2. Antecedentes Nacionales.....	23
2.2. Bases Teórica.....	25
2.2.1. Chancadoras Primarias.....	25
2.3. Sistema de ajuste.....	35
2.3.1. Funcionamiento del Sistema Superbolt.....	35
2.3.2. Consideraciones en el par de apriete sobre pernos.....	40
2.4. Fórmulas aplicadas.....	42
2.4.1. Ecuaciones del par de apriete.....	42
2.4.2. Esfuerzo cortante en los hilos.....	42
2.4.3. Esfuerzo de torsión en el núcleo.....	43
2.4.4. Precarga máxima con fuerza oscilante.....	44
2.5. Cobre.....	44
2.5.1. Proceso de cobre.....	45
2.5.1. Voladura.....	46

2.5.2. Chancado primario.....	46
2.5.3. Chancado secundario.....	47
2.5.4. Molienda.....	47
2.5.5. Flotación.....	48
2.5.6. Filtrado y secado.....	49
2.5.7. Espesadores.....	50
2.5.8. Relaves.....	50
2.6. Definición de términos básicos.....	51
CAPÍTULO III METODOLOGÍA.....	54
3.1. Metodología de la investigación.....	54
3.2. Tipo de investigación.....	55
3.3. Nivel de investigación.....	55
3.4. Diseño de investigación.....	56
3.5. Método aplicado para el mejoramiento.....	56
3.5.1. Estado de tecnología.....	56
3.5.2. Diseño conceptual, metodología (VDI).....	61
3.5.3. Evaluación técnica y económica de alternativas.....	70
3.6. Diseño del nuevo sistema de fijación.....	75
3.6.1. Rosca entre tuerca de fijación y camisa.....	77
3.6.2. Cálculos de fuerza de apriete mediante el sistema inicial.....	78
3.7. Tipos de pernos requeridos para el nuevo sistema de ajuste.....	81
3.8. Material de los pernos espárrago.....	82
3.8.1. Material del anillo roscado.....	82
3.8.2. Material del manto.....	83
3.9. Rosca aplicable al nuevo sistema de fijación.....	83
3.9.1. Dimensiones de los nuevos pernos espárrago.....	84
3.9.2. Cálculo de fuerza de apriete del sistema de fijación inicial.....	85
3.9.3. Cálculo de fuerza de aplastamiento con los nuevos pernos.....	88
3.9.4. Patrón de ajuste.....	96
3.10. Análisis vibracional en los pernos.....	97
3.10.1. Fuerza de compresión en el manto.....	97
3.11. Análisis de fatiga en el perno.....	102

3.11.1. Cálculo de fatiga.	102
3.11.2. Simulación de Fatiga.	104
3.11.3. Análisis de fatiga por tiempo de vida.	105
3.12. Tolerancia.	106
3.13. Vida útil de los mantos.	108
CAPÍTULO IV RESULTADO Y DISCUSIÓN.....	111
4.1. Resultados obtenidos.	111
4.1.1. Procedimiento de ajuste.	111
4.1.2. Tipo de perno.	112
4.1.3. Material de fabricación del perno	113
4.1.4. Tipo de rosca.....	114
4.1.5. Análisis de fatiga del perno.	115
4.2. Discusión de resultados.....	116
CAPÍTULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	121
5.1. Conclusiones.	121
5.2. Recomendaciones.	123
APENDICES	128

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1.</i> Aumento de Diámetro de la Manga del Eje Principal.....	30
<i>Tabla 2.</i> Disminución del Diámetro del Cojinete Interno de la Excéntrica.	31
<i>Tabla 3.</i> Disminución del Diámetro del Cojinete del Cilindro Hidráulico.	31
<i>Tabla 4.</i> Tolerancias para diámetros, relación agujero-eje	32
<i>Tabla 5</i> Sistemas de fijación existentes.....	34
<i>Tabla 6</i> Designación de la Chancadora giratoria: 60"x89"-6"	57
<i>Tabla 7.</i> Especificaciones técnicas de la chancadora primaria.....	61
<i>Tabla 8.</i> Especificaciones técnicas del sistema de fijación la chancadora primaria	63
<i>Tabla 9.</i> Matriz morfológica de las principales funciones que debe cumplir	67
<i>Tabla 10.</i> Evaluación Técnica de las Alternativas.....	72
<i>Tabla 11.</i> Evaluación Económica de las Alternativas.....	73
<i>Tabla 12.</i> Resumen de Evaluación Técnica -Económica de las Alternativas.	73
<i>Tabla 13.</i> Características de la nueva rosca.....	84
<i>Tabla 14.</i> Características del anillo roscado.....	85
<i>Tabla 15.</i> Fuerza de apriete de anillo roscado	86
<i>Tabla 16.</i> Fuerza de apriete con perno esparrago	90
<i>Tabla 17.</i> Cálculo de precarga con fuerza fluctuante.....	102
<i>Tabla 18.</i> Datos para cálculo del valor C.....	103
<i>Tabla 19.</i> Procedimiento de ajuste	111
<i>Tabla 20.</i> Características de roscas.	115
<i>Tabla 21.</i> Comparación de los sistemas de ajuste.	119
<i>Tabla 22.</i> Datos calculados, bajo el valor de carga de 9996.9 N.....	119
<i>Tabla 23.</i> Cortante en hilos con fuerza oscilante.....	120

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.</i> Anillo roscado descendiendo para ajustar manto. Imagen tomada en campo.	16
<i>Figura 2.</i> Partes Principales de una Chancadora. (2000).....	27
<i>Figura 3.</i> Chancadores para plantas de pequeña y mediana capacidad. Tomado de TRIZ (2014).....	29
<i>Figura 4.</i> Designación del tamaño de la trituradora. (2000)	29
<i>Figura 5.</i> Ajuste de Mantos. (2012).....	33
<i>Figura 6.</i> Mantos de una chancadora (2000).....	34
<i>Figura 7.</i> Sistema Superbolt. (2014).....	36
<i>Figura 8.</i> Collarines de Empuje de Tuerca Partida Superbolt. (2014).	39
<i>Figura 9.</i> Tipo de Tensionadores para Aplicaciones Dinámicas. (2014)	40
<i>Figura 10.</i> Muestra la <i>comparación</i> de la curva del par de apriete (2012).....	41
<i>Figura 11.</i> Minería de cobre (Sociedad Nacional de minería petróleo y energía, 2021).....	45
<i>Figura 12.</i> Celda de flotación (Metso Minerals, s.f.)	48
<i>Figura 13.</i> Mantenimiento de espesadores en planta de cobre (Mantenimiento industrial, 2023)	50
<i>Figura 14.</i> Imagen (1) Presa Enloza y (2) Presa Linga Cerro verde. Adaptado de Google maps.....	51
<i>Figura 15.</i> Fases de la Investigación	56
<i>Figura 16.</i> Moldeo Taylor TC Crusher (Smith, 2005)	58
<i>Figura 17.</i> Diagrama de bloque.....	59
<i>Figura 18.</i> Evolución del Master Crushers en chancadoras primarias. (2000).....	60
<i>Figura 19.</i> Propuesta de Solución.....	62
<i>Figura 20.</i> Caja Negra del sistema de fijación del manto de la chancadora.	65
<i>Figura 21.</i> Caja Gris de sistema de fijación.....	66
<i>Figura 22.</i> Croquis del Prototipo propuesto.....	68
<i>Figura 23.</i> Diagrama en planta de Alternativa 1	69
<i>Figura 24.</i> Diagrama en planta de Alternativa 2	69
<i>Figura 25.</i> Diagrama en planta de Alternativa 3.	70
<i>Figura 26.</i> Diagrama de evaluación Técnico Económica	74
<i>Figura 27.</i> Detalle del anillo roscado.....	75
<i>Figura 28.</i> Equipo en pleno proceso de cambio de mantos	76

<i>Figura 29.</i> Diagrama en 3D e imagen del sistema de fijación	77
<i>Figura 30.</i> Anillo roscado bajando junto al anillo de sacrificio.	78
<i>Figura 31.</i> Diagrama de mecanismos de ajuste.....	79
<i>Figura 32.</i> Soldeo de elemento para ajustar el anillo roscado (FLsmith, 2022)	79
<i>Figura 33.</i> Tipo de perno para el nuevo sistema de ajuste.	82
<i>Figura 34.</i> Rosca métrica Tipo M y MJ (Diseño de tornillos , 2015)	83
<i>Figura 35.</i> Dimensiones del tornillo esparrago,	85
<i>Figura 36.</i> Distribución de pernos en anillo roscado.....	89
<i>Figura 37.</i> Fuerza de apriete 12 pernos	90
<i>Figura 38.</i> Presión de los doce pernos sobre el anillo de sacrificio	92
<i>Figura 39.</i> Esfuerzo cortante en los hilos.....	93
<i>Figura 40.</i> Esfuerzo de torsión	94
<i>Figura 41.</i> Fuerza de compresión sobre los hilos.....	95
<i>Figura 42.</i> Orden de Ajuste de pernos. Adaptado de (KTN, 2021)	96
<i>Figura 43.</i> Diagrama de Fuerza de compresión de la roca.	97
<i>Figura 44.</i> Diagrama de cuerpo libre de roca en compresion.	99
<i>Figura 45.</i> Esfuero de compresion para rocas.....	100
<i>Figura 46.</i> Fuerzas sobre el manto o eje de la chancadora.	101
<i>Figura 47.</i> Evaluación de fatiga en el perno.	104
<i>Figura 48.</i> Análisis por tiempo de vida.	105
<i>Figura 49.</i> Posicion de los pernos esparrago.....	106
<i>Figura 50.</i> Límite de esfuerzo recomendado (FLSmidth, 2000).....	107
<i>Figura 51.</i> Coeficiente de seguridad.....	108
<i>Figura 52.</i> Espesor critico de manto.....	109
<i>Figura 53.</i> Toma de medida con escáner	110
<i>Figura 54.</i> Material del perno (Shigley, 2008).....	113
<i>Figura 55.</i> Sistema Superbolt aplicado en la chancadora (Sisa, 2019).....	114
<i>Figura 56.</i> Sistema Superbolt aplicado en la chancadora.	116
<i>Figura 57.</i> Relación diámetro de tuerca vs. par de apriete	118

LISTA DE APÉNDICES

Apéndice A Partes de la chancadora.....	129
Apéndice B Detalle de agujeros en el anillo roscado.....	130
Apéndice C Plano del tornillo tipo esparrago.....	131
Apéndice D Vista en corte y completo de conjunto eje-mantos.....	132
Apéndice E Espacio en el que va el anillo roscado y abajo mantos.....	133
Apéndice F Anillo roscado roto.....	134
Apéndice G Toma de temperatura y ruptura de anillo por golpes.....	135
Apéndice H Soldeo de pieza para golpeado.....	136
Apéndice I Plano de medidas conjunto eje-mantos.....	137
Apéndice J detalles de conjunto eje mantos.....	138
Apéndice K Plano de corte detallado de chancadora.....	139
Apéndice L Plano de chancadora completa.....	140
Apéndice M Procedimiento de retiro de anillo roscado.....	141
Apéndice N Instrucciones de ajuste de pernos en chancadora primaria.....	142
Apéndice O Matriz de consistencia.....	143
Apéndice P Espesores críticos de parte media y superior del manto.....	144

RESUMEN

La presente investigación se desarrolla con el objetivo de buscar un procedimiento de ajuste menos riesgoso y complicado para los mantos de una chancadora primaria en gran minería, dado que actualmente el procedimiento además toma mucho tiempo y recursos tanto humanos como materiales.

Para desarrollar el diseño se aplicó la metodología VDI 2221, con la que se pudo determinar la aplicación de 12 tornillos tipo espárrago los que atravesarían el anillo roscado para generar esta fuerza de apriete. Para la ingeniería de detalle fue fundamental calcular la fuerza de apriete inicial, para así poder igualar esta fuerza con el nuevo sistema de ajuste, se determinó una fuerza de apriete inicial de 16 mil N ejerciendo un torque de 2 mil N/m, sin embargo, con los pernos se logró un apriete de diez mil N, por perno, con un torque de 40 N/m, por lo que se concluyó que es un método mucho más eficaz y seguro para los trabajadores, dado que el ajuste se puede hacer con un torquímetro manual.

De las simulaciones se concluyó que los pernos, bajo cargas oscilantes de 60 mil N, pueden llegar a soportar hasta 35 mil ciclos sin ningún daño, lo que es suficiente dado que esta carga representa el máximo esfuerzo que raramente podría tener que tolerar la chancadora, bajo esta máxima carga, los pernos tendrían que soportar en sus hilos presiones de hasta 350 Mpa, lo que es 65 % del límite elástico que es menor al 75 % máximo recomendado por el fabricante.

Palabras Claves: Maquina, Chancadora, Diseño.

ABSTRACT

The present investigation is developed with the objective of searching for a less risky and complicated adjustment procedure for the mantles of a primary crusher in large mining operations, given that currently the procedure also takes a lot of time and resources, both human and material.

To develop the design, the VDI 2221 methodology was applied, with which it was possible to determine the application of 12 asparagus-type screws that would pass through the threaded ring to generate the clamping force. For the detailed engineering, it was essential to calculate the clamping force. initial, in order to equalize this force with the new adjustment system, an initial tightening force of 16 thousand N was determined, exerting a torque of 2 thousand N/m, however with the bolts a tightening of 10 thousand N was achieved, per bolt with a torque of 40 N/m per bolt, so it was concluded that it is a much more effective and safer method for workers, given that the adjustment can be done with a manual torque wrench.

From the simulations it was concluded that the bolts under oscillating loads of 60 thousand N can withstand up to 35 thousand cycles without any damage, which is sufficient given that this load represents the maximum stress that the crusher could rarely have to tolerate. Under these maximum loads, the bolts would have to withstand pressures of up to 350 Mpa in their threads, which is 65% of the elastic limit, which is less than the 75% maximum recommended by the manufacturer.

Keywords: Machine, Shredder, Design.

INTRODUCCIÓN

Los procesos de mantenimiento de maquinarias implementadas en la actividad minera del Perú son realizados mediante técnicas bastante arcaicas que muchas veces ponen en riesgo a los trabajadores que realizan estas actividades y generan daños a piezas y equipos que posteriormente deben ser reparados o reemplazados, lo cual incrementa los tiempos inoperativos, al igual que los costos de las operaciones. Motivado a estos hechos, se propone en este trabajo de investigación el diseño de un Sistema de Fijación que permita ejecutar las labores de afloje /aflojamiento y apriete de pernos y tuercas de una chancadora de manera segura y eficiente, lo cual puede traducirse en una relación costo-beneficio bastante interesante durante las labores de reemplazo de manto que deben realizarse de forma periódica, al mismo tiempo que se promueve la innovación tecnológica en el sector.

La presente investigación estará desarrollada por medio de una serie de capítulos, iniciando por describir el problema que conlleva implementar procedimientos comunes para el ajuste de mantos en chancadoras, para lo cual se establece una serie de objetivos a cumplir con el fin de proponer un mejor sistema de fijación para el ajuste de mantos, para lo cual es conveniente la búsqueda de trabajos realizados y bases teóricas que estén relacionados con esta investigación, lo cual permitirá tener una base y realizar una comparación de resultados. Finalmente, se establece la metodología a llevar a cabo para el diseño del Sistema de Fijación para el ajuste de mantos en chancadoras primarias, arrojando una serie de resultados a discutir para determinar los beneficios de la implementación de este nuevo sistema de fijación.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1. Planteamiento del problema.

El desarrollo del sector minero requiere de la incorporación de maquinarias pesadas y tecnologías necesarias para lograr óptimos esquemas de explotación. Una de estas maquinarias es la chancadora primaria, la cual permite convertir grandes tamaños de rocas contenidas en el mineral de cobre, en partículas de apenas unos cuantos milímetros. El tipo Chancadora Giratoria Traylor NT 60"x113" es la más utilizada debido a que posee ventajas sobre equipos similares, como son su capacidad de recibir en la alimentación rocas de mayor tamaño, normalmente no necesita control de tonelaje en la alimentación y puede ser alimentado directamente por camiones de más de 150 toneladas, reduciendo el tamaño de rocas de un máximo de 54" a un tamaño máximo de 6" trabajando como podemos ver en la Figura 1.

Actualmente, para llevar a cabo las labores de ajuste de mantos en chancadoras primarias se ejecuta la maniobra tradicional, que consiste en soldar orejas a la

Tuerca de Ajuste con el fin de que posteriormente sirvan para ser golpeadas por una masa de acero suspendida en el aire por una grúa telescópica.



Figura 1. Anillo roscado descendiendo para ajustar el manto. Imagen tomada de campo.

En la presente investigación se propone un método alternativo a la maniobra tradicional que es implementada actualmente en el área de estudio, cuyo método consiste en la implementación de un Sistema de Fijación para el ajuste de mantos de tal manera que se pueda prescindir del uso de los equipos y maniobra mencionados anteriormente, permitiendo realizar la instalación y desinstalación de la Tuerca de Ajuste con el apoyo simple de una pistola o taladro de impacto común.

El Sistema de Fijación que se espera estudiar en esta propuesta es una configuración genérica de collarín de empuje, sea de tuerca normal o de tuerca partida, el cual consiste en un sistema compuesto por una tuerca roscada que se ubica sobre un anillo sin rosca que contiene pernos; al ajustar los pernos que se encuentran contenidos en el anillo, estos presionan contra una arandela endurecida provocando que el anillo empuje contra la tuerca partida, generando de esta manera la precarga requerida sobre

la unión. A pesar de que son piezas de grandes dimensiones, la instalación a través de este método se realiza de manera más rápida y segura empleando equipos y maniobras menos pesadas y peligrosas.

1.2. Formulación del problema.

1.2.1 Problema General.

¿Cómo mejorar el sistema de ajuste de mantos en la chancadora primaria NT 60"x113" de mineral de cobre?

1.2.2 Problemas Específicos.

- ¿Cuál será el procedimiento para el ajuste del manto con la implementación del nuevo sistema de fijación propuesto?
- ¿Cuáles son los tipos de roscas aplicables al nuevo sistema de fijación?
- ¿Cuáles serán los materiales de fabricación más adecuados sobre los que se deben fundamentar los diseños de las distintas piezas que conforman el nuevo sistema de fijación?
- ¿Cuál será el comportamiento mecánico del nuevo sistema de fijación al ser sometido a diferentes esfuerzos?

1.3. Objetivos.

1.3.1. Objetivo General.

Mejorar el sistema de fijación para el ajuste de mantos en chancadora primaria de mineral de cobre.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Diseñar a detalle el procedimiento de ajuste de mantos en chancadora primaria simplificado y controlado a través del nuevo sistema de fijación propuesto.
- Determinar los tipos de pernos requeridos para el nuevo sistema de fijación.
- Determinar los materiales de fabricación más adecuados sobre los que se deben fundamentar los diseños de las distintas piezas que conforman el nuevo sistema de fijación.
- Determinar los tipos de roscas aplicables al nuevo sistema de fijación.
- Desarrollar un análisis de fatiga del perno, en caso de que este sometido a esfuerzos fluctuantes.

1.4. Justificación e Importancia.

1.4.1 Justificación Teórica.

Esta propuesta basa su enfoque teórico en la investigación referente al diseño de un nuevo Sistema de Fijación para el ajuste de mantos en chancadoras primarias, Este nuevo sistema de fijación, teóricamente, se encuentra asociado a un procedimiento o método de ajuste mucho más efectivo que la maniobra de fijación tradicional. Desde esta perspectiva, la investigación propone una serie de teorías relacionadas a la temática que sirven para orientar a futuros estudios con variables similares.

1.4.2. Justificación Práctica.

Este trabajo de investigación permitiría evaluar la factibilidad técnica sobre la implementación de un nuevo Sistema de Fijación para el ajuste de mantos en chancadoras primarias. De resultar viable, este nuevo sistema de fijación daría paso

a la ejecución de los trabajos de montaje y desmontaje de manera más efectiva al poder realizarlos con mayor velocidad, reduciendo así los tiempos de instalación y remoción; de igual manera, los nuevos procedimientos de ajuste ofrecen mayor seguridad debido a que no se requiere de grandes herramientas y se elimina el riesgo de lesiones de los operadores, quienes serán los principales beneficiados.

1.4.3. Justificación Metodológica.

A nivel metodológico, esta investigación aporta a la comunidad científica, por cuanto establece, por un lado, un método validado para el desarrollo de estudios cuantitativos bajo el método inductivo analítico, así como por la aplicación de una metodología como la VDI, que proporcionan una ruta sistemática para soluciones a problemáticas similares, sirviendo así de guía para futuras investigaciones.

1.4.4. Justificación en lo Social.

Desde el punto de vista social, la investigación aporta un sistema de fijación que provee mayor seguridad para los trabajadores, puesto los métodos tradicionales empleados comúnmente para el aflojamiento y apriete de pernos y tuercas en equipos de grandes dimensiones, como una chancadora, suponen unas condiciones de trabajo bastante riesgosas, que pueden afectar no solo la integridad estructural del equipo de chancado sino también a todo el recurso humano que ejecuta las labores. Es por esto que un sistema de fijación para el ajuste de mantos en chancadoras ofrece la ventaja de realizar las labores de afloje/aflojamiento y apriete de manera segura y sin sobreesfuerzos por parte del operador. Se ejecutan torques de manera gradual, lo cual permite preservar la vida útil de la pieza, evitando fallas y riesgos para los trabajadores, quienes gozarían de un protocolo más seguro y efectivo.

1.5. Limitaciones de la presente investigación.

Durante la ejecución de la presente propuesta, surgen una serie de limitaciones, entre las que destacan el difícil acceso a documentación técnica detallada sobre la tecnología en estudio y la falta de especificaciones de los materiales a implementar en el proceso de fabricación del sistema de fijación, así como los costos elevados que conlleva el poder realizar el prototipo del sistema de fijación para el ajuste de mantos en chancadoras primarias.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la Investigación.

2.1.1. Antecedentes Internacionales.

En la investigación denominada “Nuevo enfoque para determinar el Comportamiento Dinámico de Chancadoras para el Mejoramiento del Diseño y Operación” de (Toledo, 2022). Se plantea un modelo que permite la predicción del torque en chancadoras y su comportamiento. Empleando en la metodología para el desarrollo de la investigación la Modelación DEM, definición de ecuaciones del movimiento de las partículas, modelo de contacto y fractura, método de detección de contactos, modelo de distribución de tamaños y parámetros de forma de partícula. De igual manera, se presentan los parámetros y configuraciones de los modelos DEM de una chancadora giratoria y de cono. Con el desarrollo de esta investigación se modeló una chancadora por medio del método de elementos discretos, mostrando que el modelo desarrollado predice de forma correcta el rendimiento del chancador giratorio. Se logró crear un simulador el cual predecía muy cercanamente el comportamiento del chancador, desarrollándose la validación

en función de la eficiencia, el tamaño de lo producido y la potencia del equipo en evaluación, se tuvo como dificultad validar los resultados que mayores datos del equipo en operación, actividad que es complicada debido al tamaño e importancia del equipo.

Linhares (2017), en su trabajo de investigación titulado “Desarrollo de una metodología para resolver fallas en la fijación de columnas estructurales de una prensa hidráulica de 25.000 k. Un caso de estudio” que tuvo como objetivo analizar el sistema de sujeción en las columnas estructurales de una prensa hidráulica. En esta investigación es común en varias prensas, lo que puede permitir la aplicación de la solución encontrada en otros casos. Para esto se desarrollaron análisis preliminares tales como: dureza del material; metalografía; pruebas de impacto y tracción; análisis visual; simulación numérica de la geometría y cargas aplicadas por el método de los elementos finitos mediante el programa Ansys®. Con base en estos resultados y en estudios de fatiga y tribología, se desarrolló una metodología para solucionar problemas de fallas en la fijación de columnas estructurales, considerando la existencia de varias soluciones de ingeniería ya aplicadas al mercado de sistemas de fijación, a través del proceso de ingeniería inversa del proyecto. La expectativa es aumentar la vida útil sin que ocurran fallas en los equipos, promover la nacionalización de los componentes con la consecuente reducción de costo y tiempo de entrega, mejorando también la robustez del conjunto de fijación con relación al actual.

Como tercera referencia se puede citar a la empresa norteamericana NortLock (2020) la que se dedica a la fabricación de pernos Superbolt. En su informe “Tensionadores Mecánicos Superbolt” se resalta la versatilidad de este tipo de

elementos pudiéndose aplicar en lugares donde se requiera una alta presión de apriete de forma segura, logrando hasta 750 Mpa en los tornillos de mayor diámetro, teniendo productos comerciales de hasta M160, como la tuerca más grande que comercializan, en un gráfico que se presenta se destaca la capacidad de este tipo de tuercas de no necesitar demasiada fuerza torque para ajustarlas, a diferencia de tuercas normales, las que a medida que su diámetro, crece la fuerza torque para ajustarlas crece de forma exponencial, lo que sucede en la presente investigación al tener un anillo roscado de 1.2 m de diámetro, el cual es muy complejo su ajuste.

2.1.2. Antecedentes Nacionales.

Sisa (2019), en su investigación titulada “Informe Técnico de cambio de Cóncavas y Mantos en Chancadoras Primarias por la Empresa Contratista FLSmidth.S.A.C.” Propone, establecer y describir los procedimientos para la realización del proceso de cambio de cóncavos y mantos de una chancadora primaria, con el fin de garantizar labores óptimas y seguras. La metodología implementada para el cumplimiento de los objetivos de la investigación se basó en una serie de procedimientos para las labores de mantenimiento de chancadoras primarias, para el retiro de los principales componentes que conforman una chancadora primaria, cambio de cóncavos, mantenimiento de spider y cambio de mantos. Por medio de la ejecución de este trabajo de investigación, se logró determinar que la implementación de procedimientos detallados para cada una de las labores que se realizarán en las chancadoras primarias permite la optimización del proceso y de los recursos; así mismo, la importancia de las labores de mantenimiento que garantizarán que los trabajos ejecutados sean eficientes y las maquinarias alcancen su máximo funcionamiento tanto operativo como vida útil para lo que fueron

diseñados. Macedo (2019), en su investigación titulada “Rediseño de Cabeza de Chancadora Secundaria MP-1250, de Spindle Integrado a Spindle Separado, para Mejoramiento de Mantenimiento en Sociedad Minera Cerro Verde de la Planta de Chancado Secundario”. Se buscó principalmente rediseñar el sistema de ajuste de la chancadora secundaria, dado que el sistema de ajuste inicial, tomaba mucho tiempo, y esto puede ser muy importante si se tiene en cuenta que un solo equipo puede detener toda una línea de producción de una gran empresa minera. Para el desarrollo del rediseño del mencionado sistema de ajuste se tomó en cuenta el costo, el tiempo y la seguridad de los trabajadores, para esto aplicaron procesos de ingeniería inversa dado que se tenía que imitar un proceso ya establecido, pero siguiendo un camino diferente, es decir, un diseño diferente, se hicieron uso de ecuaciones de diseño de máquinas y tornillos. Finalmente, se concluye usando pernos tipo gato con rosca tipo serrucho debido a que es necesario aplicar la fuerza en un sentido más que en el otro. Además, se desarrollan cuadros de ahorro de tiempo y, finalmente, de dinero.

En la investigación desarrollada por C. Merma (2021) denominada “Diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa Smelting Ingenieros SAC, Arequipa-Perú 2021”. La mencionada estructura se diseñó y desarrolló la simulación de esfuerzos con el software Solidworks evaluando el diseño con acero estructural A36 de 250 MPa de límite elástico, para lo que se determina un factor de seguridad de 0.5 a 6, lo que se considera aceptable. En la presente investigación también se analizarán estos valores y se usará el software citado para desarrollar la simulación de fuerzas.

2.2. Bases Teórica.

2.2.1. Chancadoras Primarias.

De acuerdo con aquellos primeros equipos cuya función es reducir el tamaño de los materiales o partículas provenientes de la fuente de extracción, diseñados y contruidos de manera que cumplan con ciertos requisitos como:

- La apertura de alimentación está diseñada para soportar bloques de material grande.
- La abertura de alimentación se define como boca y la apertura de descarga se le denomina garganta. De manera general, el tamaño de la boca permanece fijo, mientras que el tamaño de la garganta llega a variar durante el proceso chancado.

De forma general, el proceso de chancado se basa en la combinación de tres etapas cuyo objetivo es la reducción de los fragmentos. En la etapa primaria, la maquinaria de chancadora primaria reduce el tamaño máximo de los fragmentos a una medida de 8 pulgadas de diámetro; seguidamente, en la etapa secundaria, el tamaño del material es reducido a 3 pulgadas, y finalmente, en la tercera etapa, el material mineralizado logra una medida de ½ pulgada. (FLSmith, 2000).

La parte superior está conformada por una cámara de forma cónica, revestida con piezas de acero llamadas cóncavos, el eje principal, con su manto, la cual es parte móvil fundamental de la chancadora. En la parte superior de la chancadora, hay un sistema de apoyo para el eje principal, denominado araña, el cual contiene una bocina de bronce maquinado que posiciona el extremo superior del eje principal.

Específicamente, una chancadora de tipo Traylor NT 60"x113", es la maquinaria que inicia el proceso de chancado dentro de una planta. El material proveniente de la mina es trasladado hacia esta chancadora por medio de camiones, donde el material presenta un tamaño aproximado de 1 a 2 m, pudiendo variar estas dimensiones y posteriormente es descargado en la tolva intermedia de la chancadora cuya capacidad en la tolva es de 500 toneladas y potencia de 746 kW. Las dimensiones de este tipo de chancadora están definidas como 60" abertura x 113" de diámetro y la reducción dentro de la estructura de la chancadora es originada por la acción giratoria del eje principal, esto se refiere a cuando el manto se acerca y se aleja alternadamente de las cóncavas (FLSmith, 2000).

La estructura de este tipo de chancadora es fabricada en acero fundido, donde en su parte más baja se encuentra el mecanismo de accionamiento. Dicho mecanismo está compuesto por la excéntrica, cuya función es producir el movimiento giratorio del eje principal y el manto; la corona y el conjunto de contra-eje, conformados por el piñón y su eje. En lo que respecta a la parte superior de la chancadora, se forma una superficie de chancado estacionario que se basa en una cámara de forma cónica, la cual está compuesta de las secciones media y superior del casco. Esta parte denominada cámara se encuentra revestida con partes de acero resistentes al desgaste definidas como cóncavas (Ensembler, 2012).

Una de las partes fundamentales de la chancadora es la parte móvil, formada por el conjunto de eje principal y su manto; y el circuito de chancado está diseñado para ser un Sistema de Chancado de Circuito abierto, lo cual se refiere a que no se cuelan ni reciclan partículas de gran tamaño, en la Figura 2 se puede ver las principales partes (Caballero, 2017) de la chancadora.

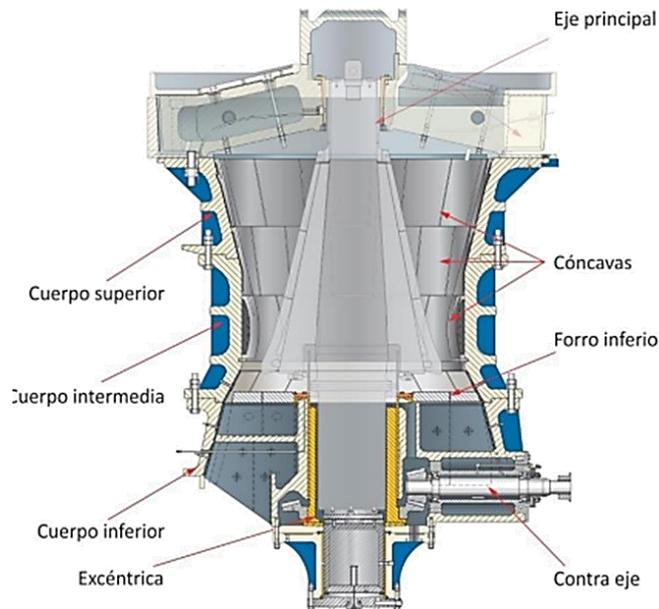


Figura 2. Partes Principales de una Chancadora. (2000)

2.2.1.1 Evolución de los chancadores.

- En 1830, aparece en U.S. una patente de una máquina de chancado Drophammer, también conocida como de pizones o bocartes.
- En 1840, se usó el molino de martillos dentro de una caja de madera.
- En 1858, Eli Whitney Blake patentó el primer chancador de mandíbulas.
- Entre 1860 y 1878, se tiene la primera patente con el principio de un chancador giratorio muy rudimentario.
- En 1881, Philetur W. Gates patentó una máquina con todas las características mecánicas modernas de un chancador giratorio.
- En 1906, aparecen los primeros chancadores. Traylor que se tengan registro, eran tipo Blake & Dodge.

- En 1910, se fabricaron los primeros chancadores giratorios, Traylor de 7 ½', el poste medía 3.6 m. de largo y la abertura de alimentación era de alrededor de 19", una placa en el cuerpo principal indica como fecha de fabricación el 18 de febrero de 1910. Posteriormente, Thomas A. Edison demostró que se podía bajar el costo de dinamita en la mina, mediante un chancador secundario. Sobre la base de esta idea, creó un chancador de rodillos y en su planta de cemento, operó con cuatro sets de chancadores de rodillos.
- En 1919, Fuller vende a la Compañía Michigan Limestone and Chemical, el primer chancador giratorio de 60" del mundo, en la ciudad de Roger Michigan, que aún sigue funcionando, siendo la más grande del mundo hasta 1969. En 1969, se vendió a la Compañía Johns Manville de Canadá, un chancador primario giratorio Traylor de 72".
- En la Figura 3 se ven los diferentes tipos de chancadores que ofrece la firma EFE Minerals, con modelos para diferentes condiciones de trabajo.



Figura 3. Chancadores para plantas de pequeña y mediana capacidad. Tomado de TRIZ (2014)

En la Figura 4, se ven datos técnicos de la chancadora giratoria cónica vertical tipo NT (60" x 113") es un equipo electromecánico hidráulico estacionario utilizado para disminuir el tamaño del mineral



Figura 4. Designación del tamaño de la trituradora. (2000)

2.2.1.2 Tolerancias en Chancadoras Primarias.

En lo que respecta a la tolerancia en las chancadoras primarias, se refiere a aquella variación que se permite en las dimensiones de las piezas que la conforman con respecto a su medida nominal, definiendo t para ejes y T para agujeros. La tolerancia mecánica de las chancadoras primarias está relacionada con una serie de aspectos e instrumentos:

- Conjunto de alineamiento con empalme de indicador de cuadrante de alineamiento por láser.
- Conjunto de indicadores de cuadrante con base magnética.
- Conjunto de micrómetro externo de 0-300 mm (0-11,8 pulgadas).
- Conjunto de micrómetro interno de 0-100 mm (0-3,9 pulgadas).
- Tiras calibradoras de 0-3 mm (0-0,12 pulgadas).
- Detector sónico portátil.
- Detector térmico portátil.
- Estetoscopio mecánico.
- Medidor de prueba hidráulica 0-7.000 kPa (1.000 psi).
- Medidor de prueba hidráulica 0-28.000 kPa (4.000 psi)

En la Tabla 1 y 2 se determinan las tolerancias para algunas de las partes de la chancadora primaria como eje principal, cojinete interno de la excéntrica y cojinete del cilindro hidráulico (Joniche & Merma, 2020).

Tabla 1. Aumento de Diámetro de la Manga del Eje Principal

<i>Tamaño del chancador</i>	<i>Aumento de diámetro</i>
<i>42" TCB [1067]</i>	<i>0.021" [0.53 mm]</i>
<i>1100 x 1750 Tipo "NT"</i>	<i>0.024" [0.60 mm]</i>

1300 x 1750 Tipo "NT"	0.024" [0.60 mm]
1400 x 1950 Tipo "NT"	0.026" [0.65 mm]
54" x 77" (1371 x 1956) Tipo "NT"	0.030" [0.76 mm]
54" x 77" (1371 x 1956) Tipo "UD" (600 KW)	0.030" [0.76 mm]
60" x 89" (1525 x 2260) Tipo "NT"	0.033" [0.84 mm]

Nota. Manual Chancador Giratorio Traylor Tipo NT 60"x113", Se observa las chancadoras, ordenadas de menor a mayor tamaño o capacidad. Tomado de FLSmidth (2000).

Tabla 2. Disminución del Diámetro del Cojinete Interno de la Excéntrica.

Tamaño del chancador	Reducción de diámetro
42" TCB [1067]	0.033" [0.8 mm]
1100 x 1750 Tipo "NT"	0.037" [0.94 mm]
1300 x 1750 Tipo "NT"	0.037" [0.94 mm]
1400 x 1950 Tipo "NT"	0.039" [0.99 mm]
54" x 77" (1371 x 1956) Tipo "NT"	0.041" [1.0 mm]
54" x 77" (1371 x 1956) Tipo "UD" (600 KW)	0.048" [1.2 mm]
60" x 89" (1525 x 2260) Tipo "NT"	0.048" [1.2 mm]
60" x 113" (1525 x 2870) Tipo "NT"	0.056" [1.4 mm]

Nota. Manual Chancador Giratorio Traylor Tipo NT 60"x113" Tomado de FLSmidth (FLSmidth, 2000)

Tabla 3. Disminución del Diámetro del Cojinete del Cilindro Hidráulico.

Tamaño del chancador	Reducción de diámetro
42" TCB [1067]	0.026" [0.66 mm]
1100 x 1750 Tipo "NT"	0.025" [0.64 mm]
1300 x 1750 Tipo "NT"	0.025" [0.64 mm]
1400 x 1950 Tipo "NT"	0.028" [0.71 mm]
54" x 77" (1371 x 1956) Tipo "NT"	0.031" [0.79 mm]
54" x 77" (1371 x 1956) Tipo "UD" (600 KW)	0.036" [0.91 mm]

60" x 89" (1525 x 2260) Tipo "NT"	0.036" [0.91 mm]
60" x 113" (1525 x 2870) Tipo "NT"	0.043" [1.09 mm]

Nota. Manual Chancador Giratorio Traylor Tipo NT 60"x113". Tomado de FLSmidth. (2000)

En la Tabla 4, se presentan los diferentes valores para las tolerancias para los diámetros y la relación agujero-eje, cuyos valores deben ser aplicados para evitar desgaste y reducción de la vida útil de dichos componentes.

Tabla 4. Tolerancias para diámetros, relación agujero-eje

Diámetro	Condición	Orificio	Eje	Ajuste
10	Max(mm)	10.022	9.987	0.05
	Min(mm)	10.000	9.972	0.0013
25	Max(mm)	25.033	24.980	0.074
	Min(mm)	25.000	24.959	0.02

Nota. Tabla de tolerancias para los diámetros en la relación agujero-eje. Tomado de Nord-Lock (2014).

2.2.1.3 Ajustes de Mantos en Chancadoras Primarias.

En este mismo sentido, el ajuste de mantos en chancadoras primarias se realiza mediante una serie de actividades que actualmente son aplicadas para dicho fin, partiendo de que, para llevar a cabo dicho trabajo, el operador inicialmente desmonta los pernos de ½ pulgada y se desmontan los chutes de recepción de la chancadora, los cuales son colocados en un lugar seguro haciendo uso de eslingas y cargador frontal. Posteriormente, el técnico de mantenimiento y operador aflojan los pernos por medio de una llave corona de golpe y un martillo mínimo de 12 libras, seguidamente se procede al desmontaje de Bolt o Araña utilizando cuñas de golpe que se colocan en

ranuras y son golpeadas con martillo para el aflojado. Usando cargador y eslingas o estrobos, estas piezas son desmontadas y son ubicadas en lugares acondicionados para su posterior cambio de anillos cóncavos (Rodríguez, 2019).

Se procede a desmontar la tapa y contratuerca de la parte superior del manto por medio de herramienta de golpe o barra rectangular, donde la tuerca es golpeada con martillo para su desmontaje; y el desmontaje del manto por medio de golpes con martillo en partes laterales para el aflojamiento. Una vez desmontadas todas las piezas, se procede a realizar el mantenimiento de las mismas (Rodríguez H. , 2022).

Finalmente, para el montaje del manto, el técnico de mantenimiento procede a soldar orejas metálicas en partes exteriores para su levantamiento y, con la utilización de eslingas y cargador, es colocada en posición (Rodríguez, 2019). En la Figura 5 se muestra cómo se realiza de manera manual el ajuste de mantos aplicando la tolerancia y ajuste requeridos por el fabricante.

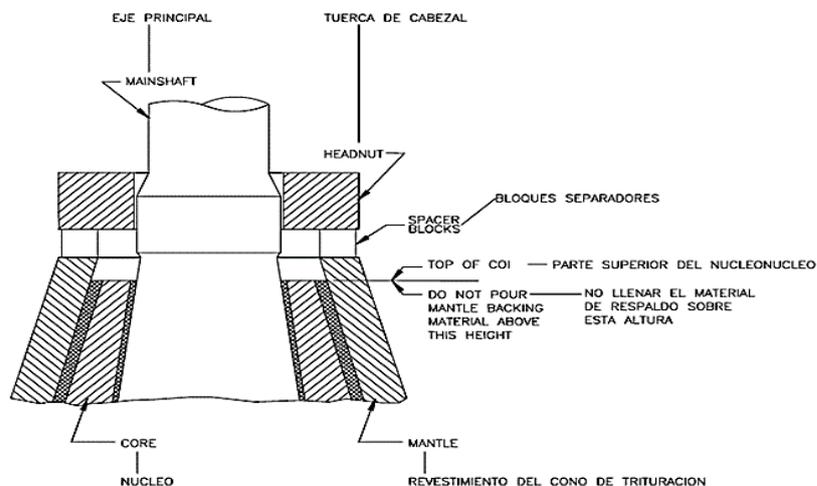


Figura 5. Ajuste de Mantos. (2012)

2.2.1.4 Mantos en chancadora primaria.

El revestimiento de la cabeza, que es el componente activo móvil del chancador, puede estar constituido por varias piezas, normalmente dos o tres, fabricados normalmente de acero manganeso, fijadas al núcleo por su forma misma, la tuerca de cabeza y el material que rellena los espacios entre el manto y el core, llamado “backing, cemento” que puede ser zinc o material epóxico como vemos en la Figura 6 (Rodríguez, 2019).



Figura 6. Mantos de una chancadora (2000)

2.2.1.5 Sistemas de fijación.

En la Tabla 5. Sistemas de fijación existentes, podemos ver los diferentes sistemas de fijación utilizados en la industria, entre los que destacan los sistemas superbolt y los tornillos tensionadores, para manto de chancadoras primarias.

Tabla 5. Sistemas de fijación existentes

<i>Sistemas De Fijación De</i>	<i>Especificaciones</i>
<i>Manto</i>	

Tuercas tensionadoras Superbolt	<i>Usado con espárragos en agujeros roscados ciegos, y tensionado sin fricción Características: de 3" a 6". Tensión del perno: 400 a 1200 N/mm² Rango de temperatura: -40° a 250°C (-50° - 500°F)</i>
Tuercas tensionadoras Superbolt para temperaturas medias	<i>Características: de 3" a 5". Tensión del perno: 310 a 850 N/mm² Rango de temperatura: -10° a 350°C (-50° - 650°F)</i>
Tornillos tensionadores	<i>Aplicación agujeros roscados ciegos, reduciendo el número de componentes del dispositivo Tensión del perno: 350 a 800 N/mm² Rango de temperatura: -10° a 250°C (0° - 250°F)</i>
Nota. Tensionadores mecánicos Superport. Tomado de Nord-Lock Group. (Nod-Lock Group, 2014).	

2.3. Sistema de ajuste.

2.3.1. Funcionamiento del Sistema Superbolt.

Este tipo de sistemas se encuentran diseñados básicamente para reemplazar directamente los tornillos y tuercas tradicionales. Se pueden instalar sobre los tornillos, pernos, espárragos y ejes roscados tanto existentes como nuevos. La rosca principal sirve para posicionar el sistema sobre el perno o espárrago contra la arandela endurecida y la superficie que la soportará. Una vez colocado correctamente el sistema Superbolt, solo serán necesarias herramientas manuales de par, ya que al apretar los tornillos que rodean la rosca principal, será tensionado el perno principal. Los tornillos transfieren la carga de manera uniforme a la rosca principal y, consecuentemente, a la unión atornillada. La rosca principal quedará ajustada en tensión pura, sin rozamiento (Nod-Lock Group, 2014).

Al ajustar los tornillos, se genera una gran fuerza de empuje sobre el eje axial, la cual se ejerce sobre una arandela endurecida. Los tornillos tienen un menor

diámetro de rozamiento, por lo que pueden generar mayor fuerza de empuje con un apriete considerablemente menor. Las cargas se transfieren a través del cuerpo de la tuerca, que se instala manualmente en la rosca principal. La arandela endurecida transfiere la fuerza, a la vez que protege la superficie de la brida. La fuerza de empuje sobre el eje axial de los tornillos y la fuerza de reacción opuesta de la cabeza del tornillo principal crean una gran fuerza de apriete sobre la brida. La fuerza de empuje sobre el eje axial del sistema Superbolt crea una fuerza de reacción equivalente en el tornillo principal. Esta breve descripción se aprecia de manera gráfica en la Figura 7 mostrada a continuación.

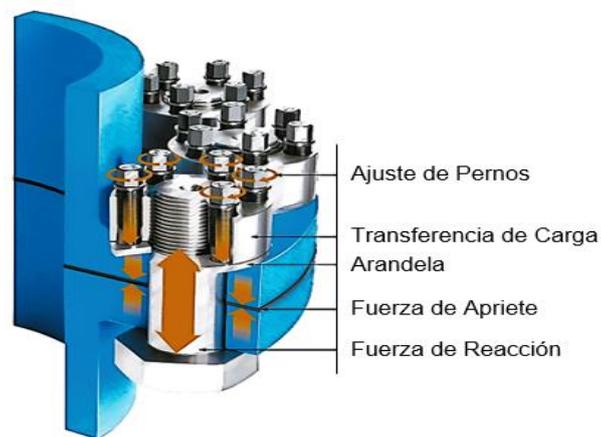


Figura 7. Sistema Superbolt. (2014)

2.3.1.1 Características del Sistema Superbolt.

Entre las principales características de un sistema de este tipo es posible mencionar (Rodríguez, 2019).

- **Tensiones más altas:** A diferencia de otros métodos, el apriete por medio de tensión pura permite mayores precargas con mayor precisión. Por ello, los sistemas Superbolt son por excelencia la mejor opción.

- **Mejores uniones atornilladas:** Para que las uniones atornilladas bien diseñadas no se aflojen, será preciso generar una precarga superior a las de las fuerzas que tienden a separarlas.
- **Diseños personalizados:** Es posible diseñar y fabricar equipos realizados a medida de las aplicaciones para cumplir con los requerimientos de precarga, restricciones de espacio, o ambientes agresivos.
- **Opciones de diseño:** Una capacidad de precarga alta, unida a una mayor precisión, harán posible utilizar pernos de menor tamaño. La reducción de las dimensiones y de los utillajes puede ayudar a conseguir dispositivos de menor tamaño, con menos material y con costes de producción más económicos.
- **Solo herramientas manuales:** Un solo operario puede atornillar y aflojar los Superbolt más grandes empleando herramientas manuales comunes.
- **Mayor seguridad:** Los sistemas Superbolt evitan los peligrosos atrapamientos, la manipulación de cargas pesadas o la rotura de herramientas por sobreesfuerzos.
- **Menor limitación de espacio:** Los sistemas Superbolt, son fáciles de instalar en espacios confinados.
- **Ciclos reducidos:** El apriete y aflojamiento de Superbolt puede hacerse en menor tiempo que otros métodos. Dos o más personas pueden trabajar juntos con herramientas manuales (eléctricas o neumáticas) para acortar los tiempos.

- **Mayor resistencia a las vibraciones:** Si la precarga supera a las fuerzas de separación, se evitará que los tornillos se aflojen debido a la vibración.
- **Tensionado de precisión:** La tensión uniforme y de gran precisión de cada una de las uniones atornilladas garantiza una carga uniforme y reduce el riesgo de fuga.
- **Mayor fiabilidad:** Las precargas de precisión evitan el aflojamiento de las uniones, reducen el riesgo de fatiga y prolongan la vida útil del tornillo.
- **Menor tiempo de inactividad:** Las uniones atornilladas, correctamente diseñadas y apretadas permanecerán seguras durante su funcionamiento, limitando las paradas relacionadas con el mantenimiento.
- **Fácil inspección:** La comprobación del par de apriete puede realizarse de manera segura y fácil, usando solo herramientas manuales.
- **Sin daños en la rosca:** El tensionado de pernos, al no haber fricción, evita los daños en la rosca propios de los métodos de torsión.
- **Desmontaje rápido:** Desatornillar los sistemas Superbolt es relativamente sencillo, por lo que disminuyen los tiempos y costos en comparación con los métodos tradicionales de torsión, que ocasionan largos periodos improductivos.
- **Reutilización:** Los sistemas Superbolt son reutilizables. La precarga puede restablecerse en cualquier lugar usando herramientas manuales sencillas.

2.3.1.2 Collarines de Empuje de Tuerca Partida Superbolt.

Otros métodos de atornillado se enfrentan a un gran desafío para resolver muchos de los problemas de atornillado que presentan máquinas enormes como prensas de forja, grúas o máquinas mineras como las chancadoras. Todas ellas tienen tuercas y tornillos de gran diámetro por encima de la M100 (4 pulgadas) que requieren precargas muy altas. Actualmente, es considerada una buena práctica ingenieril diseñar sistemas de collarines de empuje de tuerca partida, fundamentados en la innovación y la versatilidad, ya que proponen una solución con múltiples ventajas para aplicaciones con roscas de gran tamaño y requerimiento de precarga alta. Estos sistemas cuentan con una tuerca roscada partida que se ubica sobre un anillo sin rosca. Al ajustar los tornillos que se encuentran contenidos en el anillo, estos presionan contra la arandela endurecida, provocando que el anillo empuje contra la tuerca partida, generando así la precarga de la unión. La instalación se realiza de manera más rápida y segura, empleando equipos y maniobras menos pesadas (Nod-Lock Group, 2014) como vemos en la Figura 8 y 9.



Figura 8. Collarines de Empuje de Tuerca Partida Superbolt. (2014).



Figura 9. Tipo de Tensionadores para Aplicaciones Dinámicas. (2014)

2.3.2. Consideraciones en el par de apriete sobre pernos.

En diferentes vertientes industriales es preciso ejecutar labores relacionadas con el ajuste de uniones y par de apriete específico sobre pernos y tuercas; sin embargo, algunas veces no es posible determinar los valores de torque directamente desde tablas y relaciones, ya que el diámetro del perno o su material de construcción no lo permite. En estos casos, es necesario realizar una serie de cálculos para determinar el valor del par de ajuste o “torque teórico” requerido según sea el caso. Por ejemplo, una situación bastante común en la que se presenta este tipo de casos es cuando se requiere obtener el par de ajuste para pernos con dimensiones que rondan los 100 milímetros de diámetro o cuando este tipo de piezas opera sobre los 100 °C (Nod-Lock Group, 2014).

La metodología más común para proceder a ajustar pernos y tuercas es la del control de torque, comúnmente denominado par de apriete; sin embargo, a pesar de que es una metodología bastante sencilla y económica, resulta ser a su vez una de las que

posee mayor grado de incertidumbre en lo que se refiere a la garantía de la fuerza de apriete sobre la unión en cualquier ensamble de tipo apernado. El control de torque se logra eventualmente ajustando un torquímetro a un valor de torque previamente especificado, ya sea por el fabricante de un equipo en específico o por las relaciones especificadas en tablas de par de apriete. Lo anteriormente descrito resulta ser una práctica bastante común, pero, se debe ser consciente de que una herramienta como el torquímetro no se encuentra diseñada para medir la tensión o precarga aplicada sobre el perno, sino para medir el valor del par que se está aplicando. Este valor de par es resultado, principalmente, tanto de la fricción que se genera sobre los flancos de las roscas perno-tuerca como de la fuerza de rozamiento que se genera entre la cabeza del perno y su arandela. Apenas un diez por ciento del par de ajuste total aplicado es resultado de la generación de la fuerza de precarga. Por supuesto, mientras se tenga claro conocimiento de estas consideraciones, es posible minimizar las desviaciones que podrían generarse al aplicar esta metodología de ajuste (Rodríguez H. , 2022). En la **Figura 10** se presenta el gráfico para la curva del par de ajuste para la tensión del tornillo.



Figura 10. Muestra la comparación de la curva del par de apriete (2012)

Se puede evidenciar en la **Figura 10** de la curva del par de ajuste que las tuercas estándar presentan mejor comportamiento en fuerza que las de tipo Multi-JackBolt en condiciones similares de trabajo.

2.4. Fórmulas aplicadas.

2.4.1. Ecuaciones del par de apriete.

La ecuación 1, relaciona, la fuerza de apriete que genera un tornillo al aplicarle un determinado par, para esto la fórmula toma en cuenta las fuerzas de fricción que se generan al ajustar el perno, esto sucede tanto en el hilo de la rosca como en la cabeza y/o punta del tornillo, dependiendo de cuál sea la parte que esté rozando, como se ve en la siguiente ecuación (Shigley, 2008).

$$T = W \left[\frac{d_m}{2} \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m + p \cdot \cos \theta}{\pi \cdot d_m \cdot \cos \theta - \mu \cdot p} \right) + \frac{\mu_c d_c}{2} \right] \quad (1)$$

De donde:

Momento	T	N*m
Diámetro medio de la rosca	d_m	m
Paso	p	m
Coefficiente de rozamiento tornillo-tuerca.	μ	
Coefficiente de rozamiento en el collar	μ_c	
Diámetro de collar	d_c	m
Angulo	θ	Grados

2.4.2. Esfuerzo cortante en los hilos.

El esfuerzo cortante en los hilos es la presión que se tiene en los hilos este valor es fundamental dado que el torque en el tornillo está limitado por lo que puede soportar

los hilos del tornillo y la torsión en el núcleo del tornillo como vemos de la ecuación 2 (Diseño de tornillos , 2015).

$$\sigma_c = \frac{W}{2 * \pi * r_m * b} \quad (2)$$

Donde:

Esfuerzo cortante en hilos	σ_c	N/m ²
Carga	W	N
Área sometida a corte (raíz de hilo)	A	m ²
Radio medio	r_m	m
Longitud de la cuerda	b	m

2.4.3. Esfuerzo de torsión en el núcleo.

El esfuerzo de torsión en el núcleo expresada en la ecuación 3, es la segunda limitante, ya que no se puede exceder este valor y según el diseño se le asignará un coeficiente de seguridad según el valor de fluencia del material, usándose en ocasiones para pernos entre el 60% y 85% del valor del límite elástico del perno (Diseño de tornillos , 2015)

$$S_t = \frac{2 * T}{\pi * r_i^3} \quad (3)$$

Donde:

Esfuerzo de torsión sobre tornillo	S_t	N/m ²
Torque	T	N*m
Diámetro del núcleo	d_1	m
Radio del núcleo	r_1	m

2.4.4. Precarga máxima con fuerza oscilante.

Es el máximo valor de ajuste en precarga que puede soportar el perno al estar sometido a esfuerzo oscilante, está dado por la ecuación 4 (Shigley, 2008).

$$F_{max} = A_T \cdot S_u - \frac{C \cdot P}{2} \left(\frac{S_u}{S_n} + 1 \right) \quad (4)$$

Donde.

Valor de precarga máxima con fatiga.	Fmax	N
Área transversal del tornillo.	A_t	m^2
Radio del tornillo.	r	m
Resistencia a la tracción.	S_u	N/m^2
Valor de la carga oscilante.	P	N
Valor según amplitud de esfuerzo y área.	C	
Resistencia afectada por oscilación.	S_n	N/m^2

2.5. Cobre.

En la actualidad, aparte de ser un metal cuya principal propiedad es su eficiencia para transmitir el calor y la electricidad, el cobre se ha convertido en un metal estratégico para las naciones que lo poseen, aunque en nuestro país esto no es percibido por las autoridades gubernamentales y se sigue tratando como un mineral más o un tipo de negocio más, sin ver cómo otros países suben y bajan el petróleo al precio que les conviene o el precio de los fertilizantes, el precio de los granos, etc., lo que al final trae sufrimiento a la población más necesitada. Se describe que el cobre debería dejar de ser un mineral más, por la importancia que tomará en los

siguientes 30 años, dado que los países más poderosos del mundo se encaminan hacia un cambio de matriz energética, donde el petróleo se irá dejando poco a poco de lado, ya sea por temas medioambientales o por el inevitable agotamiento de reservas mundiales. Es en este contexto que en nuestra región Arequipa se desarrolla la operación minera Cerro Verde y se tiene en stand by el proyecto Tía María. Además de estos se encuentra el proyecto Zafranal, por mencionar los más grandes. Finalmente, se debe recordar que el Perú es actualmente el segundo productor mundial de cobre con 12 % de la producción mundial (Sociedad Nacional de minería petróleo y energía, 2021).

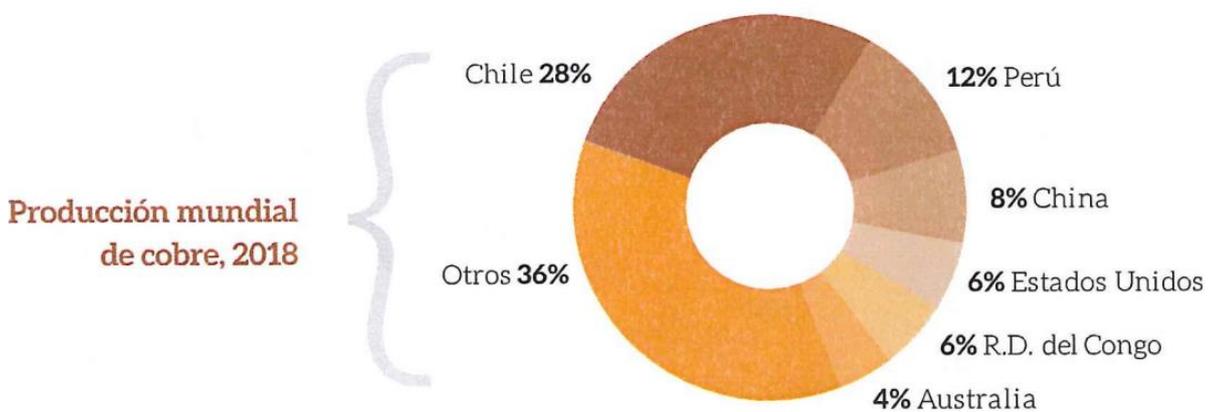


Figura 11. Minería de cobre (Sociedad Nacional de minería petróleo y energía, 2021).

La *Figura 11* muestra una infografía estadística sobre la producción de cobre en nuestro país, desarrollada por Antamina, tomada de USGC

Para la obtención de cobre es necesario seguir los siguientes procesos.

2.5.1. Proceso de cobre.

Para poder convertir los grandes bloques de roca con ley promedio de 0.355 % de cobre en cátodos de 99.99 % de pureza o en concentrado de cobre al 28 %, es

necesario seguir una serie de procesos. Para el caso de la empresa minera donde se desarrolla el presente estudio, actualmente cuenta con 2 plantas concentradoras en las que es necesario el uso de chancadoras para iniciar el proceso de reducción del tamaño del mineral desde diámetros de rocas de 0.5 m de diámetro hasta 1 pulgada como máximo.

2.5.1. Voladura.

El objetivo de la voladura es extraer la roca y sobre todo fragmentarla de modo que se pueda entregar al chancado primario una roca homogénea en cuanto a tamaño con la menor dilución posible, esto gracias a la gran cantidad de energía liberada por los explosivos colocados en perforaciones de 15 m de profundidad. Esta energía logra su objetivo en un 30 % aproximadamente, el resto se pierde en diferentes fenómenos (Ghasemi, 2010). En nuestro caso de estudio, actualmente se extraen 400 mil toneladas de mineral por día, para lo que se mueve aproximadamente 1 millón de toneladas de material cada día. La operación cuenta con 145 camiones de 240 y 300 toneladas de capacidad de carga, para el carguío se cuenta con 13 palas entre las que destacan 7 palas P&H de 74 yd³ que son las más grandes del mercado. Para el minado se cuenta con 15 perforadoras PV 271 y Rocks L8, además se cuenta con 12 cisternas CAT para el control de la polución.

2.5.2. Chancado primario.

Luego de voladura y acarreo, el material llega a una chancadora primaria, la que reduce el tamaño del mineral que llega de mina a un F80 de 380 mm y se entrega a un tamaño homogéneo de entre 100 a 165 mm, listo para ser llevado al stock pile. En concentradora 2, se cuenta con dos chancadoras primarias con una capacidad de

240 ton/día, posterior a las chancadoras se tienen las fajas transportadoras que llevan al mineral al stock pile con casi 2 km de longitud.

2.5.3. Chancado secundario.

Luego de que el material es almacenado en el stock pile, es dirigido por medio de fajas a los chancadores secundarios los cuales son del tipo cónico, reduciendo el tamaño del mineral de los 165 hasta los 6 mm. Las chancadoras secundarias trabajan en circuito cerrado con zarandas vibratorias que clasifican el producto enviando el pasante al siguiente proceso y el retenido vuelve a la chancadora.

2.5.4. Molienda.

El objetivo de la etapa de molienda es continuar con el proceso de disminución del tamaño del mineral, en este caso este proceso se realiza con la ayuda de agua, bolas de acero y el mineral en sí, elementos que son ingresados a los grandes cilindros giratorios, los que están forrados interiormente con placas de acero resistentes a la abrasión, que son los que soportan los golpes de las bolas de acero que caen por gravedad. La concentradora 2 cuenta con 6 molinos de bolas de 8.2 x 14,6 con capacidad de 40 mil toneladas por día. Este sistema además está apoyado por un HPGR, que reduce el tamaño del mineral mayor a 5 mm que se haya descargado de los molinos, El producto de los molinos se dirige a un nido de hidrociclones del cual el oversize es enviado a flotación y el undersize retorna al proceso de molienda.

2.5.5. Flotación.

La flotación es un proceso fisicoquímico el cual es el final de un largo proceso de molienda, que convierte grandes trozos de roca que yacen en las minas, en partículas muy finas (100 μm en promedio), procedimiento que se realiza debido a que las partículas del mineral valioso en general son muy finas (100 μm en promedio), entonces al ser chancado la roca hasta tamaños tan finos es tan firme que se puede afirmar que el mineral ya no está pegado a la roca, si no, el mineral está libre; el siguiente paso es separar este mineral valioso libre (oro, cobre, plata, etc.) del resto de la roca en polvo. Esto sería una misión casi imposible dado que actualmente las minas de cobre tratan yacimientos que tienen 6 partículas valiosas por cada 1000 partículas de roca no valiosa. Es aquí donde entra el famoso proceso de flotación de cobre, que es el corazón de las grandes empresas mineras de nuestro país.



Figura 12. Celda de flotación (Metso Minerals, s.f.)

El cual básicamente consiste en insuflar aire dentro de tanques que contienen la roca molida, como vemos en la *Figura 12*, mezclando con agua, en una dilución 1/3 junto con algunos elementos químicos que producen burbujas estables. Las partículas de mineral al ser tan pequeñas se adhieren a las burbujas, las que suben a la superficie para luego ser extraídas por medios mecánicos, como extraer la espuma de un lavador lleno de espuma, pero en nuestro caso estas espumas están impregnadas de partículas valiosas. Al ser un proceso continuo, si se tiene un tubo que trae el mineral, otro que se lleva las partículas valiosas (parte superior de la celda), otra tubería que se lleva las partículas no valiosas (parte inferior de la celda). Esto sumado a que en una planta concentradora en promedio pueden a ver 70 tanques de flotación de 6 m de altura por 6 metros de diámetro, da una inmensa cantidad de tuberías de acero y HDP, que están llevando los productos y desechos a diferentes lugares; las partículas valiosas a grandes espesadores y los relaves o no valiosos a grandes canchas de relaves a miles de metros de las plantas de flotación.

2.5.6. Filtrado y secado.

Este material proviene de la planta de molibdeno, ya que es el primer concentrado que se recupera. Proviene de esta planta, tiene aproximadamente 45 % sólidos. Este concentrado de cobre después de pasar por la planta de filtrado llega a 9 % en promedio de contenido de agua. Esto se da en dos etapas: en una primera etapa el concentrado pasa por un espesador y el underflow del espesador es enviado a los filtros tipos prensa que son los que logran bajar el contenido de agua hasta los niveles mencionados. En el año 2020 se produjeron 1.6 millones de toneladas de concentrados.

2.5.7. Espesadores.

Luego del proceso de flotación en relave producido es necesario separar sólido de líquido con el objetivo de retornar el agua al proceso y el material estéril disponerlo en la relavera. Para lograr esto se dispone el material en un tanque de un amplio diámetro girado lentamente por rastras y además se le agrega elementos químicos denominados floculantes: ambas acciones hacen que las partículas finas precipiten o decanten produciéndose la separación. La pulpa espesa con aproximadamente 50 % de contenido de sólidos es absorbida cual sumidero por la parte inferior del tanque y enviada a la presa de relaves y el agua de la parte superior es devuelta al proceso como vemos en *Figura 13*.



Figura 13. Mantenimiento de espesadores en planta de cobre (Mantenimiento industrial, 2023)

2.5.8. Relaves

El material no valioso proveniente de los espesadores es colocado en dos relaveras La Enlozada que es para concentradora 1 y Linga para concentradora 2, ambas presas de relaves son del tipo eje central, en la presa se reciben los relaves con un contenido de 50 a 60% de sólidos. La capacidad de recepción de relaves es de 121 500 t/d la presa Enlozada estaba diseñada inicialmente para almacenar 870 millones de toneladas de relaves esta se extiende sobre un área de 810 Ha, la evaporación

diaria promedio es de 6.1 mm, la temperatura promedio va de los 0 a los 30 °C (STANTEC, 2019). Se espera que cuando las operaciones culminen, la presa tenga una altura de 260 m y longitud máxima de 2,5 km, la cresta de la presa tiene una longitud de 50 m. ambas presas (*Figura 14*), requieren de un gran movimiento de tierras ya que al llegar el relave es acomodado apisonado, además los bordes son trabajados también de modo que los relaves empocan sobre un talud sólido y no se produzcan derrumbes.



Figura 14. Imagen (1) Presa Enloza y (2) Presa Linga Cerro verde. Adaptado de Google maps.

2.6. Definición de términos básicos.

- **Corona:** Para el movimiento excéntrico del eje principal, el motor se acopla directamente al contra eje de la chancadora, este movimiento se logra con la transmisión de engranajes cónicos con dientes en forma de espiral que transmite el movimiento rotatorio a la excéntrica por medio del conjunto piñón que se encuentra montado sobre el contra-eje y la corona sobre la excéntrica. (Rodríguez H. , 2022)

- **Excéntrica:** La excéntrica gira sobre el cuerpo inferior de la chancadora, por medio del buje externo de la misma; es girada accionada por los engranajes, el eje principal se mueve con pequeños movimientos circulares que se aproximan y retroceden a los cóncavos. La distancia mínima se denomina CSS y la máxima OSS. (Rojas, E., Pichardo, M., & Sauce, V., 2014)
- **Desgaste:** Partes pequeñas de material que se han desprendido debido al uso o por el roce de dos superficies en contacto”. (Smith, 2005)
- **Montaje:** Es el proceso mediante el cual se emplaza cada pieza en su posición definitiva dentro de una estructura. (Smith, 2005)
- **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). Es el fenómeno por el cual se somete sobre una barra o viga un momento cuyo vector tenga su misma dirección, produciendo también un esfuerzo cortante. (FLSmith, 2000)
- **Mantos:** El manto o el revestimiento tanto del tazón como de la cabeza son las piezas de las chancadoras que se conocen comúnmente como revestimientos y son los que trituran directamente el mineral y, por tanto, los que están sometidos al mayor desgaste. (Smith, 2005)
- **La rosca:** Es el ajuste del filete de un tornillo o una tuerca. Un tornillo, en general, es un órgano mecánico constituido por un cilindro en cuya superficie se ha practicado un canal regular y uniforme, de pendiente corriente, de manera que sigue una hélice dejando marcado en el cilindro un filete. Una vuelta entera del filete se denomina espira. Según la forma de la sección del filete se puede denominar: triangular, cuadrado, semi - curvo, curvo o trapezoidal. (Nod-Lock Group, 2014)

- **Esfuerzo:** Es la distribución de una fuerza sobre todo el área de la superficie transversal de una viga. Cuando la fuerza tiene dirección normal a la superficie se le llama esfuerzo normal, y cuando tiene dirección tangencial se le llama esfuerzo cortante tangencial. (Ensembler, 2012)

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1. Metodología de la investigación.

El método inductivo es una estrategia para el razonamiento basado en la inducción. El método inductivo comienza con premisas específicas y conduce a conclusiones generales. En este sentido, el método inductor funciona haciendo amplias generalizaciones y apoyándose en observaciones específicas. Esto es así porque en el razonamiento inductivo, las premisas son las que proporcionan la evidencia que da credibilidad a una conclusión (Herández & Mendoza, 2018).

Como tal, la metodología inductiva sigue un conjunto de pasos, comienza observando eventos específicos, que luego se anotan, examinan y contrastan. Para derivar una explicación o teoría de todo lo anterior, clasificar la información adquirida, establecer patrones y hacer generalizaciones. En la comunidad científica, el método inductivo es el más utilizado. Es, por un lado, un método algo adaptable

y, por otro, está preparado para la exploración. Muy a menudo, este método se utiliza para formular teorías e hipótesis.

3.2. Tipo de investigación

Una investigación de tipo tecnológica está relacionada con la búsqueda y adquisición de nuevos conocimientos prácticos y de aplicación a corto plazo en la creación, producción o desarrollo de bienes y servicios innovadores, prototipos o maquinarias cuya finalidad es contribuir a la solución de problemas, satisfacer necesidades y al mismo tiempo mejorar la calidad de vida de la sociedad (Arias, 2018). Con base en esto, la propuesta de trabajo de investigación presentada corresponde a una investigación de tipo tecnológica, ya que se enfocará en realizar el mejoramiento de un sistema de fijación para el ajuste de mantos en chancadora primaria a través de la investigación, metodología ingenieril y desarrollo tecnológico.

3.3. Nivel de investigación.

El nivel de la presente investigación es de tipo aplicativo debido a que se resuelve un problema puntual, como es el sistema de ajuste de la chancadora primaria, y para esto se rediseña el modo de ajuste, desarrollando todos los cálculos necesarios, aplicando todo el conocimiento y teoría aprendida en el periodo de estudios. Este tipo de investigación en muchas ocasiones se sirve de la investigación básica, de donde toma teorías y conceptos que busca aplicar en un nuevo esquema experimental (UV Mexico, 2023).

3.4. Diseño de investigación.

En términos generales, la presente investigación será desarrollada en tres fases principales, como se ve en la Figura 15, iniciando con la recopilación de información existente sobre propuestas similares referentes a sistemas de fijación, tipos de pernos, roscas y máquinas chancadoras. Posterior a esto, será necesario desarrollar los cálculos y bocetos preliminares. Finalmente, serán generados los planos y documentos detallados correspondientes al diseño definitivo del sistema de fijación propuesto.

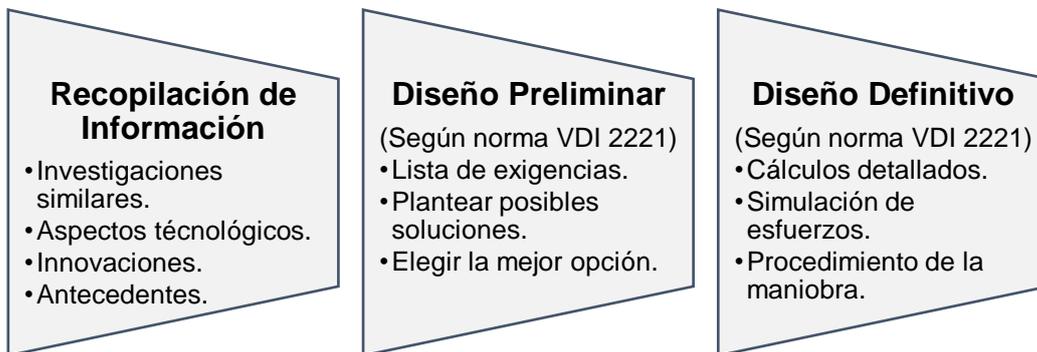


Figura 15. Fases de la Investigación

Se aplicarán en la presente investigación, en la que se tiene una etapa inicial en la que se recopila información y una segunda etapa que se desarrolla bajo la metodología VDI.

3.5. Método aplicado para el mejoramiento.

3.5.1. Estado de tecnología.

En esta sección se realiza un análisis de las tecnologías ya existentes y como ha sido su desarrollo hasta la fecha, a fin de verificar que la mejora planteada no haya sido

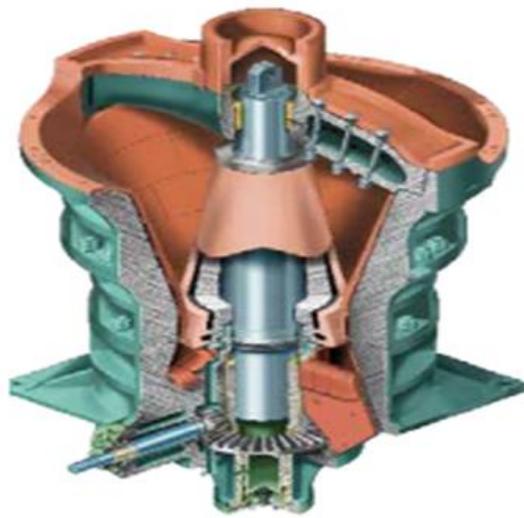
previamente aplicada, en este orden de ideas, se presenta las máquinas existentes en el mercado y sus principales características.

El tamaño de las chancadoras giratorias se especifica por el ancho de las aberturas y el diámetro del cono del eje, como se muestra en la Tabla 6, una chancadora giratoria de 60” x 89” tendrá un ancho de admisión de 60 pulgadas con un diámetro del eje de 89 pulgadas y 6 pulgadas de abertura de descarga.

Tabla 6 Designación de la Chancadora giratoria: 60”x89”-6”

Chancadora	RPM	RPM motriz	Abertura de descarga									
			3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
30-55	175	300	510	650	810							
36-55	175	300		600	760							
42-65	150	400			1000	1250	1650					
48-74	135	500			1700	2000	2000	2700				
54-74	135	500				1950	1950	2550				
60-89	125	600				2500	2500	3260	3600			
60-109	110	1000							4620	5260	5900	6600

Nota. De las chancadoras, se distinguen sus capacidades.



Original TC Crusher

The TC model gave Fuller Traylor Engineering a reputation throughout the worldwide mining industry as a provider of reliable, high quality equipment. After acquiring Fuller Company, FLSmidth has taken this original TC design and expanded on it to develop the NT line. The Type "NT" incorporates all of the "TC's" Heavy-Duty design features (Heavy Cast-Steel Shell Sections, Forged Main Shaft and Counter Shaft, Robust Gearing, Generous Lubrication, Long-Life Bronze Components) and focuses on coupling these historical characteristics with updated maintenance-friendly features. These design features allow more to be safely accomplished during shut-downs and ultimately leads to increased operational availability.

Figura 16 Moldeo Taylor TC Crusher (Smith, 2005)

En La *Figura 17* y *18*, se presenta el diagrama de bloque y un mapa mental de cómo ha sido la evolución tecnológica de las trituradoras a nuestros días, a fin de evidenciar las mejoras que pueden ser aplicadas a nivel de ingeniería.

Ver diagrama siguiente hoja.

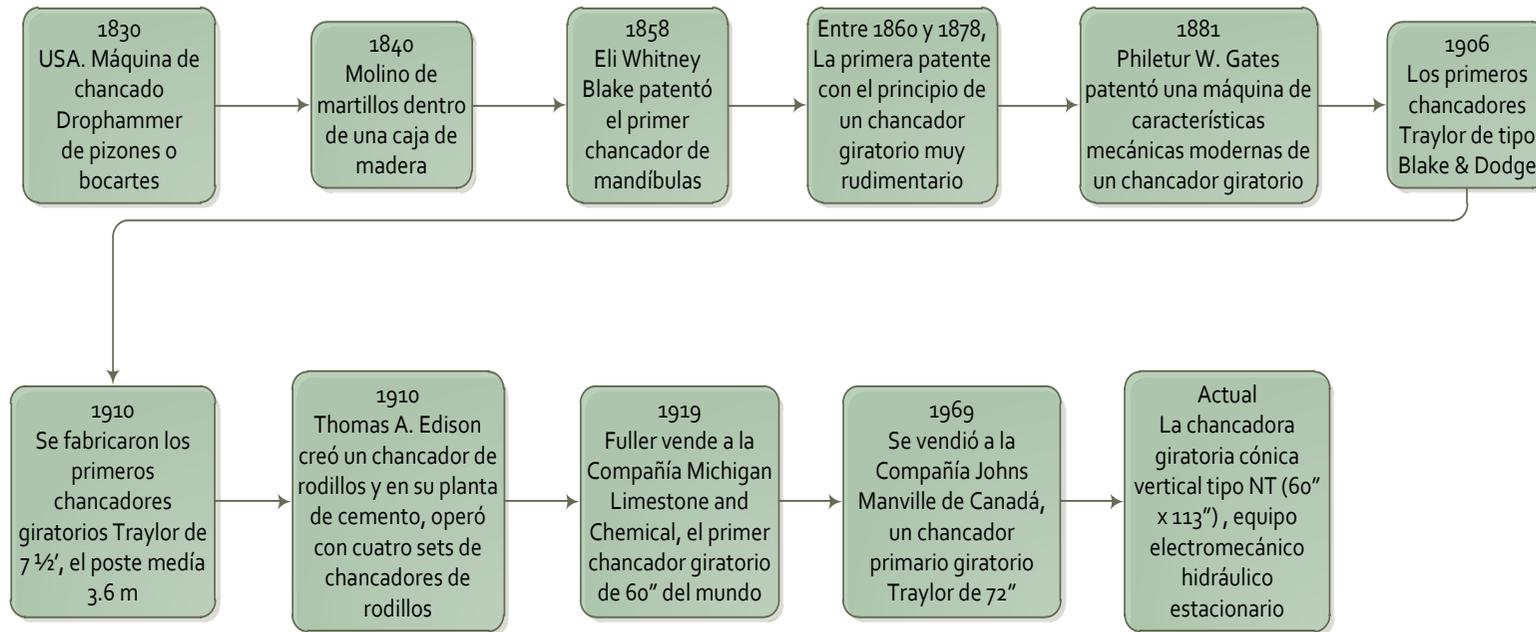


Figura 17. Diagrama de bloque

De la evolución tecnológica de las chancadoras, que fueron creadas por diferentes empresas alrededor del mundo hasta llegar al actual modelo de chancadora cónica primaria.



Figura 18. Evolución del Master Crushers en chancadoras primarias. (2000)

Tabla 7. Especificaciones técnicas de la chancadora primaria.

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
Fabricante	FLSmith
Modelo/ Tamaño	TSU/ 63" x 118" (1600 x 3000)
Tipo de chancadora	Giratoria
Capacidad de diseño	De 4 125 a 6 000 t/h
Tamaño de alimentación, Alimentación F100 Alimentación F80	450 mm 1000 mm
Tamaño de producto: Producto P100: Producto P80:	250 mm 115 mm
Abertura de lado cerrado (CSS)	4" (100 mm)
Velocidad de eje de piñón	590 RPM
Peso total	521 872 kg

Nota. Especificaciones técnicas para chancadora primaria modelo TSU. (2000).

De lo expuesto en la Tabla 7, se puede evidenciar que existe una gran variedad de máquinas chancadoras y con ello de sistemas de tensionadores mecánicos, por lo que el presente estudio tendrá como enfoque realizar una ingeniería inversa a estos sistemas para diseñar y aplicar una mejora en el sistema de fijación para el ajuste de mantos en chancadora primaria NT 60"X113" Traylor de mineral de cobre.

3.5.2. Diseño conceptual, metodología (VDI).

Para el desarrollo del presente, se aplicará la metodología de la asociación de ingenieros alemanes VDI (Verein Deutscher Ingenieure). Esta metodología da una serie de pasos que se pueden seguir con el fin de tener un ciclo de diseño más ordenado y eficaz.

3.5.2.1 El problema.

Como se vio del esquema presentado en el marco teórico, lo primero que se debe realizar es enfocar o presentar el problema. Esto se desarrolla ampliamente en el capítulo de planteamiento y se resume en el siguiente esquema.

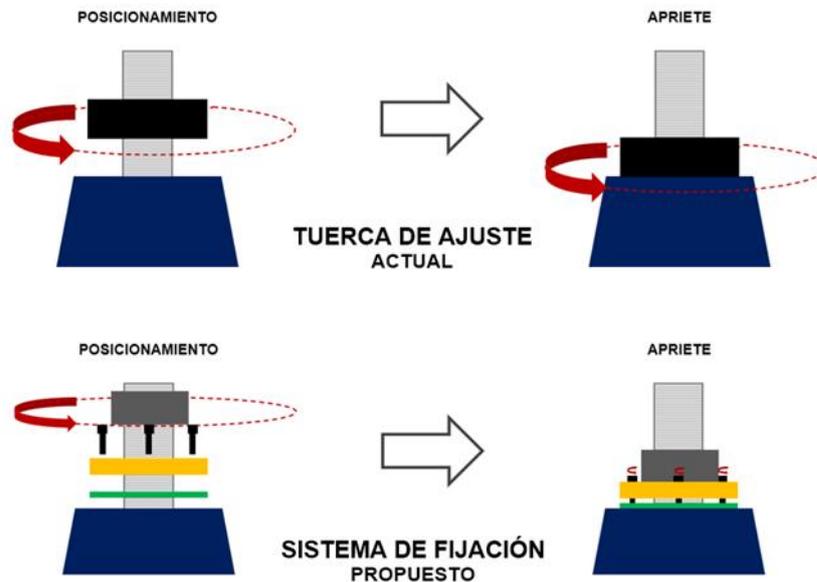


Figura 19. Propuesta de Solución

En la Figura 19 se puede ver cómo es actualmente el sistema de ajuste, y en la parte baja el sistema propuesto, aunque no está definido el tipo de perno.

Como se ve, se trata de buscar un sistema de ajuste para los mantos que sea más seguro y fácil de realizar para los operadores, ya que el actual conlleva mucho riesgo, pérdida de tiempo y además es ineficaz, ya que es complicado ajustar un anillo roscado de más de un metro de diámetro.

En las siguientes líneas se propondrá cual puede ser el mecanismo mediante el cual se plantee un ajuste más sencillo y seguro para los operadores.

3.5.2.2 Lista de exigencias del sistema de fijación en diseño.

Para el diseño del sistema de fijación de la chancadora, se elaboró el siguiente listado de condiciones mínimas que debe cumplir el elemento presentado en la Tabla 8, ya terminado a fin de ser óptimo a la hora de desempeñar sus funciones, respetando estos criterios de diseño se garantiza ahorro de recursos como dinero y tiempo.

Tabla 8. Especificaciones técnicas del sistema de fijación de la chancadora primaria.

Lista de exigencias			Pág.	1 de 2
			Revisión	
Proyecto	Sistema de fijación para máquina chancadora		Fecha	
Cliente	Universidad Continental		Autor	A.C.O.
Características	E	Descripción	Responsable	
Seguridad	E	El sistema de fijación del manto de la chancadora cumplirá las exigencias de seguridad y salud en el trabajo de la Ley N° 29783.	Orccohuaranca	
Funcionamiento	E	Garantizar el ajuste de los mantos, cumpliendo la misma función que el actual sistema.	Orccohuaranca	
Geometría	E	El sistema de fijación del mando de la chancadora será compacto para poder desplazarse de ubicación o ser almacenada.	Orccohuaranca	
Manipulación	E	El sistema de Fijación del manto de la chancadora será de fácil manipulación para el operador gracias a la estructura y diseño evitando desgaste físico y daños.	Orccohuaranca	
Materia prima	E	Acero aleado, especial para minería, que garantice su rendimiento.	Orccohuaranca	
Productividad	E	La pieza en diseño debe durar más de 4 meses en su posición sin problemas.	Orccohuaranca	

Fabricación	E	Debe ser de fabricación accesible en talleres de la ciudad para evitar la complicación de importarlo de otro país.	Orcohuarancca
Transporte	E	El equipo es de fácil transporte porque contiene piezas individuales, lo que reduce espacios durante el envío e instalación.	Orcohuarancca
Ensamblaje	E	Debe ser de fácil ensamblaje; este es el motivo fundamental del presente rediseño, dado que el anterior sistema de ensamblaje es muy complejo.	Orcohuarancca
Mantenimiento	E	Todo elemento que forme parte del sistema de fijación del manto de la chancadora será de fácil instalación y desmontaje para su mantenimiento.	Orcohuarancca
Uso	E	El sistema de fijación del manto de la chancadora estará en ambientes exteriores a la abrasión del trabajo.	Orcohuarancca
Costo	E	Los costos y precios serán accesibles a fin de poder ser adquiridos por los patrocinantes.	Orcohuarancca

Nota. Se detallan las funciones que debe cumplir el nuevo sistema de sujeción.

3.5.2.3 Caja negra.

A continuación, se presenta la síntesis del sistema mediante la siguiente caja negra en la Figura 20, la que ayudara más adelante a definir la estructura de funciones, que como se ve, está compuesta de entradas y salidas.

Entrada

- Energía: Energía mecánica, cinética y potencial de la roca que entra.
- Material: Roca de minería para el proceso de extracción.
- Señales: On

Salida

- Energía: Energía cinética, calor y ruido.
- Material: Roca Triturada.
- Señales: Of

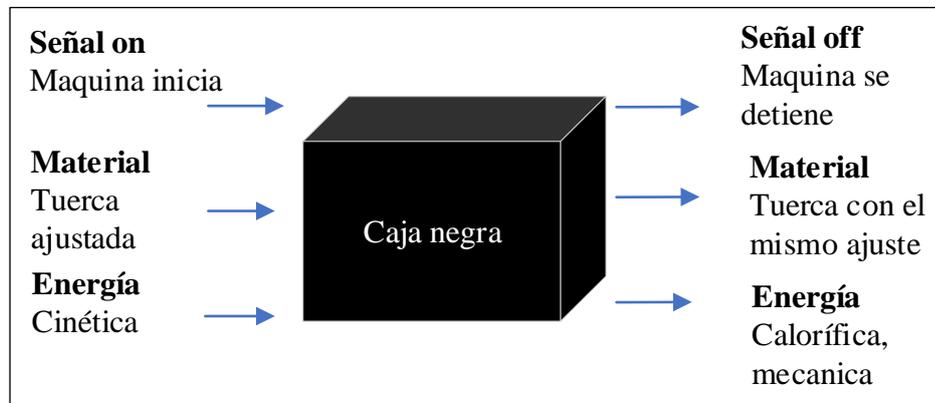


Figura 20. Caja negra del sistema de fijación del manto de la chancadora.

3.5.2.4 Detalle de estructura de funciones.

Se analiza el sistema definiendo las funciones de cada componente, como se muestra en la caja gris de la Figura 21.

- **Sujetar manto:** sobre el sistema de fijación del manto actuará una fuerza perpendicular.
- **Resistencia al impacto:** La energía a la que estará sometido el sistema proporciona una fricción entre el eje y la rosca. Para el diseño de la pieza, se considera la capacidad de resorte y la capacidad del perno a esta fricción.
- **Sellado entre piezas:** gracias al empuje que proporciona el impacto, se consideran dos opciones de sellado cerrado o abierto.
- **Desinstalación:** Considerando que actualmente la pieza es sometida a impacto por su desinstalación para el diseño, se están considerando los

diferentes equipos especiales, medianos y manuales para el fácil mantenimiento de la chancadora.

- **Entrada:** En el sistema existe la energía cinética por la rotación del diseño de la chancadora y material extraído de las minas, el cual es considerado para triturar. En todo el sistema se encuentra la energía de impacto y la energía mecánica.
- **Salida:** una vez finalizado el ciclo de la máquina chancadora, la salida es el material triturado, energía cinética por la rotación del diseño de la máquina calor y ruido.

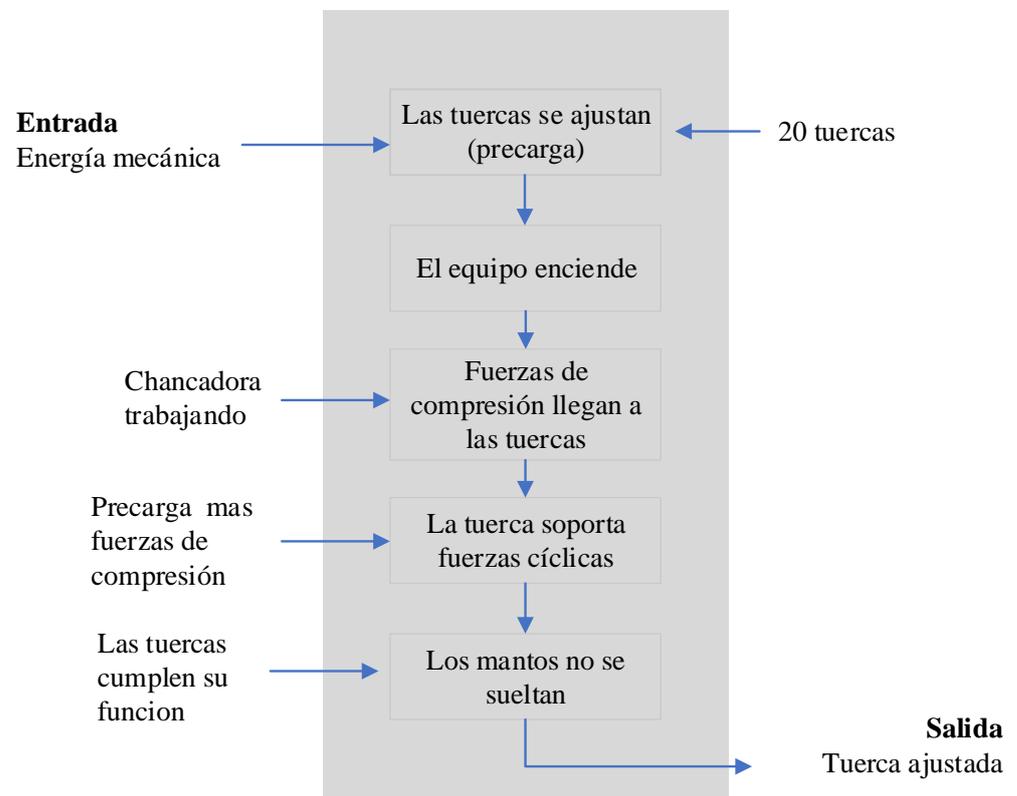


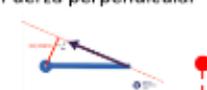
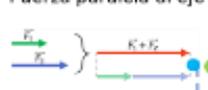
Figura 21. Caja gris del sistema de fijación.

Del manto del chancador, donde se destaca el ingreso de diferentes fuerzas al sistema y al final se desea obtener una correcta sujeción.

3.5.2.5 Matriz morfológica.

El siguiente método analítico presentado en la *Tabla 9* descompone el concepto del problema en sus elementos esenciales o su estructura básica. En la siguiente figura se identifican las características funcionales del sistema de fijación del manto de la chancadora.

Tabla 9. Matriz morfológica de las principales funciones que debe cumplir.

Función	Portador de Funciones		
Fricción en la rosca eje	Fuerza perpendicular 	Fuerza paralela al eje 	
Sujetar de Manto	Tuerca 	Arandela 	
Resistencia Impacto	Capacidad Resorte 	Capacidad perno 	
Sellado entre piezas	Cerrado (inaccesible) 	Abierto (accesible) 	
Desinstalación	Equipos Especiales 	Equipos medianos 	Equipos manuales 
Solución	Alternativa 1 ▼	Alternativa 2 ▼	Alternativa 3 ▼

Nota. Se presenta el desarrollo de las tres alternativas en las que se destacan funciones de sujeción, instalación y resistencia al impacto.

En la *Figura 22*, se presenta un esquema a mano alzada de lo que sería el nuevo sistema de ajuste con agujeros en el anillo roscado, aunque aún no se

define, se usan tuercas supervolt, ajuste de collarín o simplemente tuercas tipo espárrago, esto se desarrolla más adelante.

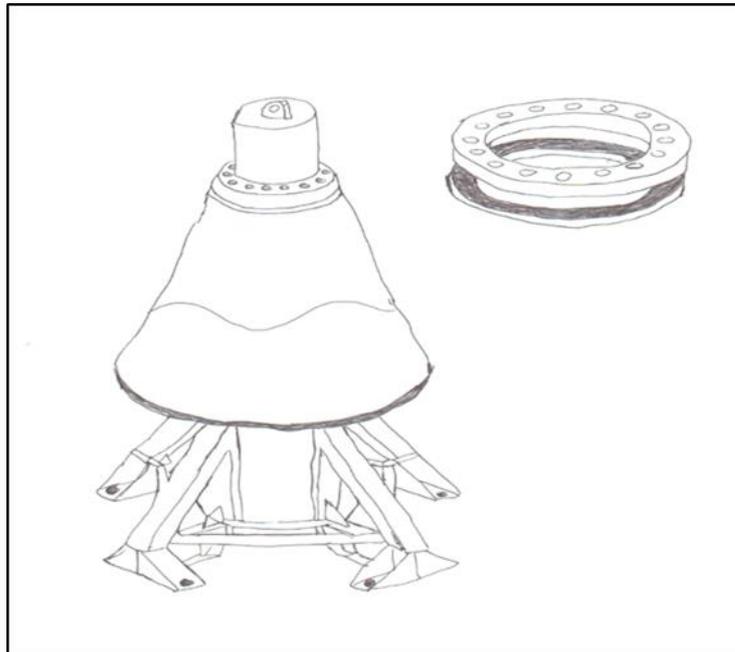


Figura 22. Croquis del prototipo propuesto.

3.5.2.6 Descripción de alternativas.

Alternativa 1.

Tuerca de fijación con resorte. La rosca entre el eje de la chancadora y la rosca de la tuerca son presionadas por una fuerza perpendicular al eje. Un tornillo prisionero ejerce la fuerza perpendicular al muelle roscado de la tuerca. Alrededor de la tuerca se colocan cuñas las cuales sirven para ajustar la presión sobre el manto, estas cuñas mejoran el sistema de instalación y desinstalación del manto y el sistema de ajuste sería mediante una pistola neumática, pero con la alta vibración es muy probable que las cuñas cedan, como se ve en la *Figura 23*.

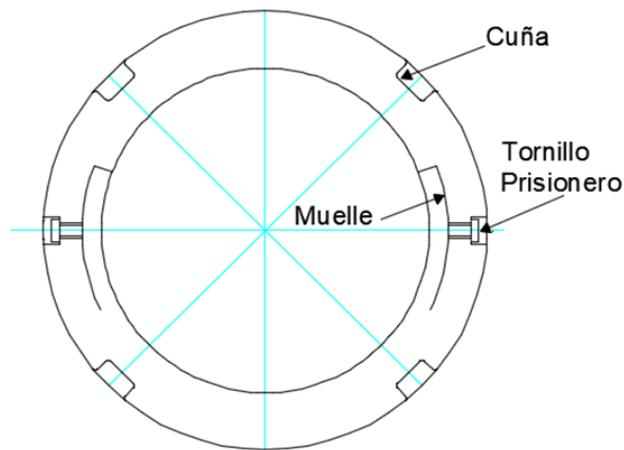


Figura 23. Diagrama en planta de Alternativa 1
Alternativa 2.

En esta alternativa se usan solo tornillos de espárrago, que atraviesan el anillo roscado y efectúan presión sobre el collarín de sacrificio, el que a su vez transmite la presión hacia los mantos. La ventaja de este sistema es que las piezas necesarias no son complejas y además cumple con ser un sistema de ajuste simple. En esta propuesta el sistema de ajuste sería mediante una pistola neumática. como se ve en la Figura 24.

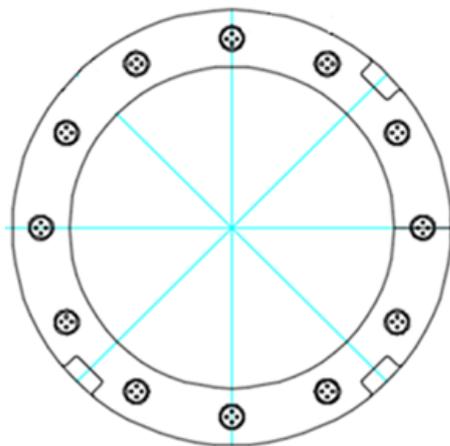


Figura 24. Diagrama en planta de Alternativa 2.

Alternativa 3.

Collarín de empuje de tuerca roscada partida con tornillos tipo Superbolt. En este caso, el sistema de sujeción al eje está formado por un collarín partido en dos, el cual ejerce una presión perpendicular al eje por un sistema tensionador basado en pernos tipo Superbolt. El ajuste del manto se realiza a través de otro sistema tensionador en dirección paralela al eje que aprieta la arandela al manto. La instalación y desinstalación se realiza por la eliminación de presiones de ambos sistemas, aunque en este caso se lograría el objetivo de un sistema de ajuste más simple ya que también sería solo con una pistola neumática o un torquímetro, sería muy riesgoso que toda la presión descansa sobre dos pernos tensionadores, como se ve en la Figura 25.

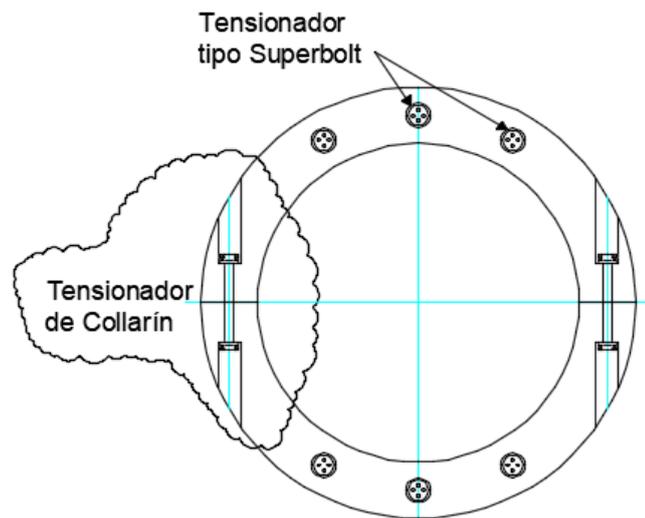


Figura 25. Diagrama en planta de Alternativa 3.

3.5.3. Evaluación técnica y económica de alternativas.

La evaluación técnica y económica. Para el cálculo se utilizó la fórmula 6.

$$x = \frac{g_1 * p_1 + g_2 * p_2 + g_n * p_n}{g_1 + g_2 + g_n} \quad (6)$$

Fórmula 1: Evaluación Alternativa

Donde:

G: El peso ponderado de la evaluación se establece dada la importancia de los criterios.

P: Punto o escala de valores para determinar si es aceptable o no.

0= No satisface.

1=Medianamente aceptable.

2=Suficiente.

3=Bien.

4=Muy bien.

3.5.3.1 Evaluación técnica de alternativas.

La Tabla 10 presenta la evaluación cuantitativa, está basada en conocimientos que se empleen para medir la tecnología del diseño de la pieza requerida a fin de determinar la mejor alternativa a comparación de un diseño totalmente eficiente o ideal.

Tabla 10. Evaluación técnica de las alternativas.

Criterios de evaluación		Alter 1			Alter 2		Alter 3		Alternativa Ideal	
Nº	Descripción.	G	P	GP	P	GP	P	GP	P	GP
1	Seguridad.	3	2	6	4	12	3	9	4	12
2	Funcionamiento.	2	3	6	4	8	3	6	4	8
3	Geometría.	3	4	12	3	9	2	6	4	12
4	Manipulación.	2	3	6	3	6	2	4	4	8
5	Materia prima.	3	2	6	3	9	3	9	4	12
6	Productividad.	3	2	6	4	12	2	6	4	12
7	Fabricación.	3	3	9	3	9	2	6	4	12
8	Transporte.	2	3	6	3	6	3	6	4	8
9	Ensamblaje.	2	3	6	3	6	3	6	4	8
10	Mantenimiento.	3	2	6	3	9	4	12	4	12
11	Uso.	2	2	4	4	8	3	6	4	8
Total		73			94		76		112	
		0,65			0,84		0,68		1,00	

Nota. Evaluación de las tres alternativas en función de los criterios de la lista de exigencias.

3.5.3.2 Evaluación económica de alternativas.

A fin de determinar el rendimiento del diseño de la pieza de fijación del manto de la máquina chancadora, se identifican los requerimientos o variables mínimas que debe poseer el diseño en comparación con la alternativa ideal, como se ve en la Tabla 11.

Tabla 11. Evaluación económica de las alternativas.

<i>N</i>	<i>Descripción.</i>	<i>Alter 1</i>			<i>Alter 2</i>			<i>Alter 3</i>			<i>Alternativa Ideal</i>		
		<i>G</i>	<i>P</i>	<i>GP</i>	<i>P</i>	<i>GP</i>	<i>p</i>	<i>GP</i>	<i>P</i>	<i>GP</i>			
1	<i>Costo Menor de Material.</i>	3	3	9	3	9	3	9	4	12			
2	<i>Costo Menor de Fabricación.</i>	3	4	12	3	9	2	6	4	12			
3	<i>Costo Menor de M.O.</i>	3	2	6	4	12	3	9	4	12			
4	<i>Costo Menor de Montaje.</i>	3	2	6	4	12	3	9	4	12			
5	<i>Costo Menor de mantenimiento.</i>	3	3	9	3	9	3	9	4	12			
<i>Total</i>		42			51			42			60		
		0,70			0,85			0,70			1,00		

Nota. Se puede observar la evaluación de las tres alternativas según el criterio de evaluación de los diferentes tipos de costos.

3.5.3.3 Evaluación técnica – económico.

Sé estable la evacuación de las alternativas y se puede observar en el esquema que se ha demostrado que la solución con mayor proximidad a la alternativa ideal es la alternativa 2, en la Tabla 12 se observa el resumen técnico-económico.

Tabla 12. Resumen de evaluación técnica -económica de las alternativas.

<i>Alternativas</i>	<i>Ev. Técnica</i>	<i>Ev. Económica</i>
<i>Alt. 1</i>	0,65	0,70
<i>Alt. 2</i>	0,84	0,85
<i>Alt. 3</i>	0,68	0,70

Nota. Se ve la acumulación de puntajes para los dos tipos de evaluaciones de las tres alternativas analizadas.

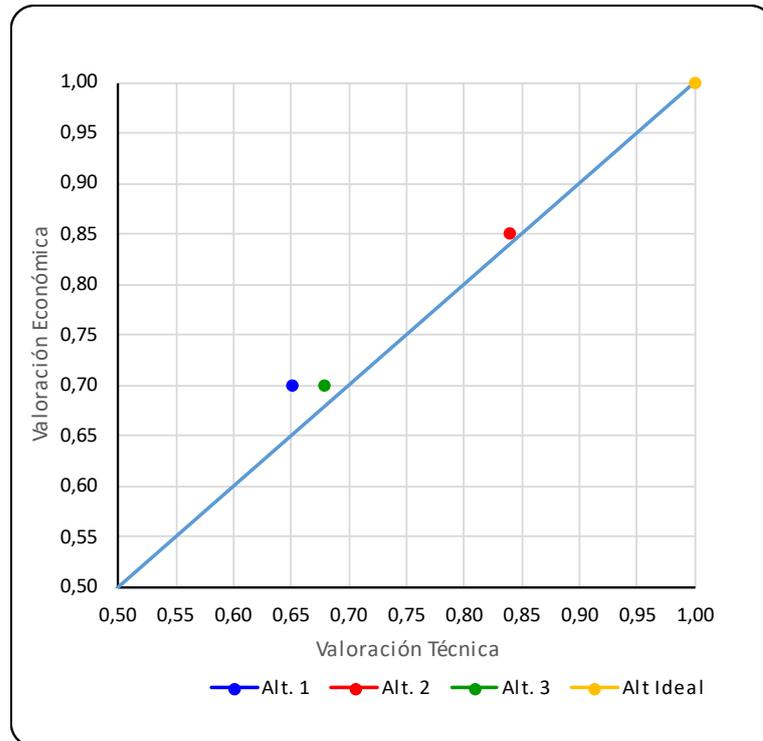


Figura 26. Diagrama de evaluación técnico económica.

Se puede ver de la Figura 26, que la alternativa 2 es la que más se acerca al ideal y las otras dos opciones quedan en el lugar de no aceptables. Esto es debido sobre todo a que es la opción que cumple mejor con los requisitos, tanto desde el punto de vista técnico como desde el punto de vista de costo, según ya se detalló en ambas evaluaciones, por lo que es la opción que se desarrollará en adelante.

Tomando en cuenta la estructura general que propone la Normativa VDI, se siguió cada una de las fases recomendadas con el propósito de encontrar la información básica y procediendo al desarrollo del diseño.

3.6. Diseño del nuevo sistema de fijación.

Los mantos son las piezas que reciben el impacto directo de la ruptura por compresión de las rocas, por lo tanto, sufren desgaste y tienen que ser cambiadas periódicamente, por lo que su sistema de cambio debe ser práctico, estos mantos encajan perfectamente en el eje o núcleo que es la parte del equipo que lo contiene, además de estar adheridos mediante un cemento epóxico especial. Pero por la parte superior, a manera de tope, los mantos son sostenidos por 3 piezas.

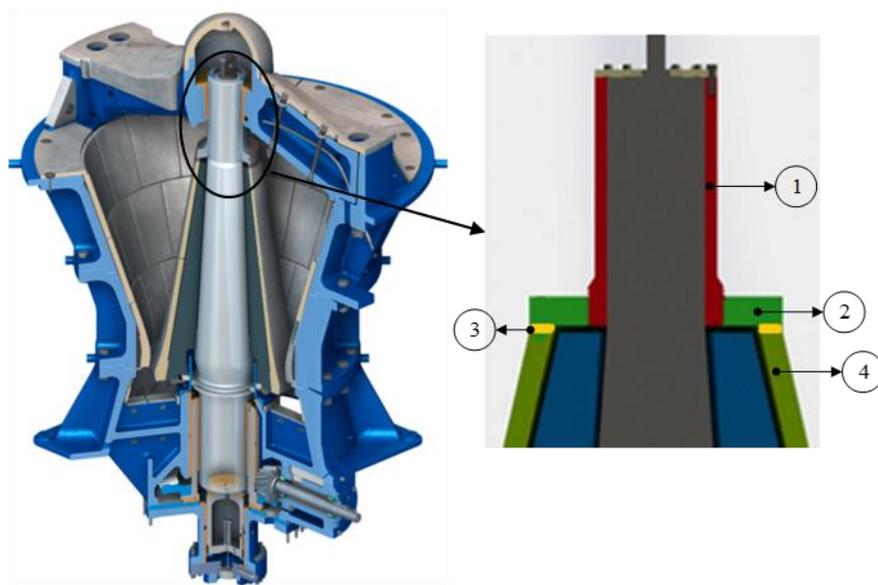


Figura 27. Detalle del anillo roscado.

Se puede ver en la Figura 27 que se denotan las partes que se mencionarán más en el presente diseño.

1.- La camisa, la que es una pieza tubular que encaja en el eje principal y está fijado a este mediante 16 pernos en la parte superior.

2.- El anillo roscado, este elemento transmite la fuerza de apriete de la camisa hacia el anillo de sacrificio mediante una rosca interna. Este será el elemento a

rediseñar dado su complicado ajuste debido a su tamaño. El material de fabricación es acero AISI 1045 estirado en frío.

3.- Anillo de sacrificio. Como su nombre indica, es un anillo que en muchos casos se suelda al anillo roscado.

4. Manto. Elementos que sufren desgaste y deben ser cambiados periódicamente, la vida útil de estos elementos es de 4 meses aproximadamente, tiempo en el que por lo general su espesor disminuye.

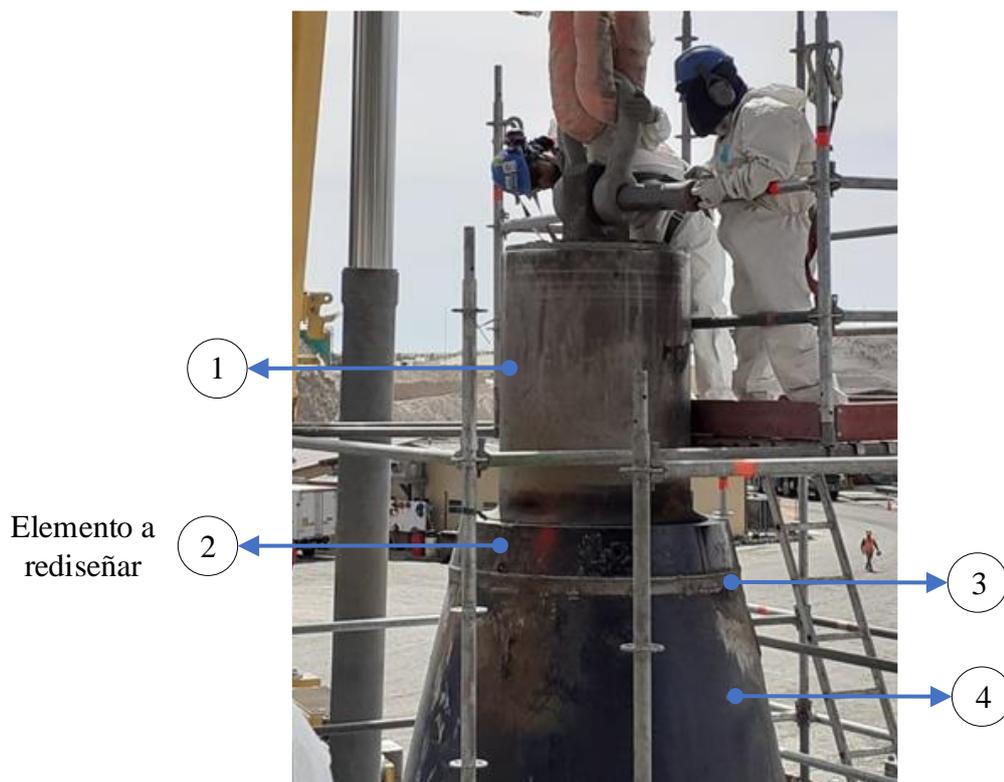


Figura 28. Equipo en pleno proceso de cambio de mantos.

La instalación y desinstalación, que se ve en la Figura 28, se realiza por la eliminación de presiones de ambos sistemas. Esta liberación de presión ocasiona la ruptura de la tuerca de fijación del manto, por lo que la mejora de su diseño es necesaria. Para esto, la alternativa es colocar cuñas para facilitar el proceso de instalación del manto, así como una tuerca con múltiples tornillos tipo espárrago.

Los múltiples tornillos localizados en la camisa ejercen una fuerza sobre la arandela (ubicada entre la tuerca y el manto). Ajustando el manto, esto se puede observar en la siguiente gráfica en el punto.



Figura 29. Diagrama en 3D e imagen del sistema de fijación.

Como se ve de la Figura 29, el objetivo es reemplazar la fuerza de apriete del anillo de 1.2 m de diámetro, de complicado ajuste, por tornillos pequeños que en conjunto generen el mismo empuje, pero con un ajuste más manejable.

3.6.1. Rosca entre tuerca de fijación y camisa.

Para continuar con el desarrollo del nuevo sistema de fijación, es muy importante calcular la fuerza de apriete ejercida por el sistema de fijación inicial, que es con el “anillo roscado” (1.2 m de diámetro). Esta rosca es del tipo métrico estándar y es especialmente útil en resistencias a la fatiga alta, como se ve en la Figura 30.



Figura 30. Anillo roscado bajando junto al anillo de sacrificio.

La arandela donde se apoya la tuerca de cabeza tiene un ancho de 100 mm, el diámetro interno es de 1000 mm y su diámetro externo es de 1182mm. En cuanto a la tuerca de cabeza, el diámetro nominal interno es de 921.3 mm, y el diámetro externo es de 1182 mm. El tipo de rosca es el métrico MJ.

3.6.2. Cálculos de fuerza de apriete mediante el sistema inicial.

Como se indicó para este primer criterio de diseño, se tratará de igualar la fuerza generada por el mecanismo de apriete inicial, por lo que, en función del torque aplicado y las dimensiones de la rosca, se calculó esta fuerza de apriete, para posteriormente desarrollar la misma fuerza, pero con 12 pernos espárrago. Para esto, primero se calcula el torque que se genera al apretar el anillo mediante los golpes con el bloque de acero.

Este mecanismo de apriete o ajuste se grafica mejor en el siguiente diagrama del cual se toma en cuenta el peso del bloque de acero y la altura que baja, antes de pegar finalmente en el accesorio del anillo de ajuste.

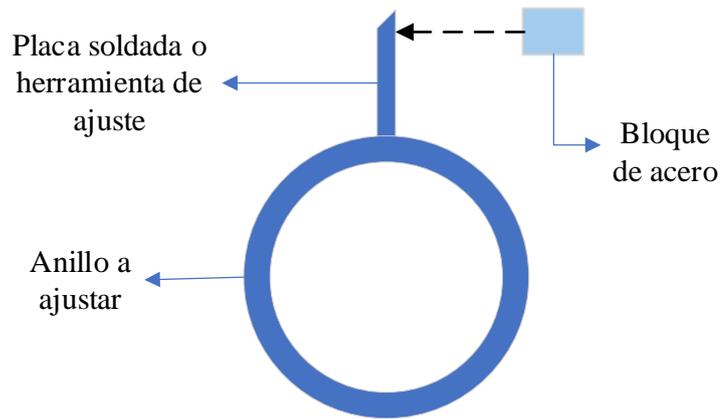


Figura 31. Diagrama de mecanismos de ajuste.

Como se ve de la Figura 31, la forma de ajustar el anillo es mediante golpes de un bloque de acero, el cual se suspende por un mecanismo de péndulo con ayuda de una grúa, para que pueda golpear la herramienta o el elemento que se suelda, con el fin de dar el ajuste, como se ve en la Figura 32, donde se está soldando el elemento al anillo.



Figura 32. Soldeo de elemento para ajustar el anillo roscado (FLsmith, 2022).

3.6.2.1 Cálculo del torque generado.

Como se ve del siguiente diagrama, para el cálculo de la fuerza con que golpea la masa de acero es necesario conocer la velocidad que se genera producto del recorrido que sigue el bloque de acero. Para esto se usaron los siguientes datos.

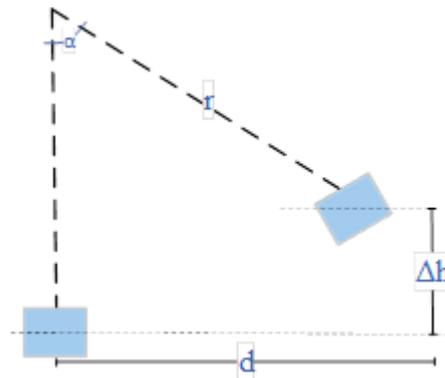
m: 500 kg

Δh : 1.5 m

d: 1.52 m

α : 42°

g: gravedad



De donde por conservación de la energía se calcula

$$V_t = \sqrt{2 \times g \times \Delta h}$$

$$V_T = 5.47 \text{ m/s}$$

Luego se transforma en velocidad angular.

$$\omega_f = \frac{V_t}{R}$$

$$\omega_f = 0.91 \text{ rad/s}$$

Según los datos anteriores, se calcula la aceleración tangencial.

$$\alpha_t = \frac{\omega_f^2 - \omega_o^2}{2 \times \theta}$$

$$\alpha_t = 0.57 \text{ rad/s}^2$$

$$a_t = R \times \alpha_t$$

$$a_t = 3.42 \text{ m/s}^2$$

Se calcula la fuerza generada por el bloque a velocidad.

$$F = m * a_t$$

$$F = 1710.8 \text{ N}$$

Finalmente, se calcula el torque producido por la fuerza calculada, según la longitud de la herramienta de torque o elemento soldado.

$$T = F * d$$

$$T = 2053 \text{ N/m}$$

3.7. Tipos de pernos requeridos para el nuevo sistema de ajuste.

Como se ve en la imagen, es muy importante que los pernos queden escondidos, ya que de lo contrario sufrirían un desgaste muy rápido debido a que estarían en constante rozamiento con el material que cae a la chancadora. Este material, al ser tan abrasivo, tiende a desgastar las partes expuestas del equipo en poco tiempo, de ahí que se deben renovar periódicamente. Por este motivo, los pernos seleccionados son el tipo espárrago, como se ve en la *Figura 33*.

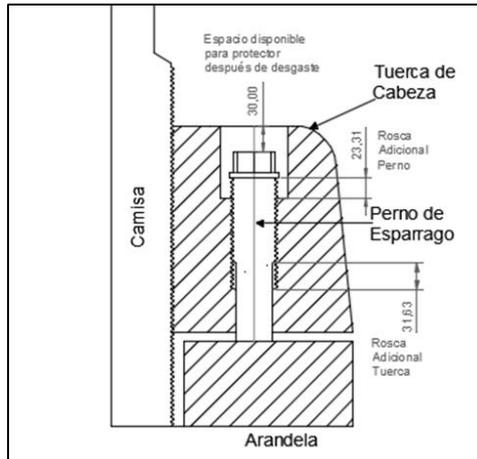


Figura 33. Tipo de perno para el nuevo sistema de ajuste.

3.8. Material de los pernos espárrago.

El acero seleccionado para la elaboración del espárrago es AISI 1045, el que tiene un límite elástico de 530 Mpa, que cuenta además con un límite de prueba a la tracción 625 Mpa. Es importante reconocer que este tipo de acero es fácil de conseguir en el mercado, esto con el objetivo de mandar a fabricar el elemento si no fuera posible conseguir el perno ya fabricado. Por otro lado, se trata de un acero de mediano carbono.

3.8.1. Material del anillo roscado.

Del mismo modo que en el caso anterior, se trata de acero AISI 1045, esto fundamentalmente debido a que es un acero que es maquinable, es decir, que se puede trabajar en un torno para hacer las roscas y agujeros necesarios. Por otro lado, y muy importante, es posible soldar mediante técnicas comunes, esto es muy importante ya que en campo para temas de izaje, reparación o simplemente averías, es muy necesario que el anillo roscado tenga una buena soldabilidad; finalmente recordaremos que es un acero medio en cuanto a resistencia mecánica y tenacidad.

3.8.2. Material del manto.

Los mantos son los elementos que directamente golpean las rocas, por lo que es muy importante que sean de un material muy resistente. El material es acero ASTM A128 o acero al manganeso, con contenidos de 16 a 19 % de este elemento. De este modo se garantiza su alta resistencia al impacto y a la abrasión, sin ser frágil. Su resistencia a flujo no es especialmente alta, pudiendo llegar hasta los 470 Mpa. Además, contienen otros elementos aleantes como el cromo y el molibdeno.

3.9. Rosca aplicable al nuevo sistema de fijación.

Con el valor del torque calculado, se puede hallar la fuerza de apriete que genera el anillo roscado sobre los mantos a través del anillo de sacrificio. Para esto, primero se determinan según fórmulas de la siguiente figura e información de campo las características de la rosca.

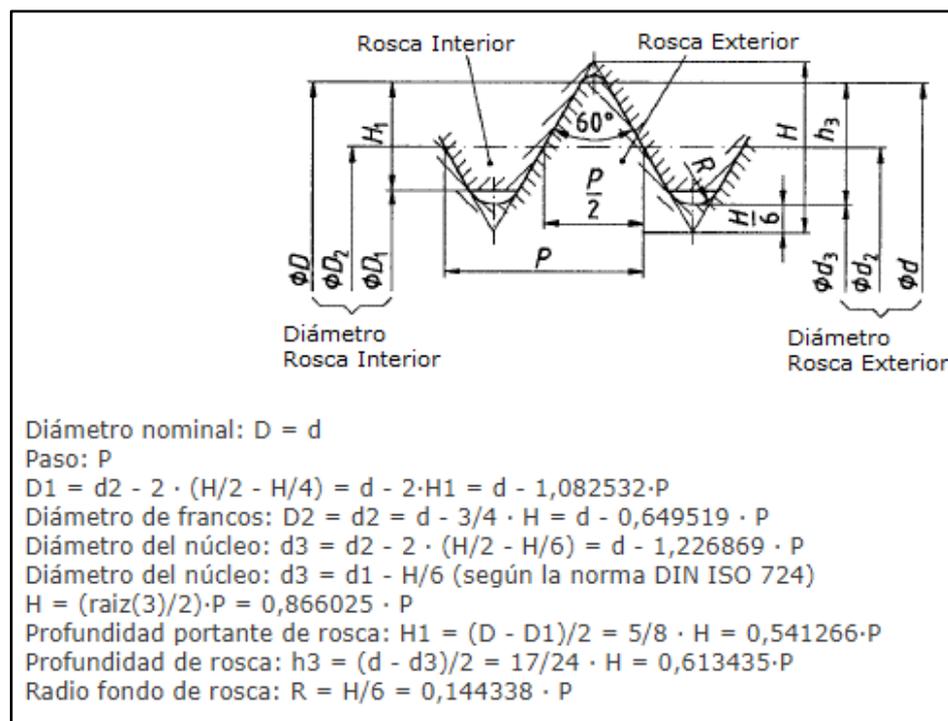


Figura 34. Rosca métrica Tipo M y MJ (Diseño de tornillos , 2015)

Con las fórmulas presentadas anteriormente en la Figura 34, se calcula el detalle de las medidas de la rosca, donde el valor principal para hallar es el radio medio de rosca y el ángulo de la rosca. Estos cálculos se presentan en la siguiente tabla. Se eligió este tipo de rosca dado que se tiene un buen espacio longitudinal para desarrollar la rosca y no es necesario aplicar roscas de mayor potencia como cuadrada, acmé o diente de sierra.

3.9.1. Dimensiones de los nuevos pernos espárrago.

En la Tabla 13, se detallan las medidas de la rosca de los nuevos pernos planteados, estos valores fueron calculados y se ajustan a los espacios disponibles en el anillo roscado.

Tabla 13. Características de la nueva rosca.

Características de la rosca nuevos pernos		
Paso	p	0,003 m
Altura de rosca.	h	0,0019 m
Diámetro externo del tornillo.	d	0,024 m
Diámetro interno del tornillo.	d_1	0,020 m
Diámetro medio del tornillo.	d_m	0,0219 m

Nota. El paso está referido a la distancia que hay entre un hilo y el siguiente, junto al diámetro definen las dimensiones de la rosca.

Para el dimensionamiento inicial del espárrago que sirve de empuje al anillo de sacrificio, se consideró el desgaste de la tuerca de cabeza del eje para la definición del largo y diámetro del espárrago. Quedando con las siguientes dimensiones. Figura 35.

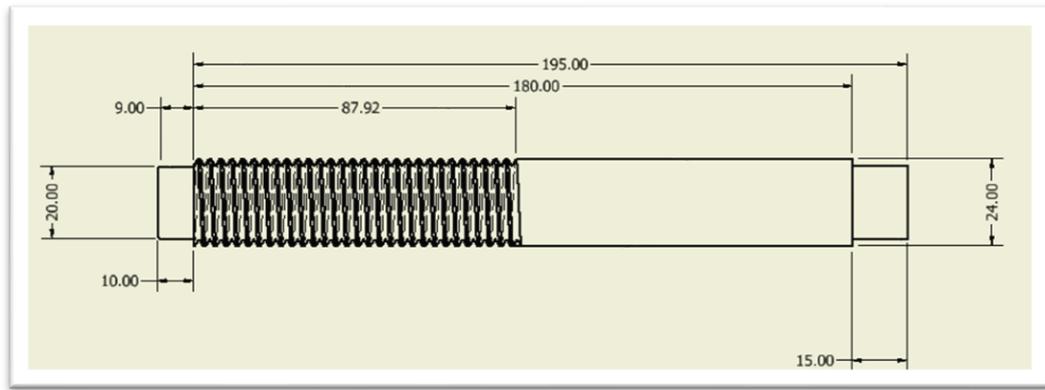


Figura 35. Dimensiones del tornillo espárrago.

En el extremo del hilo se dejó un área sin roscar para que haga contacto con el anillo de sacrificio sin dañar la rosca.

Este espárrago puede ser elaborado en el taller. También, puede solicitarse a una casa de fabricación de pernos por cuanto está dentro del diámetro estándar generalmente producido, solo se tiene que ajustar el diámetro y largo de la parte sin rosca.

3.9.2. Cálculo de fuerza de apriete del sistema de fijación inicial.

Para poder calcular la fuerza de apriete es importante primero conocer detalladamente las medidas del anillo roscado, que es el que genera el sistema de ajuste inicial y será reemplazado; esos datos se presentan en la Tabla 14.

Tabla 14. Características del anillo roscado.

Características anillo roscado			
Denominación.		Valor	uní
Paso.	p	0,008	m
Altura de rosca.	h	0,00520	m
Diámetro externo del tornillo.	d	0,9317	m

Diámetro interno del tornillo.	d_1	0,9206	m
Diámetro externo de tuerca (medido en campo).	D_1	0,9213	m
Diámetro interno tuerca.	D	0,93242	m
Diámetro medio de tuerca.	D_m	0,92686	m

Nota. Se detallan las medidas tomadas en campo del anillo roscado, el cual es el sistema de ajuste inicial.

A continuación, se calcula con qué fuerza ajustaba el sistema de ajuste inicial con el fin de poner esta fuerza más adelante con los pernos espárrago que los reemplazaran.

Para el cálculo de la fuerza de apriete se usa la siguiente fórmula.

$$T = W \left[\frac{d_m}{2} \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m + p \cdot \cos \theta}{\pi \cdot d_m \cdot \cos \theta - \mu \cdot p} \right) + \frac{\mu_c d_c}{2} \right] \quad (1)$$

Donde:

Despejando W, que es la carga o fuerza de apriete según los siguientes datos.

Tabla 15. Fuerza de apriete de anillo roscado.

Carga	W	? N
Momento.	T	2053.0 N*m
Diámetro medio de la rosca.	d_m	0,927 m
Paso.	p	0,0080 m
Coefficiente de rozamiento tornillo-tuerca.	μ	0,17
Coefficiente de rozamiento en el collar.	μ_c	0,15
Diámetro del collar.	d_c	0,40 m
Ángulo.	θ	30,0 Grados
Coseno del Ángulo.	$\cos \theta$	0,8660

Nota. En la tabla se listan todas las variables que pide la fórmula para el cálculo de la fuerza de apriete que genera el anillo roscado sobre los mantos.

$$W = 16\,787.28\,N$$

Se concluye que, al realizar el torque, mediante el proceso de ajuste descrito, usa un bloque de acero que golpea con movimiento pendular la herramienta de ajuste o elemento soldado al anillo roscado, esto genera una fuerza de apriete sobre el anillo de sacrificio y, por ende, sobre los mantos de 16 787,28 N.

3.9.2.1 Esfuerzo de aplastamiento en el hilo del anillo roscado.

Es importante determinar este valor dado que ayuda a tener un criterio sobre cuánto se acerca al límite de soporte de la rosca, ya que el valor de la fuerza de apriete está en función al torque externo aplicado y teóricamente esto no tendría un límite, ya que a más torque más fuerza de apriete, sin embargo, si se evalúa cuánto soporta la rosca, llegará un valor en el que la rosca se rinda y, por lo tanto, ya no servirá dado que el tornillo habrá colapsado. Esto se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma = \frac{W}{A} \quad (7)$$

Done:

σ = Esfuerzo de apriete.

A= Área del hilo de la rosca.

$$\sigma = \frac{16\,787.28}{0.363}$$

$$\sigma = 46\,231.3 \text{ N/m}^2$$

Dado que el hilo en análisis proviene de un triángulo equilátero, entonces el esfuerzo cortante en los hilos es el mismo. De donde se interpreta que estos valores hallados son abismalmente pequeños para la capacidad que tiene la rosca o hilo en análisis, dado que un acero de mediana dureza para pernos

tiene un límite elástico de 530 Mpa, y el valor calculado apenas está por los 46 kpa es decir, 0.046 Mpa. Esto confirma que la rosca de ajuste usada actualmente tiene un uso muy por debajo de su capacidad, dado que el mecanismo de ajuste es muy ineficiente o débil comparado con lo que es capaz de soportar una rosca de esas dimensiones con casi un metro de diámetro y casi 20 cm de rosca.

3.9.3. Cálculo de fuerza de aplastamiento con los nuevos pernos.

En el presente se calcula la fuerza que generan los pernos de reemplazo, los que juntos deberán generar una fuerza igual o mayor que la que genera el anillo roscado, para lo que se usa la misma ecuación, dado que se trata de pernos métricos estándar y las proporciones de las roscas son las mismas.

$$T = W \left[\frac{d_m}{2} \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m + p \cdot \cos \theta}{\pi \cdot d_m \cdot \cos \theta - \mu \cdot p} \right) + \frac{\mu_c d_c}{2} \right] \quad (1)$$

Para este nuevo cálculo de fuerza de apriete, según el espacio disponible en la brida, se trabajó con pernos M24, con 3 mm de paso y en un número de 12 distribuidos equidistantemente en el anillo roscado, como se ve en la *Figura 36*.

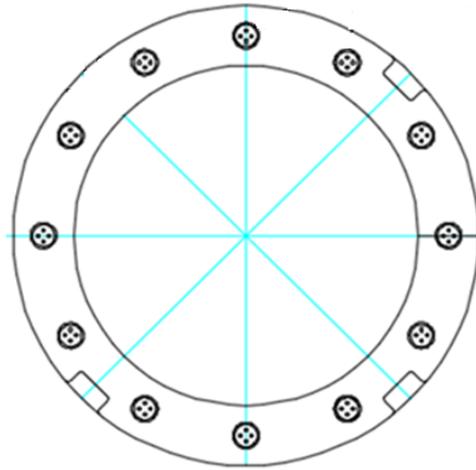


Figura 36. Distribución de pernos en anillo roscado.

El detalle de la rosca según tablas y cálculos es el siguiente.

Con el número de pernos y dimensiones ya definidas, se calcula la fuerza de apriete de 12 pernos espárrago M24 con la ecuación general de torque o apriete aplicada para anillo roscado. Para esto, la ecuación pide los siguientes datos.

$$T = W \left[\frac{d_m}{2} \left(\frac{\mu \cdot \pi \cdot d_m + p \cdot \cos \theta}{\pi \cdot d_m \cdot \cos \theta - \mu \cdot p} \right) + \frac{\mu_c d_c}{2} \right] \quad (1)$$

De donde se calcula la fuerza de apriete aplicando un torque de 40 N/m, lo que es fácil de conseguir con una herramienta de torque común y manejable, los datos para el cálculo lo vemos en la Tabla 16.

Tabla 16. Fuerza de apriete con perno espárrago.

Carga	W	¿? N
Momento	T	40,0 N*m
Diámetro medio de la rosca	d_m	0,022 m
Paso	p	0,003 m
Coefficiente de rozamiento tornillo-tuerca	μ	0,17
Coefficiente de rozamiento en el collar	μ_c	0,15
Diámetro de collar	d_c	0,018 m
Angulo	θ	30,0 Grados

Nota. Se calculó la fuerza de aplastamiento bajo un torque de 40 N/m, de donde la ecuación toma en cuenta la inclinación del hilo y la fricción existente.

$$40 = W \left[\frac{0.022}{2} \left(\frac{0.17 \cdot \pi \cdot d_m + 0.003 \cdot \cos 30}{\pi \cdot 0.022 \cdot \cos 30 - \mu \cdot 0.003} \right) + \frac{0.15 \cdot 0.018}{2} \right]$$

$$W = 9\,996.91 \text{ N}$$

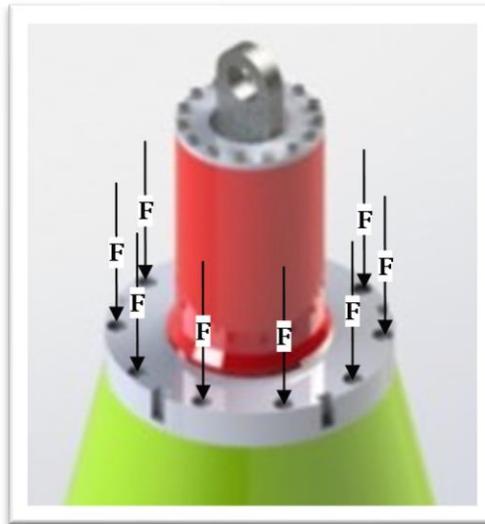


Figura 37. Fuerza de apriete 12 pernos.

En la Figura 37 se puede ver cómo actúan los vectores fuerza. Del resultado anterior se interpreta que con un solo perno espárrago casi igualamos la fuerza de apriete generada por el anillo roscado de 1 m de diámetro, ya que con este la fuerza de apriete llega a los 16 787.28 N y con el nuevo mecanismo de apriete un solo perno espárrago

de los 12 genera 9 996.91 N, además, se debe tener en cuenta que el torque aplicado para el nuevo sistema es de 40 N/m y para el sistema anterior con toda la maniobra compleja es de 2053 N/m. Esta gran diferencia se explica, porque gran parte de la fuerza, se pierde en el rozamiento entre tuerca-tornillo y tornillo-collarín o en nuestro caso anillo roscado-anillo de sacrificio.

Finalmente, como se indicó, no será un perno espárrago, sino 12 por lo que se suman las fuerzas, dado que los vectores, fuerza, apuntan en el mismo sentido que es el collarín de sacrificio y por ende el manto.

$$F_t = F * n$$

$$F_t = 9\,996.91 * 12$$

$$F_t = 119\,963.0\,N$$

Como se ve, la fuerza total sobre el anillo de sacrificio es de 119 963 N, Al dividir esto entre el área en que se ejerce la presión, que es la cara del anillo de sacrificio, sé tiene que se ejerce una presión de 0.567 Mpa, como se ve del siguiente cálculo.

$$P = \frac{119\,962.1\,N}{0.211\,m^2}$$

$$P = 567\,222.1\,N/m^2$$

Esto se verifica al simular la presión de los doce pernos sobre el anillo de sacrificio, como se ve en la *Figura 38*.

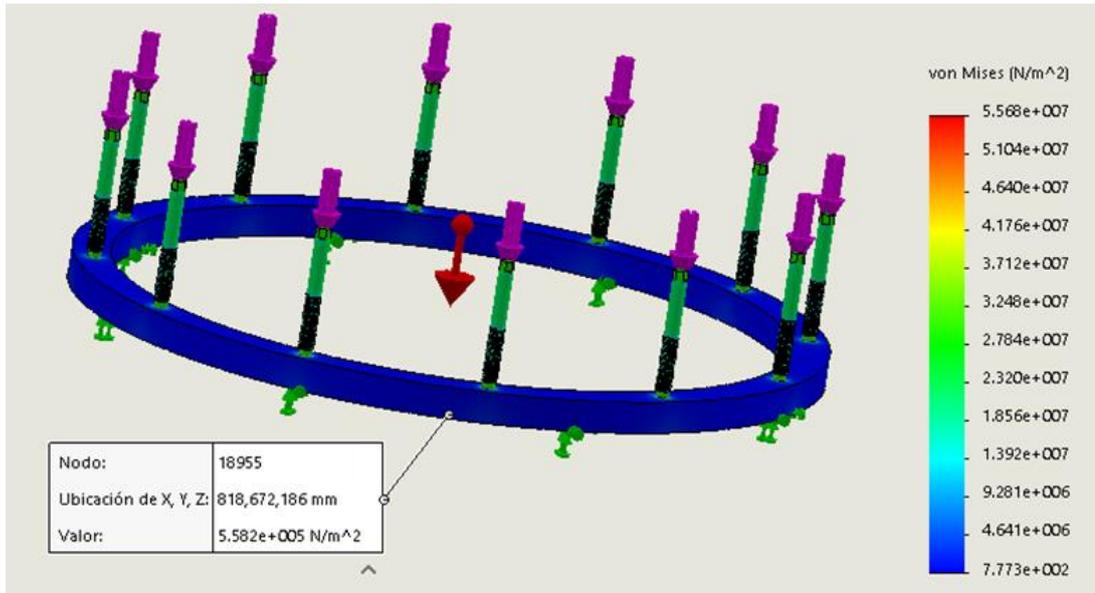


Figura 38. Presión de los doce pernos sobre el anillo de sacrificio.

En la *Figura 38* se ve, como bajo una fuerza de cada perno de 10 000 N, genera una presión total sobre los mantos de 558 200 N/m², valor muy similar al calculado.

3.9.3.1 Esfuerzo cortante en los hilos.

Es importante calcular la fuerza cortante en los hilos, dado que si no se conoce este dato se podría estar aplicando una presión no admisible que exceda la capacidad de los hilos, para lo que se usa la siguiente ecuación.

$$\sigma_c = \frac{W}{2 * \pi * r_m * b} \quad (2)$$

$$\sigma_c = \frac{60000 \text{ N}}{0.0038 \text{ m}^2}$$

$$\sigma_c = 15,4 \text{ Mpa}$$

Simulado.

Al realizar la simulación el esfuerzo cortante es de 27 MPa. Que es algo mayor a lo calculado debido a que el programa considera el entalle, arista o cambio brusco de plano geométrico, como se ve en la figura.

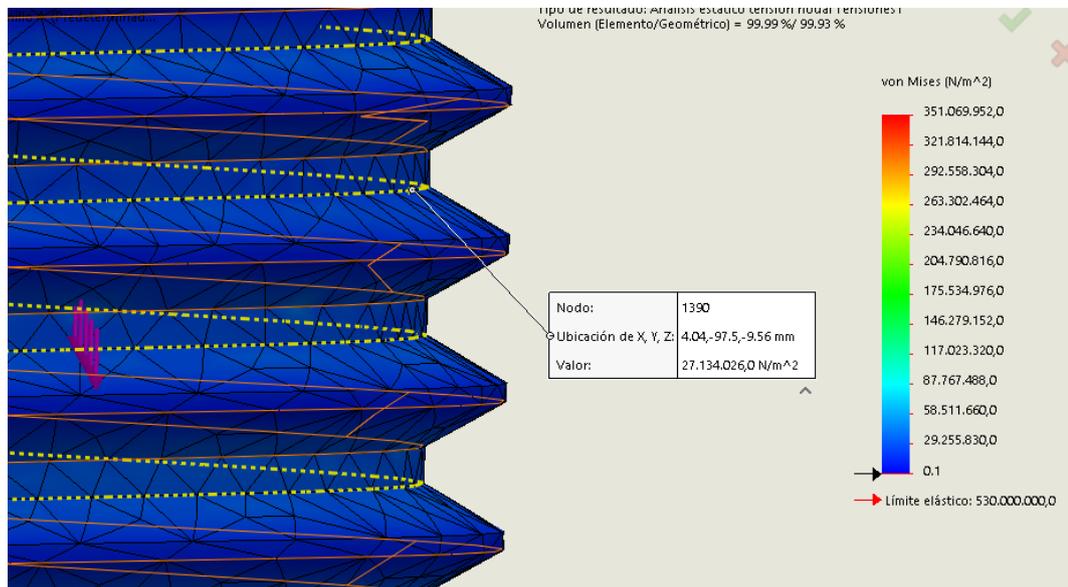


Figura 39. Esfuerzo cortante en los hilos.

3.9.3.2 Esfuerzo de torsión sobre núcleo del tornillo

El esfuerzo de torsión sobre el tornillo es aquel que indica, si producto del torque nuestro tornillo podría romperse o deformarse producto de un excesivo torque. Para el cálculo de esfuerzo de torsión se usa la siguiente ecuación.

$$S_t = \frac{2 * T}{\pi * r_i^3} \quad (3)$$

$$S_t = \frac{2 * 50}{\pi * 0.01_i^3}$$

$$S_t = 26.113\ 486,6 \frac{N}{m^2} \quad S_t = 26\ MPa$$

El resultado de 26 Mpa es bastante inferior al límite elástico del tipo de acero del perno, el cual llega a los 350 Mpa, por lo que se tiene la seguridad que al perno no le pasará nada al someterle a la fuerza de torque de 40 Nm. Esto último es corroborado por los valores de tablas donde indica que un perno M 24 grado 5.6, puede ser sometida hasta 308.91 N/m de torque, por lo que como se ve, el torque aplicado está muy por debajo de su resistencia.

En la Figura 40 sobre simulación se ve que el máximo esfuerzo generado por la fuerza de torsión es de 30 Mpa, que es algo mayor al calculado.

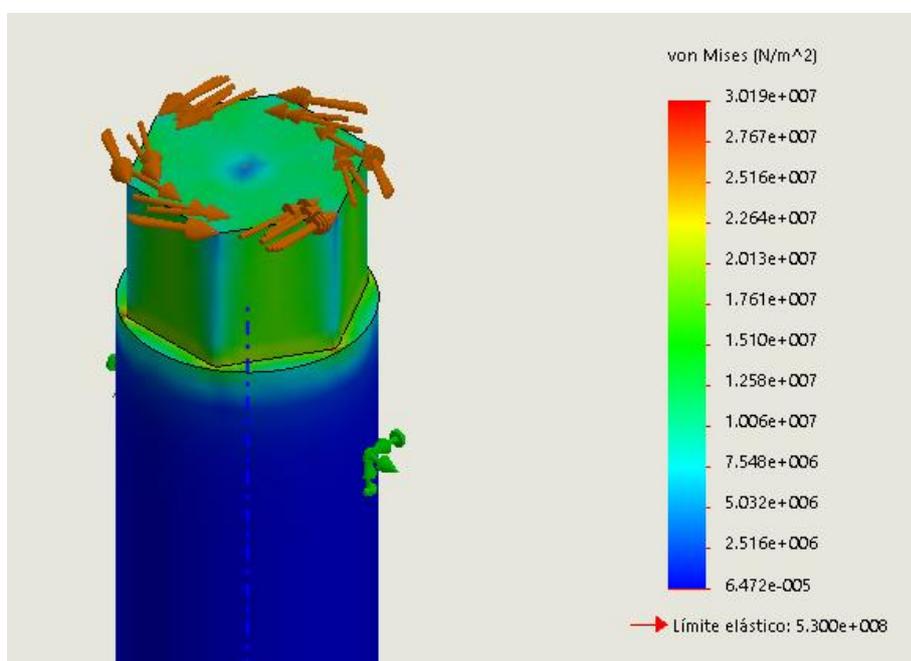


Figura 40. Esfuerzo de torsión

Como se ve por el color de la animación, el promedio de esfuerzo se encuentra alrededor de los 26 Mpa, lo que corrobora el valor calculado.

3.9.3.3 Máximos esfuerzos en los pernos.

Del mismo modo se realizó la simulación estática en el tornillo espárrago, verificándose que no hay esfuerzos que sobrepasen el límite elástico del material del perno. Como se ve en la Figura 41.

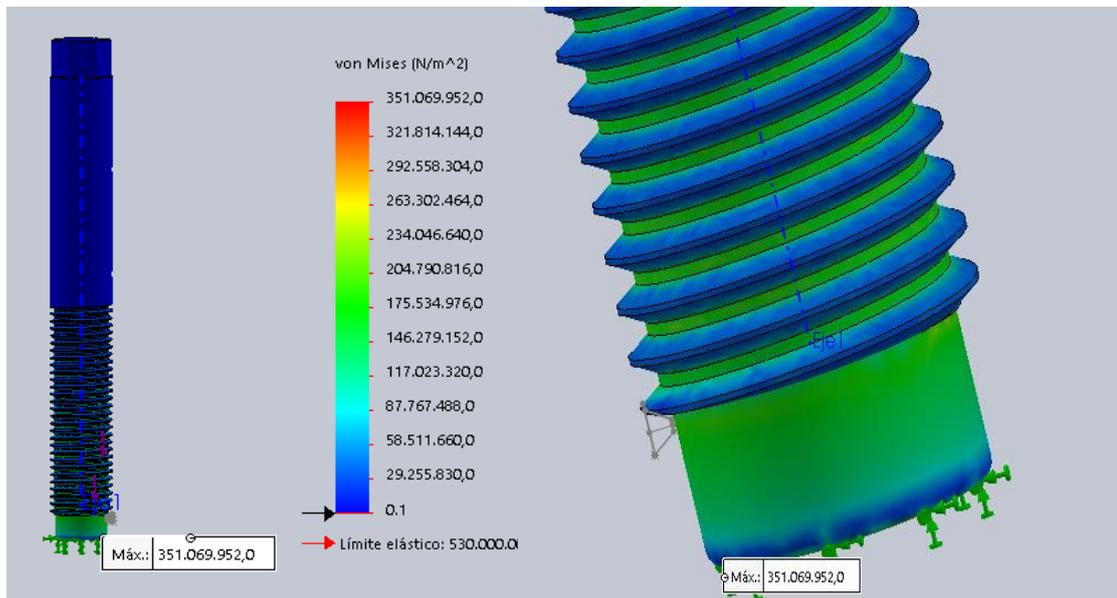


Figura 41. Fuerza de compresión sobre los hilos

Como se ve de la Figura 41, las mayores tensiones se producen en la raíz de la rosca y en la base del perno que es donde se recibe directamente la presión y es transmitida al hilo de la rosca, la evaluación se produjo en condiciones extremas y se colocó en el software una fuerza de 50 000 Newton, recordar que una roca de 1 metro de diámetro necesita una fuerza de 120 000 Newton de fuerza para ser quebrada, pero esta fuerza nunca será transmitida entera y directamente a un solo perno, ya que como se explicó en el diagrama de

cuerpo libre las fuerzas se dirigen directamente al centro del eje de la chancadora y si en caso.

De todos modos, mediante la simulación se buscó conocer cuál es la máxima fuerza que toleraría el perno y se concluyó que bajo una fuerza de 50 000 Newton en los hilos de la rosca estos soportarían una presión máxima de 351 Mpa, lo que está muy lejos de los 530 Mpa que es el límite elástico del perno. Esta misma fuerza de evaluación se usó para realizar el análisis de fatiga.

3.9.4. Patrón de ajuste.

Debido a que se cuenta con 12 pernos, estos se deben ajustar según la secuencia descrita en el siguiente diagrama, el objetivo es ir ajustando los pernos en forma cruzada, es decir, ajustar pares de pernos para luego ajustar los pernos más alejados al primer par. Según el orden que indica la *Figura 42*.

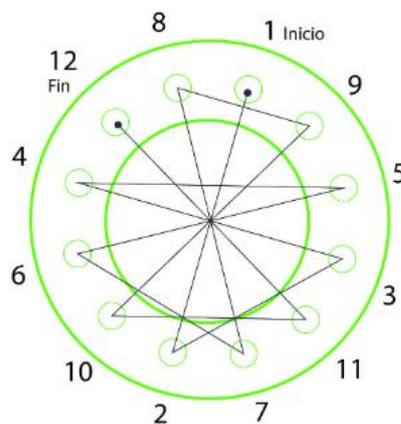


Figura 42. Orden de ajuste de pernos. Adaptado de (KTN, 2021)

3.10. Análisis vibracional en los pernos.

3.10.1. Fuerza de compresión en el manto.

Para el dimensionamiento de los pernos espárrago se utilizó el criterio de diseño de, igualar o superar la fuerza de apriete generada por el anillo roscado inicial. En este segundo criterio de análisis se verifica si, producto del trabajo desarrollado por el equipo, los pernos planteados soportan fuerzas oscilantes, debido al trabajo de chancado que ejerce el equipo. Para esto se desarrolló un diagrama graficando las fuerzas que actúan en el instante en el que el equipo rompe una roca de máximo tamaño, como se ve en la Figura 43.

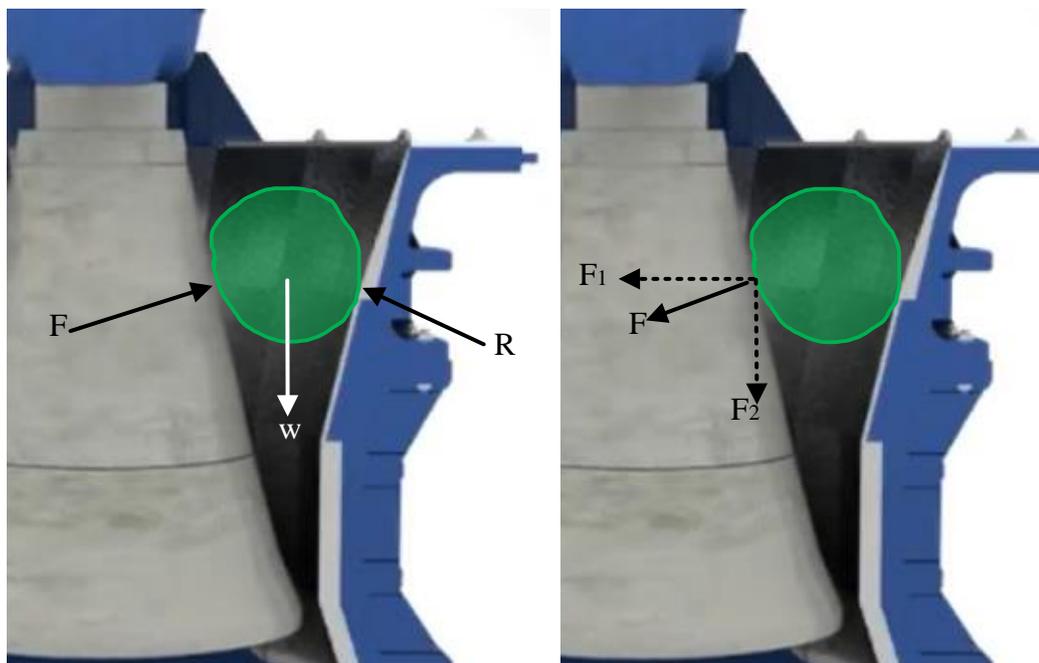


Figura 43. Diagrama de Fuerza de compresión de la roca.

En el primer diagrama se ve las fuerzas que actúan sobre la roca, y en el segundo diagrama se ven las fuerzas que actúan sobre el manto, es importante desarrollar

ambos diagramas para lograr determinar al final cuáles son las fuerzas que actúan sobre el manto que son las que al final se transmiten al anillo roscado que es el que se está diseñando.

3.10.1.1 Diagrama de cuerpo libre de la roca en compresión.

Como se ve de la Figura 43, la fuerza de compresión hacia la roca se desarrolla mediante las caras del equipo, es decir, cóncavo (pared) y manto (eje giratorio), los que no se encuentran en forma paralela si no forman un ángulo, al que se denomina ángulo de pellizco (Guillen, 2020), el cual es un ángulo en el que las fuerzas aplicadas concurren en el centro de la roca con el fin de atraparlo y lograr su ruptura por compresión. En la siguiente imagen se ve el diagrama de cuerpo libre, con las fuerzas ya descompuestas que actúan en la roca. Para el cálculo de las fuerzas se trabajará con una roca de un metro de diámetro, aunque el equipo tiene una capacidad de romper rocas de hasta 1.5 m de diámetro, esto casi no se da debido a que de mina las cocas casi siempre vienen con menos de 0.5 metros de diámetro.

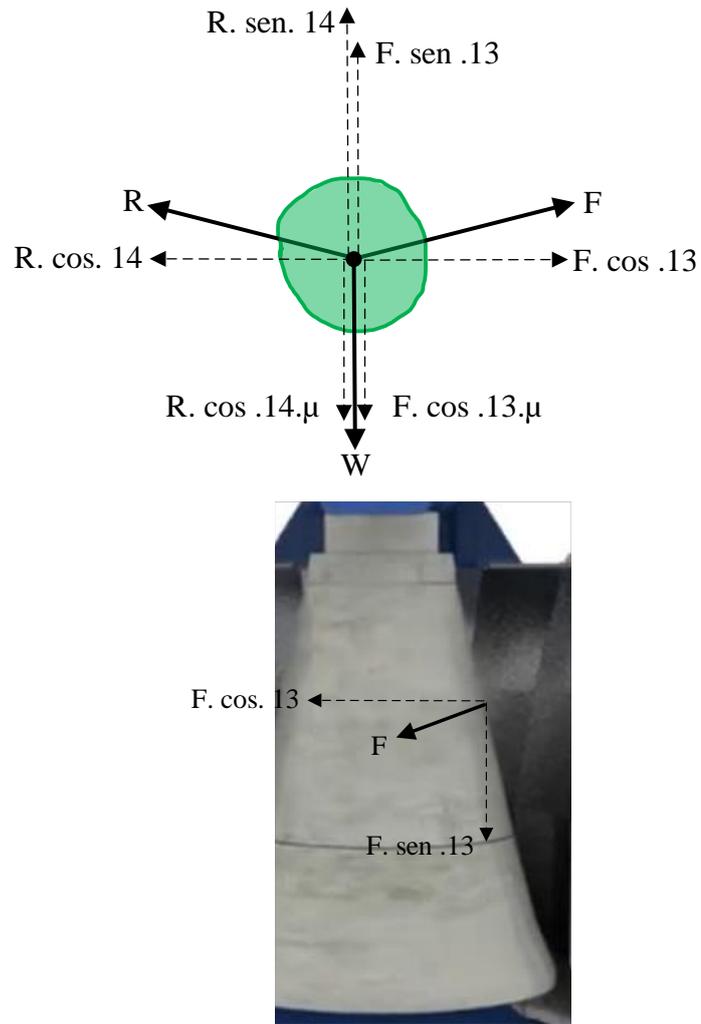


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre de roca en compresión.

Al descomponer las fuerzas como vemos en la Figura 44, se ve que en la roca actúan las fuerzas señaladas, pero por acción-reacción y por interés se ve que sobre el manto actúan las fuerzas graficadas, al final F y su componente horizontal son de nuestro interés dado que son las que actúan sobre el manto y esta vibración es transmitida al anillo roscado.

3.10.1.2 Fuerzas en el eje X.

Fuerzas de compresión: Está compuesta por la componente horizontal “x” de F y R es decir $R \cos 14$ y $F \cos 13$ y es la fuerza de fracturar la roca por

compresión por lo que se iguala a la presión necesaria para fracturar una roca de estas dimensiones. Para lo que se cita la siguiente tabla.

Roca	Modulo de Elasticidad ($\times 10^9$ N/m ²)	ESFUERZO ÚLTIMO	
		Esfuerzo de compresión ($\times 10^6$ N/m ²)	Esfuerzo de Tensión ($\times 10^6$ N/m ²)
ANDESITA *	37.0	103	7.2
BASALTO *	32.4	58	3.2
FILITA	76.5	126	22.8
DIABASE	95.8	321	55.1

Figura 45. Esfuerzo de compresión para rocas.

De la Figura 45 se ve que el esfuerzo de compresión para romper la andesita, que es la roca predominante en la zona sur del Perú, es de 40×10^6 N/m², por lo que se iguala esto a los vectores que comprimen la roca. Esto se adapta a la roca circular evaluada de 1m de diámetro con área de contacto de 10 cm².

$$F_c = \frac{0.00071 \text{ m}^2 * 100 * 10^6 \text{ N}}{1 \text{ m}^2} \quad (9)$$

$$F = 0.7 * 10^5 \text{ N}$$

De donde se ve que la fuerza necesaria para romper una roca por compresión, de 1 m de diámetro aproximadamente, es de $0.7 * 10^5$ N. luego igualando las fuerzas según el diagrama se plantea.

$$R * \cos 14 = F * \cos 13 = 0.7 * 10^5 \text{ N}$$

De donde:

$$R = 0.728 * 10^5 \text{ N}$$

$$F = 0.725 * 10^5 \text{ N}$$

La diferencia de R y F se debe a que las fuerzas están actuando en ángulos diferentes. De este punto, es importante concluir que $0.725 \cdot 10^5$ N es la fuerza normal que absorbe directamente el manto, y una parte de esta fuerza es la que tiene que soportar los pernos diseñados. Este valor se corrobora con el estudio de Patricio (2022) en el que se ve que tras una simulación numérica por computadora se calculó el rango de fuerzas que actúan sobre el manto estando la fuerza calculada dentro de ese rango.

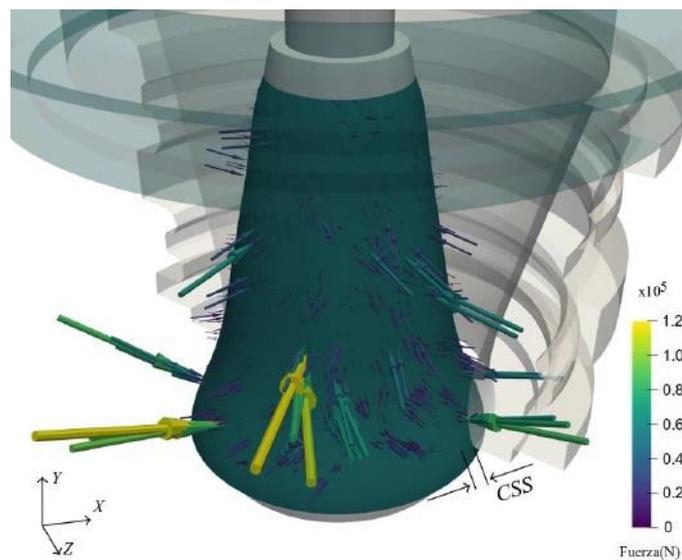


Figura 46. Fuerzas sobre el manto o eje de la chancadora.

Como se ve de la Figura 46, la fuerza que se calculó con el diagrama de cuerpo libre para un momento unitario de tamaño y tiempo unitario fue de $0.7 \cdot 10^5$ N, esto está dentro del rango de fuerzas que describe el diagrama de simulación de la chancadora que es de 0 a $1.2 \cdot 10^5$ N, por lo que se tomaran estos valores para desarrollar el cálculo de la fatiga del perno, ya que el anillo roscado se encuentra muy cerca de este punto de esfuerzos.

3.11. Análisis de fatiga en el perno.

3.11.1. Cálculo de fatiga.

Para el cálculo de fatiga de los pernos espárrago se desarrolló la ecuación 4

$$F_{max} = A_T \cdot S_u - \frac{C \cdot P}{2} \left(\frac{S_u}{S_n} + 1 \right) \quad (4)$$

Donde:

Tabla 17. Cálculo de precarga con fuerza fluctuante.

Valor de precarga máxima con fatiga	Fmax	? N
Área transversal del tornillo	A_t	0,00031 m ²
Radio del tornillo	r	0,0099 m
Resistencia a la tracción	S_u	420.000.000,0 N/m ²
Valor de la carga oscilante	P	60.000,0 N
Valor según amplitud de esfuerzo y área	C	0,0059
Resistencia afectada por oscilación	S_n	170.000.000,0 N/m ²

Nota. Basado en ecuación de precarga máxima para fatiga.

En la Tabla 17 vemos los datos para cálculo de la precarga en un perno, sometido a carga oscilante.

Para el cálculo del valor de C, se hizo uso de la siguiente ecuación 5.

$$C = \frac{\sigma_a * 2 * A_T}{P} \quad (5)$$

Donde:

Tabla 18. Datos para cálculo del valor C

Constante	C	?
Valor de la carga oscilante	P	60.000,0 N
Área transversal del tornillo	A _t	0,00031 m ²
Amplitud de esfuerzo	σ _a	1.148.979,0 N/m ²
Máximo esfuerzo en hilos		2.297.958,1 N/m ²
Esfuerzo medio en hilos		1.148.979,0 N/m ²

Nota. Los esfuerzos en hilos se calcularon según la condición más exigente de 120 KN.

De la Tabla 18 notar las fuerzas oscilantes en los hilos producto del trabajo de chancado que realiza el trabajo, siendo el valor máximo, el correspondiente al rompimiento de una roca de 1 metro de diámetro, además se tomó como valor referencia 10⁵ ciclos de trabajo.

De dónde.

$$C = \frac{1.148.979,0 * 2 * 0,00031}{120.000,0}$$

$$C = 0.00592$$

Luego se reemplaza en:

$$F_{max} = 0.00031 * 420000000 - \frac{0.0059 * 60000}{2} \left(\frac{420 000000}{170 000000} + 1 \right)$$

$$F_{max} = 129 136.6 N$$

Del valor calculado se concluye que la carga máxima que podría soportar un solo perno, bajo condiciones de 50 000 ciclos y una fuerza oscilante de 60 000 N, es de 129 136.6 N, fuera de estos rangos probablemente se produzca fluencia en los hilos

del perno. Recordar que 120 000 N, es la fuerza de carga máxima que se transmitiría a un perno si el equipo tuviera que partir la roca de mayor tamaño que puede procesar. Como se vio del DCL desarrollado es muy improbable que un solo perno soporte toda la fuerza de ruptura de una roca, dado que, según el diagrama, las fuerzas normalmente deben dirigirse al centro del equipo (manto-eje), pero dado que el anillo de sacrificio es un elemento de tope de los mantos, este debe tener un diseño que considere el caso más extremo, que sería que en un mal golpe toda la fuerza se dirija hacia el anillo de sacrificio y por ende a un perno. Tal como es el robusto diseño inicial, donde el anillo roscado tiene una gran capacidad de recibir golpes.

3.11.2. Simulación de Fatiga.

En la *Figura 47*, se presenta la simulación desarrollada para el análisis de fatiga, las condiciones fueron las siguientes; la fuerza oscilante fue de 50 000 N, el número de ciclos evaluados fue de 100 000, la fuerza oscilante se aplicó sobre el hilo de la rosca, recordar que la fuerza de apriete producida por el ajuste es de 10 000 N. en la misma dirección de la fuerza de compresión.

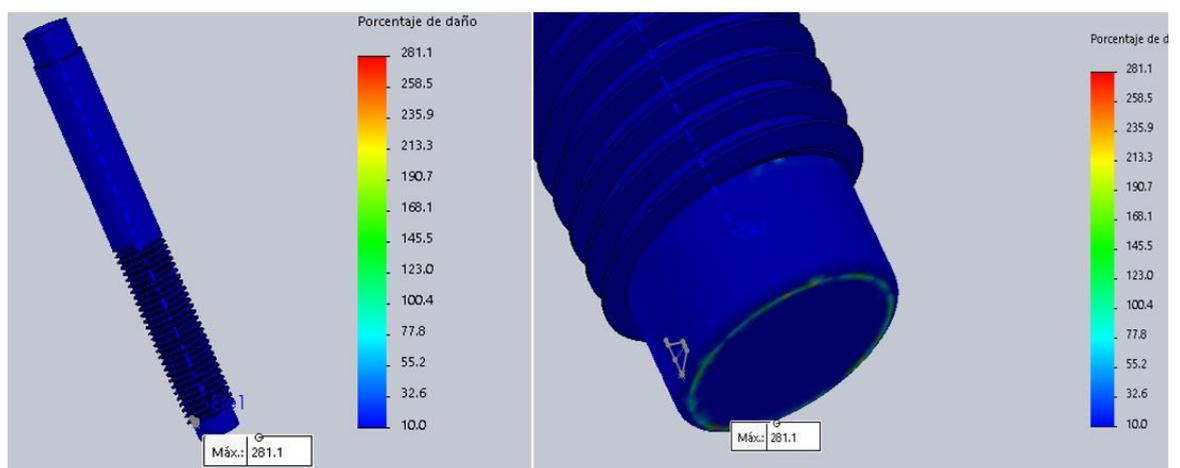


Figura 47. Evaluación de fatiga en el perno.

Según el análisis del porcentaje de daño para 100 000 ciclos, se ve que casi todo el perno soporta este trabajo oscilante, sin mayor problema, con daño menor al 30%, solo una pequeña parte del perno que está expuesto directamente a compresión contra el anillo de sacrificio, sufre un daño mayor, llegando hasta 281%.

3.11.3. Análisis de fatiga por tiempo de vida.

Como se ve en la Figura 48, del análisis del tiempo de vida, el perno bajo las condiciones descritas de 60 000 N de carga oscilante llega a soportar sin ningún daño 35 000 ciclos, luego de esto se comenzará a mostrar daño local en puntos muy específicos como se ve en a la imagen.

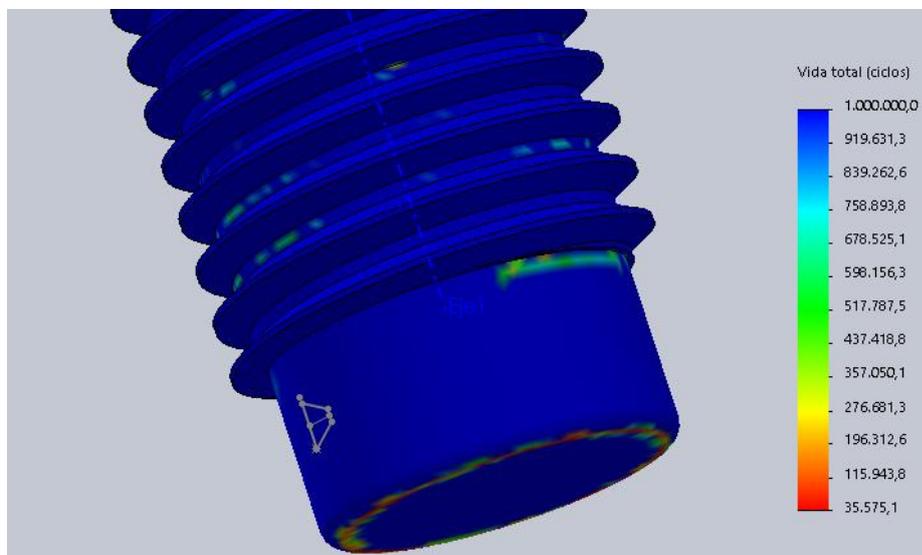


Figura 48. Análisis por tiempo de vida.

Se puede apreciar que el perno puede llegar al millón de ciclos en las partes azules, existiendo pequeñas áreas sensibles que solo soportan hasta 35 mil ciclos bajo las condiciones planteadas.

3.11.3.1 Frecuencia de reajuste o regulación.

Los pernos espárrago que se están implementando no pueden ser reajustados en cualquier momento debido a que por su ubicación no hay otra forma de llegar a ellos si no es desmontando toda la chancadora, por lo que es importante lograr un ajuste que asegure que se mantendrán en su lugar los 4 meses de trabajo de la chancadora, tiempo en el que se desmonta todo el equipo para desarrollar el cambio de mantos. Por otro lado, por su ubicación, este tipo de pernos no sufren desgaste, dado que están escondidos del paso del mineral, como vemos en la siguiente figura 49.

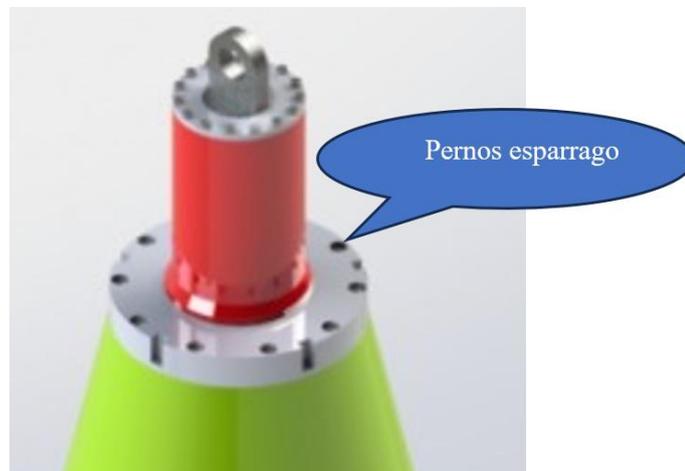


Figura 49. Posición de los pernos espárrago.

3.12. Tolerancia.

Como se pudo ver en todos los análisis, se compara o se tiene en cuenta el límite elástico, dado que dicho valor es fundamental en resistencia de materiales, al indicarnos el punto en el que el material se estira sin volver a su longitud inicial. Por lo que si se sobre pasa este límite entonces el perno ya no serviría, en ingeniería siempre se deja espacio a imprevistos y en pernería se recomienda siempre trabajar

al 75 % del límite elástico, por lo que en todas las evaluaciones que se realiza en la presente investigación se verá que los valores no sobrepasan este valor. Esto se verifica en los manuales de la chancadora en los que siempre se recomienda no sobrepasar este valor a la hora de terquear un perno, como se ve en la siguiente imagen.

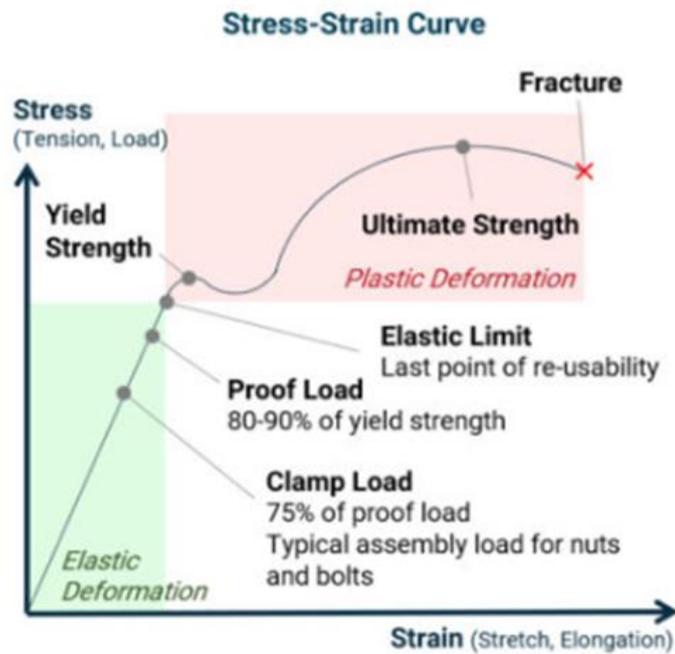


Figura 50. Límite de esfuerzo recomendado (FLSmidth, 2000).

Sobre cuanto más o menos puede soportar el tornillo espárrago en análisis, se puede indicar que, bajo las condiciones muy extremas planteadas, se puede decir que casi todo el perno estaría en un factor de seguridad mayor a 10, salvo puntuales lugares en los cuales alcanzarían el mínimo de 1.5, también interpretado como el 66 % del límite elástico del material como se ve en Figura 51.

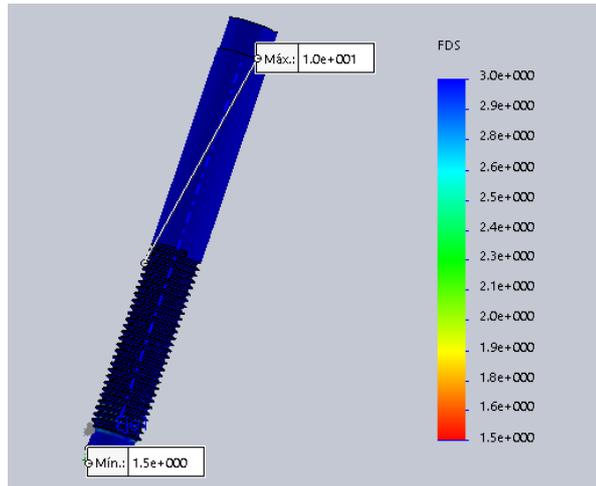


Figura 51. Coeficiente de seguridad.

3.13. Vida útil de los mantos.

Es importante mencionar este punto dado que cuando se realiza el cambio de los mantos y cóncavos se cambia casi todas las partes que ayudan a fijar los mantos entre ellos el elemento estudiado como es el anillo roscado. Además del anillo de sacrificio, el cambio de estos elementos también implicaría el cambio de los pernos espárrago planteados. Es por eso que como veremos en la siguiente figura, existe un espesor considerado crítico, es decir, cuando el manto se ha gastado por el uso y su espesor se ha disminuido hasta llegar a una medida en la cual se debe de programar su cambio.



Figura 52. Espesor crítico del manto

En la empresa minera en la que se desarrolló el presente estudio los mantos alcanzan su espesor crítico aproximadamente a los 4 meses de uso, por lo que se usa este dato, para calcular, si efectivamente los pernos son capaces de aguantar este periodo de tiempo, sin necesidad de ser reajustados, en la figura anterior presentamos el espesor crítico para la parte baja del manto, en el apéndice P.

Existen parámetros de operación que indican que el manto ya debe ser cambiado, como son la medida del CSS que es la distancia más cercana entre el cóncavo (pared de la chancadora) y el manto, este parámetro es tomado por sensores implementados en el equipo. Y finalmente se desarrolla una medición detallada como el que vemos a continuación mediante un equipo láser que toma muchas medidas a la vez y desarrolla un mapa del estado del manto para así estar seguros de que debe cambiarse.

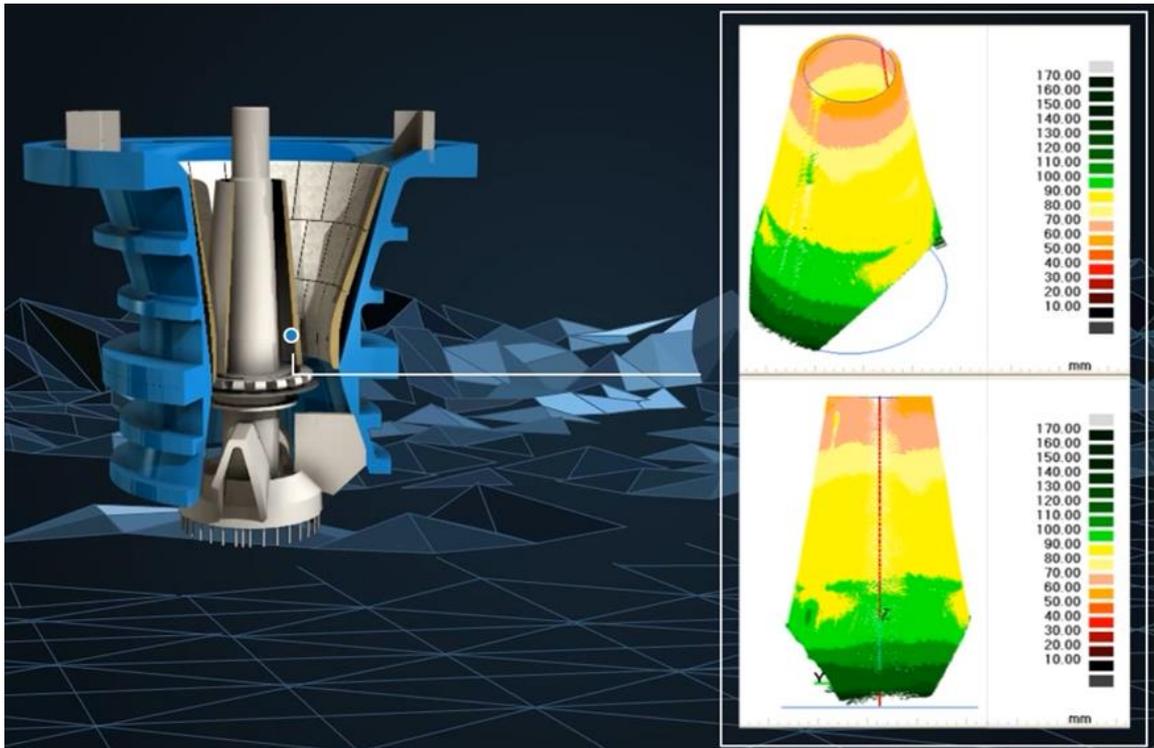


Figura 53. Toma de medidas con escáner.

CAPÍTULO IV
RESULTADO Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados obtenidos.

4.1.1. Procedimiento de ajuste.

Se describen los resultados según los objetivos planteados, el primer objetivo planteado fue el de desarrollar un procedimiento de ajuste nuevo, que no implique tantos riesgos al operador, en la Tabla 19 se compara el procedimiento de ajuste planteado en la presente investigación versus el usado anteriormente.

Tabla 19. Procedimiento de ajuste

N°	Actividad	Tiempo (min)	
		Antes	Planteado
1	Desarmado de spider	60	120
2	Retirar conjunto eje mantos	60	60
3	Maniobra de retiro de anillo	60	15

4	Retiro de mantos gastados	30	30
5	Colocar mantos nuevos	30	30
6	Colocado de anillo de sacrificio	15	10
7	Procedimiento de ajuste de anillo roscado		
	Preparación de elemento para soldeo	60	0
	Soldeo de elemento para golpear	30	0
	Posicionamiento de grúa	15	0
	Procedimiento de golpeo con grúa y Manyute	45	0
	Retiro de grúa	15	0
8	Ajuste de pernos	0	10
9	Colocado de conjunto eje manto	30	15
10	Armado de Chancadora	60	60
	Total	510	350

Nota. Tiempos tomados en campo, y planteado tiempo promedio según experiencia.

Como se ve de la Tabla 19, entre el procedimiento de ajuste planteado y el anterior se ve una notable mejora en cuanto a los tiempos del total de la operación, bajando de 510 minutos a 350 minutos el tiempo total que toma el procedimiento de cambio de mantos. Esta mejora se considera importante teniendo en cuenta que la chancadora es un equipo central, en toda la operación de la mina.

4.1.2. Tipo de perno.

El segundo objetivo de la presente investigación pide determinar los tipos de pernos para el sistema de ajuste planteado, como ya se detalló los pernos elegidos fueron los pernos tipo espárrago como se ve en la Figura 54, cuya cabeza se pierda en la pieza

de ajuste, esto debido a que, si tuvieran una cabeza hexagonal normal, quedarían expuestos al paso del material a triturar.

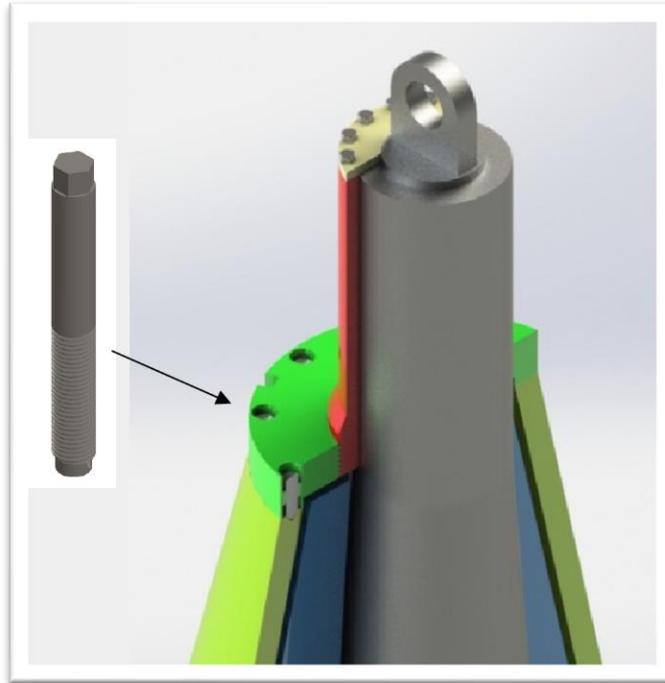


Figura 54. Pernos espárrago.

4.1.3. Material de fabricación del perno

Se llegó a la conclusión que se usara pernos grado 8.8 según la tabla *Figura 55*, debido a que este tipo de perno está dentro del rango de diámetro necesario para la presente investigación y además su esfuerzo de fluencia y tracción también cumplen o están por encima de los límites establecidos en las simulaciones.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, † MPa	Resistencia mínima a la tensión, † MPa	Resistencia mínima a la fluencia, † MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	

Figura 55. Material del perno (Shigley, 2008).

El acero que cumple con estas condiciones es el acero AISI 1045 estirado en frío con un límite elástico 530 MPa y límite de tracción de 625 MPa, además de ser un acero de medio carbono y accesible de conseguir en el mercado local, si no es posible encontrar los pernos ya fabricados.

4.1.4. Tipo de rosca.

Se vio la posibilidad de trabajar con roscas tipo tornillo de potencia, pero no fue necesario dado que este tipo de roscas se caracterizan por la alta resistencia de la rosca a la hora de transmitir carga, y este no es el problema del rediseño, ya que como se demostró con los cálculos el anillo roscado, transmitía con el ajuste un escaso porcentaje de lo que era capaz, el problema es la dificultad de ajuste para los operarios, por lo que se usó rosas tipo métricas en V, y al desarrollar el cálculo la presión generada por los 12 pernos fue muchísimo mayor a la generada por el anillo roscado como se detalla en la Tabla 20.

Tabla 20. Características de roscas.

Características y medidas de la rosca y/o perno		
Paso	p	0,003 m
Altura de rosca	h	0,0019 m
Diámetro externo de tornillo	d	0,024 m
Diámetro interno de tornillo	d _i	0,020 m
Diámetro medio de tornillo	d _m	0,0219 m
Longitud total del perno con cabeza	L _t	0.195 m
longitud total del eje del perno	L _e	0.180 m
Longitud de la zona con rosca	L _r	0.087 m
Longitud de cabeza rodante	L _c	0.10 m

Nota. Dimensiones según simulaciones desarrolladas.

4.1.5. Análisis de fatiga del perno.

Del análisis vibracional se desarrollaron dos análisis, uno mediante fórmulas y otro mediante simulación. Mediante fórmulas se calculó la fuerza de carga máxima que puede soportar cualquier perno es de 129 000 N, esta fuerza está referida a la fuerza de apriete más una fuerza atípica que producto de la compresión de rocas llegue a los pernos, recordar que la fuerza de compresión máxima para romper el mayor tamaño de roca es de 120 000 N, se llegó a este cálculo trabajando con una fuerza oscilante de 60 000 N y 50 000 ciclos.

Por otro lado, mediante simulaciones se determinó que el perno puede soportar hasta 35000 ciclos, con una fuerza fluctuante de 60 000 N, pasado este espacio de tiempo o número de ciclos de servicio, se sufrirían los primeros daños en el perno, por lo que se recomienda cambiar los pernos junto con todo el conjunto de mantos.

4.2. Discusión de resultados.

Al desarrollar el diagrama de cuerpo libre de la ruptura de una roca, se vio que para el caso de una roca de 0.5 m de diámetro, la chancadora necesita una fuerza de $0.725 * 10^5$ N. Esto se verificó con la investigación desarrollada por Toledo (2022) en esta investigación, trata de desarrollar una simulación sobre lo que sería el comportamiento de la chancadora, en la que se puede verificar que la fuerza sobre el manto para romper las rocas tiene una media de $0.7 * 10^5$ N y una fuerza máxima de $1.2 * 10^5$, por lo que se validó el valor calculado, el cual sirve de referencia para conocer la fuerza sobre el manto.

De la investigación desarrollada por Sisa (2019) se pudo verificar que en la chancadora primaria ya se implementó el sistema Superbolt en el ajuste del Spider de la chancadora, esto es un antecedente importante dado que se aplica el mismo sistema en la presente investigación, pero en una parte más delicada como es el ajuste de los mantos como se ve en la *Figura 56*.



Figura 56. Sistema Superbolt aplicado en la chancadora (Sisa, 2019).

Como se ve del citado informe, se menciona como parte del proceso de desmontaje de la chancadora el retiro tuercas tipo superbolt.

En la mencionada investigación, además, se recalca el alto riesgo del ajuste del anillo roscado, por lo que se remarca en la importancia de que no tener personal cercano al momento del ajuste mediante el sistema de manyuteo ya explicado en esta investigación (Sisa, 2019, pág. 87).

En la investigación de Macedo (2019) se buscó implementar el sistema Superbolt en una chancadora secundaria, en donde se tenía el mismo problema, de alto riesgo en el ajuste, de un anillo roscado, por lo que se implementó el sistema, usando 20 tuercas con las que se pasan de una fuerza de apriete inicial de 18 034.7 N a 196 153.9 N, y en el presente trabajo se logran resultados similares pasando de una fuerza de apriete inicial con anillo roscado de 16 mil N a 119 mil N con 10 pernos, por lo que se convalidan los resultados. Además, se logra el objetivo fundamental que es la disminución del riesgo y la disminución del tiempo de ajuste de los mantos.

Como referencia internacional se citó, a la empresa NortLock que se especializa en el diseño y puesta en operación de este tipo de sistemas de ajuste, aplicando a diversas industrias, de su informe se resalta la siguiente gráfica en la que se puede ver que el ajuste de perno convencional mientras mayor diámetro tiene, la fuerza de torqueado crece exponencialmente, esto se pudo verificar en los cálculos desarrollados, ya que para el anillo roscado, que tiene más de un metro de diámetro aplicándole un torque de 2000 N/m de torque que se logra una fuerza de apriete de 16000 N; sin embargo para los pernos implementados un solo perno con 40 N/m de torque genera una presión de 10 000 N/m de torque. Esto va en relación con lo que la empresa destaca en la siguiente gráfica.

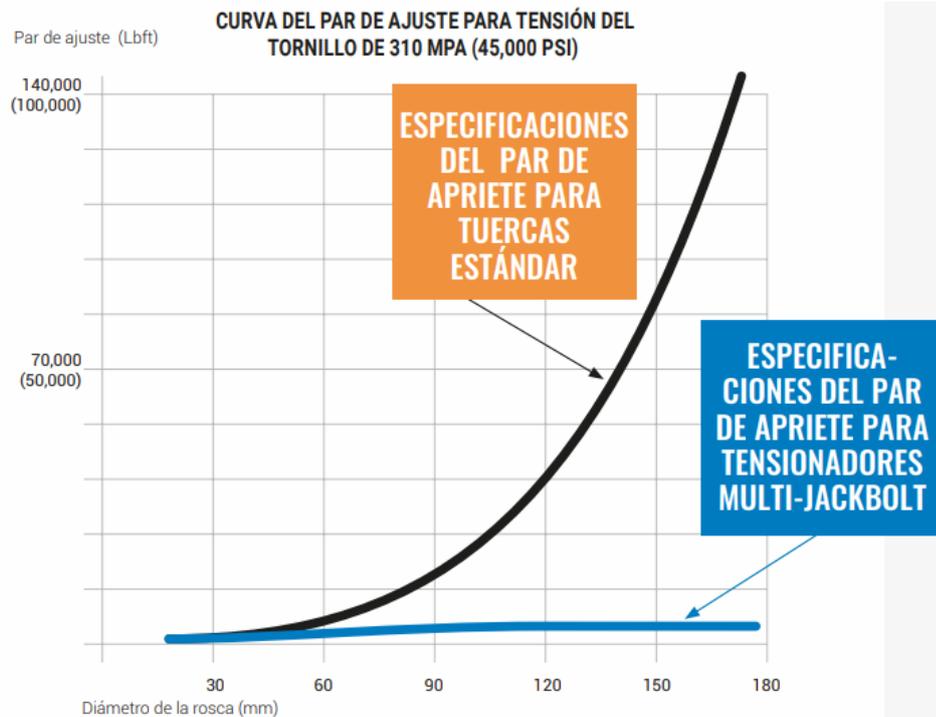


Figura 57. Relación diámetro de tuerca vs. par de apriete.

De la *Figura 57*, se ve como la fuerza de torque crece exponencialmente para pernos convencionales según crece el diámetro de la tuerca a ajustar y, sin embargo, para tuercas implementadas en la presente investigación, la fuerza de torque no crece y se mantiene casi lineal según crece el diámetro de los tornillos, como se ve en la línea azul (NortLock, 2020, pág. 5).

De la investigación desarrollada por Linhares Ferreira (Linhares, 2017) se aplicaron los tornillos de potencia, para fijar mejor las columnas de una prensa hidráulica de 20 000 KN de fuerza, ya que en la forma de fijación inicial se hacía con un tornillo normal, el que fallo y sufrió fractura, la implementación del sistema Superbolt resultó en una forma mucho más eficiente y rápida de ajuste, además en la simulación se demostró que el perno podía trabajar hasta una presión en los hilos de 576.6 Mpa que es el 71 % del límite elástico del material, para tolerar cargas cíclicas de forma infinita (Linhares, 2017, pág. 107). En la presente investigación se vio que para 100 mil ciclos

el perno soporta hasta 351 Mpa, que es el 66 % del límite elástico del material designado en la presente investigación.

Finalmente, en la Tabla 21 se presenta los resultados de la presente investigación, donde se planteó mejorar el sistema de ajuste de la chancadora primaria Nt 60"x113" Traylor, se ve en el siguiente cuadro que el nuevo sistema tiene un mecanismo de ajuste mucho más sencillo, ya que solo es necesario ajustar con 40 N/m de torque, lo que se puede realizar con un equipo manual.

Tabla 21. Comparación de los sistemas de ajuste.

	Sistema de ajuste	
	Actual	Planteado
Torque	2053 N/m	40 N/m
Presión de apriete	16787 N	9996 N
12 pernos		119.962,92 N

Nota. Los 12 pernos realizan fuerza en la misma dirección.

De los datos calculados, bajo la presión de ajuste estática de 9996 N se ve en resumen que la torsión en el perno y cortante en los hilos son de muy lejos tolerados por el material y las dimensiones del perno espárrago como se ve en la Tabla 22.

Tabla 22. Datos calculados, bajo el valor de carga de 9996.9 N

Datos calculados	Calculado	Simulación	Unidad
Torsión en perno a 40 N/m	26	30	Mpa
Cortante en los hilos a 10 KN	15.4	27.1	Mpa

Nota. Se citó el cortante y torsión del perno bajo el torque inicial que se desarrollara al perno de 40 N/m.

Como se ve de la tabla anterior las presiones de torsión y cortante están muy por debajo del límite de fluencia de 530 Mpa, esto cambia cuando el equipo está en movimiento dado que en la misma dirección que los hilos soportan la presión de

apriete, puede venir la fuerza mucho más alta de la compresión de las rocas como son que en el eje es de 120 000 N, pero en el perno fueron evaluados con 50 000 N, dado que la fuerza no se dirige a un solo perno sino se distribuye en el extremo al collar de sacrificio y de ahí a los pernos. Estos datos se presentan resumidamente en la Tabla 23.

Tabla 23. Cortante en hilos con fuerza oscilante

Datos de simulación	
Cortante en los hilos a 50 KN	350 Mpa
Numero de ciclos a 50 KN oscilante	35000 0 daños

Nota. Bajo la carga de 50 000 N, el cortante es mucho mayor.

Como se ve, el cortante en los hilos llega a ser de hasta 350 Mpa, que aún está por debajo del límite elástico del material, aceptable, por lo tanto. No es muy común que el equipo tenga que golpear rocas de ½ metro de diámetro, según observado en campo en una descarga de camión puede venir como mucho una roca de esta magnitud, y esto toma 10 a 15 minutos, esto multiplicado por los 4 meses, que es el tiempo que el equipo trabaja casi sin parar, hasta que se da mantenimiento y cambio a todas estas piezas, se tendría un promedio de 17 000 golpes de este tipo, lo que es menor a los 35 000 que es capaz de soportar el perno, para el equipo de alta vibración como es una la chancadora primaria.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

- El diseño del nuevo procedimiento de ajuste plantea el cambio del sistema reemplazándolos con 12 pernos incrustados en el anillo roscado, los que desarrollan una mayor fuerza de apriete llegando a los 10 KN por perno. Con el reemplazo de los 12 pernos espárrago se logró un sistema de ajuste más simple, seguro y rápido para los operarios, además con los cálculos desarrollados se asegura el tiempo de vida e igual funcionalidad que el anterior sistema de ajuste.
- El tipo de perno elegido fue el espárrago dado que es necesario que la cabeza del perno se pierda en el anillo roscado debido al desgaste que podría sufrir si se encuentra expuestos debido a la alta abrasión del material que se tritura.
- El material de fabricación elegido fue el acero AISI 1045 estirado en frío con un límite elástico 530 MPa y límite de tracción de 625 MPa, además de ser un acero de medio

carbono y accesible de conseguir en el mercado local, si no es posible encontrar los pernos ya fabricados esto aplicó tanto a los pernos como al anillo roscado.

- Para desarrollar el presente estudio, se evaluó usar roscas cuadradas, Acme o tipo serrucho, pero debido a que se cuenta con una buena longitud para desarrollar los hilos de la rosca (0.8 m), se consideró que no era necesario, y se desarrolló una rosca métrica estándar en “V”, con un paso de 3mm y 24 mm de diámetro, donde la longitud total del perno es de 190 mm y una longitud la rosca de 80 mm.
- Uno de los principales parámetros que se evaluó fue la fuerza de apriete pasando del sistema anterior que con un torque de 2053 N/m (sistema de ajuste riesgoso), lograba una fuerza de apriete de 16 000 N; al nuevo sistema logrando 9996.9 N con un torque de 40 N/m por cada uno de los 12 pernos.
- Debido a que se trata de un equipo que trabaja a vibración al ser una chancadora, se sometieron los pernos a un análisis estático y dinámico; en el primero, resultó que bajo condiciones extremas de una fuerza de apriete de 60 000 newton de fuerza, se alcanzaba presiones cortantes en el hilo de 351 Mpa, lo que es inferior a los 530 Mpa que es el límite elástico del material.
- Del de fatiga del perno se puede concluir que, para una carga fluctuante de 60 000 N, el perno podrá soportar hasta 35 000 ciclos, lo que coincide con un espacio de trabajo de 5 meses de trabajo sin parar, por lo que se recomienda cambiar los pernos cada vez que se cambie mantos.

5.2. Recomendaciones.

- Se recomienda realizar un estudio detallado sobre la vibración del equipo en diferentes puntos, en especial sobre el anillo roscado. Para tener una mayor certeza sobre las fuerzas vibratorias que soportan los pernos, dado que para el presente estudio se asumió los máximos valores posibles. Esto se asumió debido a la alta cercanía del anillo roscado con los mantos. Al ser piezas prácticamente continuas.

BIBLIOGRAFÍA

Arias, F. (2018). Metodología para la valoración de resultados en Trabajos Finales de Grado (TFG) de áreas tecnológicas. *Red Unviersitaria de Docencia*, 177-191.

Caballero, J. (2017). *Relación entre Desgaste de Mantos y Parámetros Críticos de Funcionamiento del Chancador Primario Tipo NT de la Minería Chinalco*. Perú.

Carlos Merma, E. J. (14 de Marzo de 2021). *Diseño de una grúa pórtico para la carga y descarga de materiales y equipos con una capacidad de 10 toneladas en la empresa Smelting Ingenieros SAC, Arequipa-Perú 2021*. Obtenido de Repositorio universidad Continental:

<https://repositorio.continental.edu.pe/handle/20.500.12394/10790?locale=en>

Diseño de tornillos . (2015). *studocu*. Obtenido de <https://www.studocu.com/latam/document/universidad-fermin-toro/proyecto-de-trabajo-de-grado/capitulo-8-diseno-de-tornillos-8-1-intro/16777424>

Ensembler. (2012). *Informe Análisis de Estructura en forma de Puente-Conjunto Hydroset Chancadora Primarias Allis Chalmers*. Arequipa.

FLSmith. (2000). *Top Service TSUV Gyrotory Crushers*. FL SMIDTH ENABLR.

FLsmith. (2022). *manual de operaciones y funciones* .

Ghasemi, E. S. (2010). *Development of an empirical model for predicting the effects of controllable blasting parameters on flyrock distance in surface mines*. Turkey. Obtenido de International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences.

- Guillen, J. W. (2020). *Diseño de una chancadora de mandíbula excéntrica de 10 ton/h para la etapa de chancado secundario en la planta de trituración y molienda Silver Cascas S.A.C.*. Trujillo-Peru: Universidad Nacional De Trujillo.
- Herández, R., & Mendoza, C. (2018). *Metodología de la investigación. Las rutas cuantitativa, cualitativa y mixta*. México: MC Graw Hill.
- Joniche, E., & Merma, C. (2020). *Curso: Mantenimiento Mecánico Chancado. Tema: Chancador Giratorio Traylor Tipo "Nt" 1525mmx2870mm (60"x113")*. Perú: TECSUP Profesionales en Ingeniería.
- KTN. (2021). *¿Cómo apretar una brida correctamente?* Obtenido de <https://ktnvalves.com/como-apretar-una-brida-correctamente/>
- Linhares, F. (2017). "Desarrollo de una metodología para resolver fallas en la fijación de columnas estructurales de una prensa hidráulica de 25.000 kn. un caso de estudio". Belo Horizonte,.
- Macedo, E. (2019). *Rediseño de Cabeza de Chancadora Secundaria MP-1250, de Spindle integrado a Splinde separado, Para Mejoramiento de Mantenimeinto en Sociedad mienra Cerro Verde de la PLanta de Chancado Secundario*. Obtenido de <https://repositorio.unsa.edu.pe/server/api/core/bitstreams/a3c17399-bdb0-44aa-b6f4-0f74de7f7b71/content>
- Mantenimiento industrial. (2023). *Mantenimiento de espesadores*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=F0aCwXZ5abg>
- Metso Minerals. (s.f.). *Manual de celdas de flotacion* .

- Nod-Lock Group. (2014). Tensionadores Superbolt - Instrucciones de Instalación. *Superbolt*. Gallenkappel, Suiza.
- NortLock. (2020). *Tensionadores Mecánicos Superbolt*. Obtenido de NortLock Group: <https://www.nord-lock.com/globalassets/mediavalet/web-assets/downloads/brochure/superbolt-mechanical-bolt-tensioning-es.pdf>
- Rodríguez. (2019). *Procedimiento Cambio de Mantos en Chancadoras Cónicas*. Recuperado el 13 de Julio de 2022, de <https://docplayer.es/73905158-Procedimiento-establecer-un-procedimiento-seguro-para-la-realizacion-del-trabajo-de-mantos-en-chancadoras-conicas.html>
- Rodríguez, H. (7 de junio de 2022). *Ingemecanica*. Obtenido de Diseño y Cálculo de Uniones Atornilladas: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html>
- Rojas, E., Pichardo, M., & Sauce, V. (2014). *Redesing of a Bearing Extractor Tool*. TRIZ.
- Shigley, J. E. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Sisa, E. (2019). *Informe Técnico de cambio de Cóncavos y Mantos en Chancadoras Primarias por la Empresa Contratista FLsmid.S.A.C. Perú : Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa .*
- Smith, F. (2005). *Manual de Instalación, Operación y Mantenimiento para una Chancadora Giratoria Taylor tipo NT 1525 mmx2870mm (60"x113")*. FL Smith.
- Sociedad Nacional de minería petróleo y energía. (2021). *Cobre*. Obtenido de Metal rogis: <https://antmin.wpenginepowered.com/wp-content/uploads/2020/01/infografia-cobre-2018.pdf>

STANTEC. (2019). *Manual de Operaciones y Mantenimiento del DR Enlozada*. Arequipa: STANTEC.

Tecsup. (2019). *Chancadora primaria*. Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=YH2UADfNJpY>

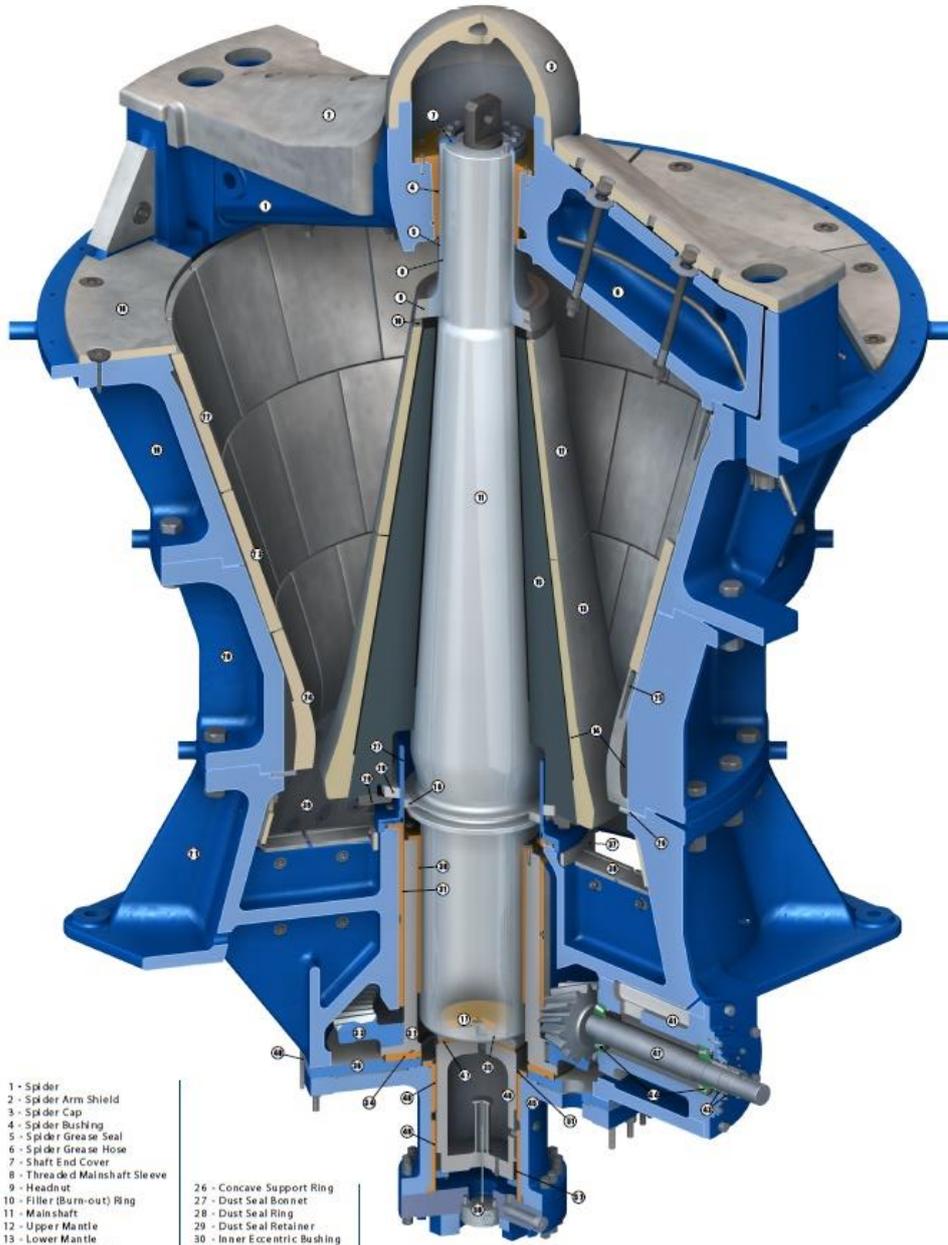
Toledo, P. (2022). *Nuevo Enfoque para Determinar el Comportamiento Dinámico de Chancadores*. Chile: Universidad de Concepción.

UV Mexico. (Enero de 2023). *Introduccion a la investigacion* . Obtenido de Tipos de investigacion: <https://www.uv.mx/apps/bdh/investigacion/unidad1/investigacion-tipos.html>

APENDICES

Apéndice A
Partes de la chancadora

Fuller-Traylor NT GYRATORY CRUSHER



- 1 - Spider
- 2 - Spider Arm Shield
- 3 - Spider Cap
- 4 - Spider Bushing
- 5 - Spider Grease Seal
- 6 - Spider Grease Hose
- 7 - Shaft End Cover
- 8 - Threaded Mainshaft Sleeve
- 9 - Headnut
- 10 - Filler (Burn-out) Ring
- 11 - Mainshaft
- 12 - Upper Mantle
- 13 - Lower Mantle
- 14 - Backing Material
- 15 - Mantle Core
- 16 - Split Contact Oil Seal
- 17 - Mainshaft Thrust Ring
- 18 - Top Shell Liners
- 19 - Top Shell
- 20 - Middle Shell
- 21 - Bottom Shell
- 22 - Upper Concave
- 23 - Middle Concave
- 24 - Lower Concave
- 25 - Concave Locking Pin

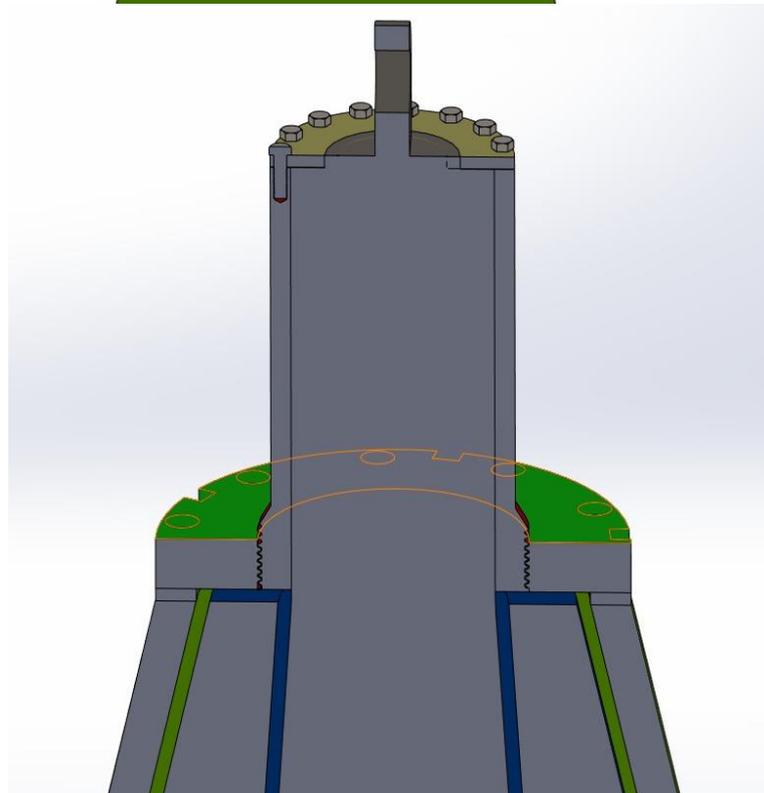
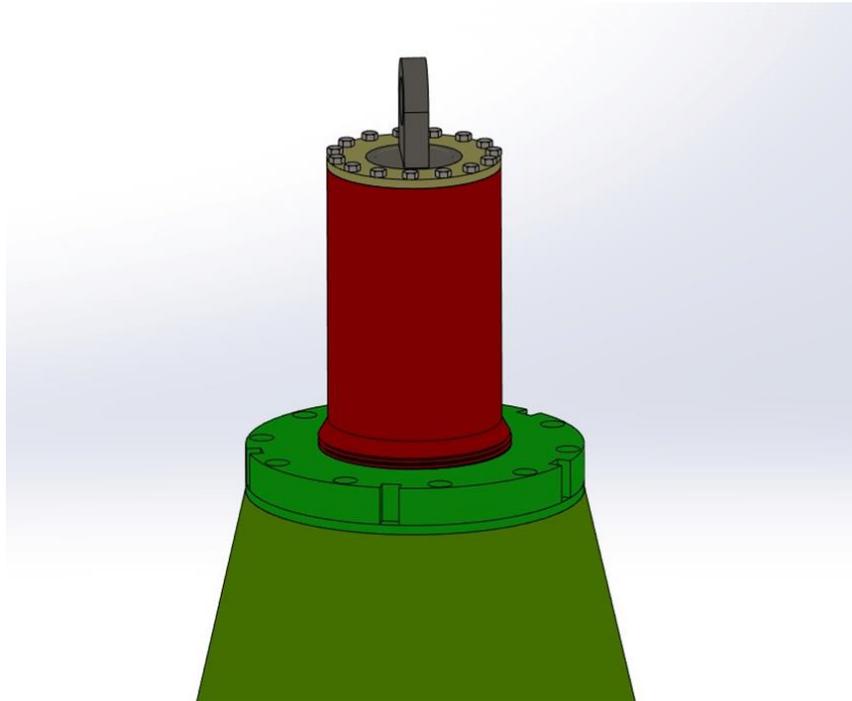
- 26 - Concave Support Ring
- 27 - Dust Seal Bonnet
- 28 - Dust Seal Ring
- 29 - Dust Seal Retainer
- 30 - Inner Eccentric Bushing
- 31 - Outer Eccentric Bushing
- 32 - Eccentric
- 33 - Gear
- 34 - Eccentric Wear Ring
- 35 - Center Wear Ring
- 36 - Bottom Plate
- 37 - Hub Liner
- 38 - Arm Liner
- 39 - Outer Wall Liner
- 40 - Gear Case Liner
- 41 - Countershaft Housing
- 42 - Countershaft

- 43 - Countershaft Seals
- 44 - Countershaft Bearings
- 45 - Hydraulic Cylinder
- 46 - Piston
- 47 - Piston Wear Ring
- 48 - Upper Piston Bushing
- 49 - Lower Piston Bushing
- 50 - Mantle Position Indicator
- 51 - Wiper Ring
- 52 - Piston Seal

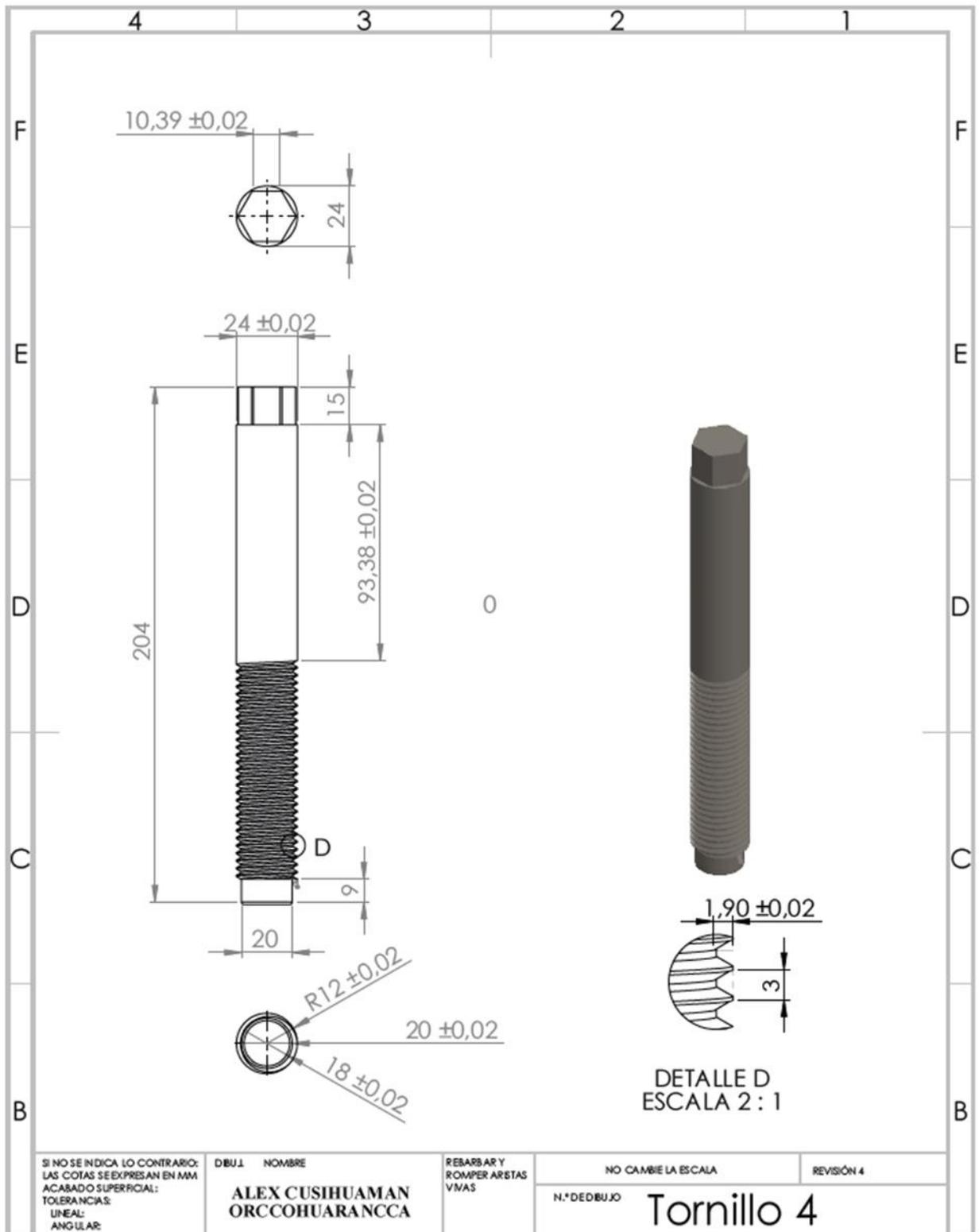
FLSMIDTH
MINERALS

www.FLSmidthMinerals.com

Apéndice B
Detalle de agujeros en el anillo roscado

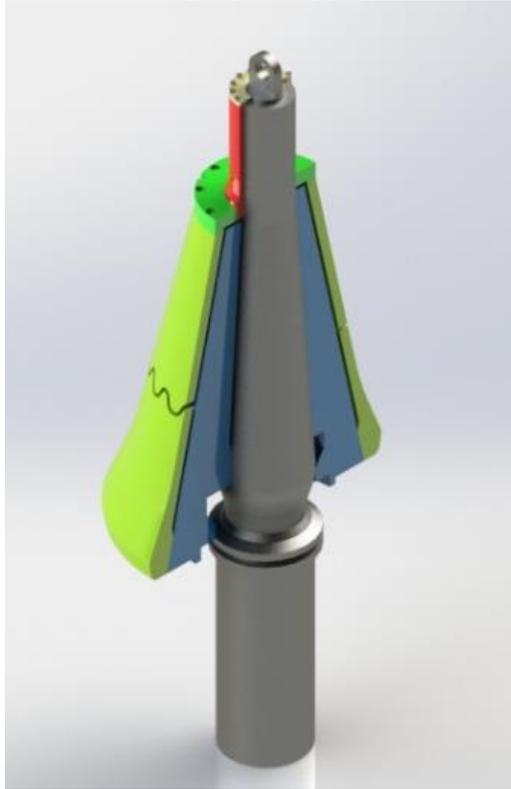


Apéndice C
Plano del tornillo tipo esparrago



Nota. Tolerancia de 0.02 um. para maquinado en torno paralelo.

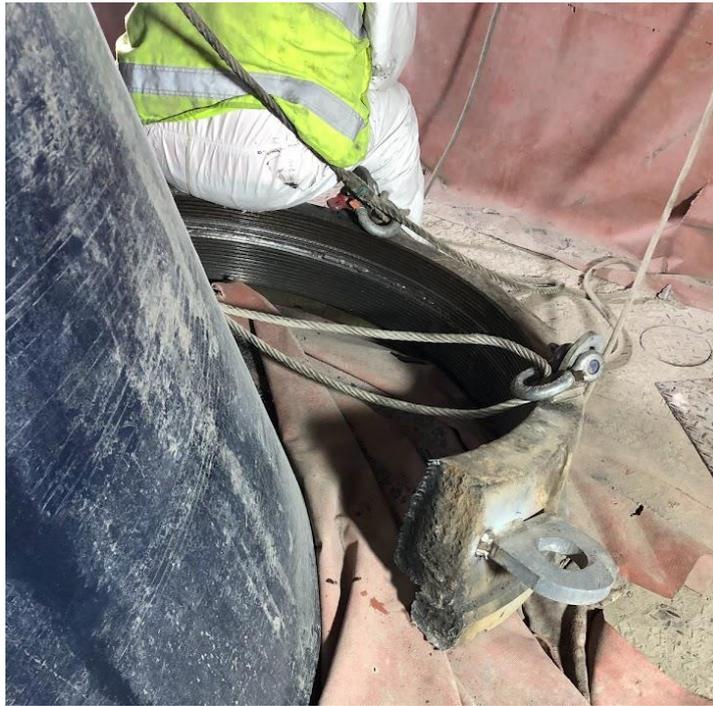
Apéndice D
Vista en corte y completo de conjunto eje-mantos



Apéndice E
Espacio en el que va el anillo roscado y abajo mantos



Apéndice F
Anillo roscado roto



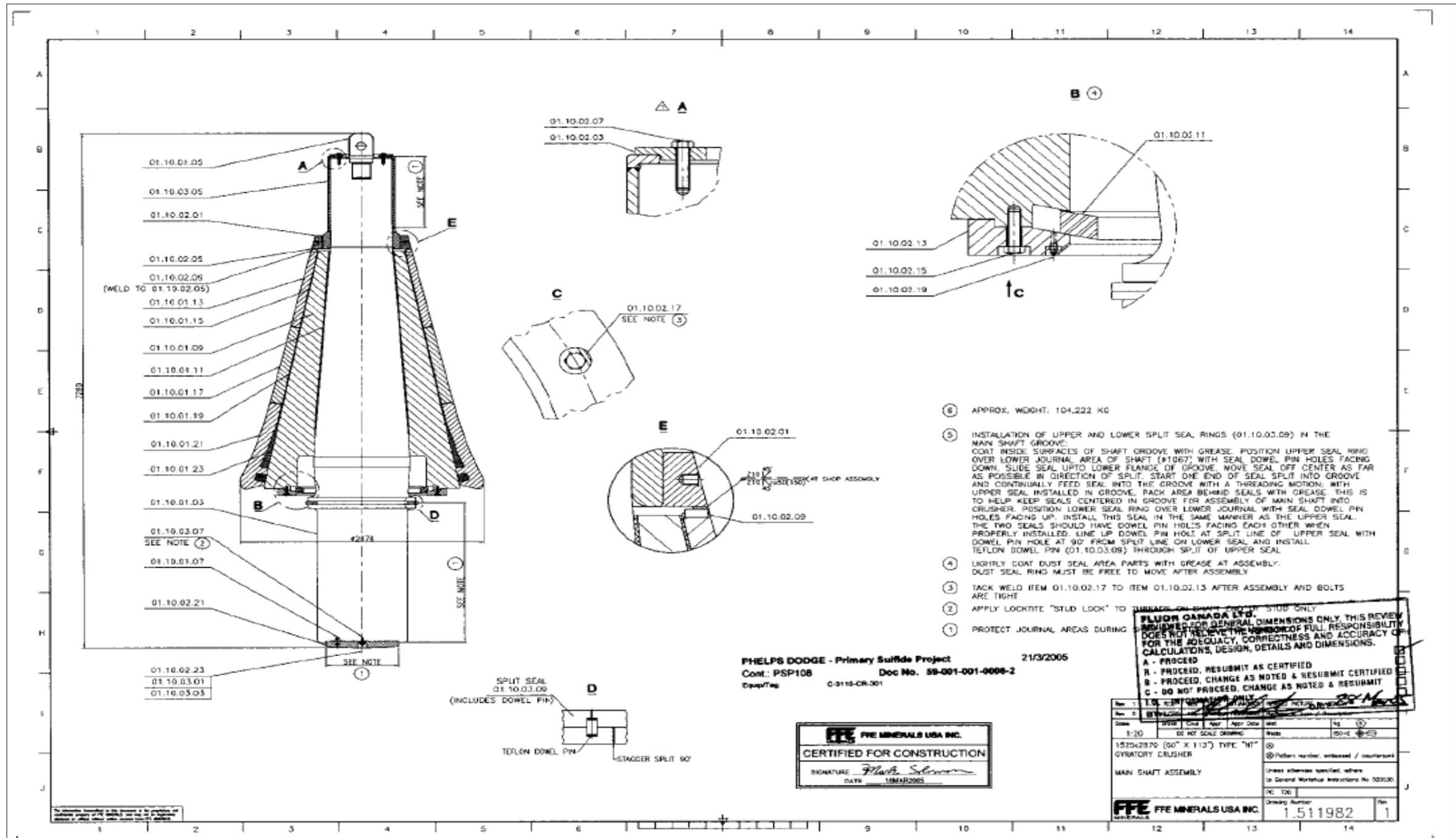
Apéndice G
Toma de temperatura y ruptura de anillo por golpes



Apéndice H
Soldeo de pieza para golpeado



Apéndice J
detalles de conjunto eje mantos



Apéndice M
Procedimiento de retiro de anillo roscado



Apéndice N
Instrucciones de ajuste de pernos en chancadora primaria

Bolt Sizes (mm)	Pitch (mm)	Torque (N*M)	Torque (FT*LBS)
6	1	3.9	2.9
8	1.25	9.4	6.9
10	1.5	19	14
12	1.75	33	24
16	2	86	64
20	2.5	160	120
24	3	270	200
30	3.5	540	400
36	4	950	700
42	4.5	1,500	1,100
48	5	2,300	1,700
56	5.5	3,700	2,700
60	5.5	4,600	3,400
64	6	5,500	4,100
72	6	8,000	5,900
80	6	11,000	8,300
90	6	16,000	12,000
100	6	23,000	17,000

Calculation Basis:
 Bolt Grade 4.6 34,000 psi
 Yield Strength 240 MPA
 Torque to 75% Yield Strength
 Dry steel 0.179 Coefficient of friction

Apéndice O
Matriz de consistencia

Problema	Objetivo	Hipótesis	Operacionalización		
			Variables y Sub variables	Indicadores	Metodología Técnica e Instrumentos
¿Cómo mejorar el Sistema ajuste de mantos en chancadora primaria NT 60"x113" de mineral de cobre?	Mejorar el Sistema de Fijación para el ajuste de mantos en chancadora primaria de mineral de cobre.	El rediseño eficaz del sistema de ajuste de mantos de la chancadora primaria NT 60"x113" de mineral de cobre, permitirá que los trabajadores realicen esta actividad en menos tiempo y de forma mas segura.	<p>Variable Independiente:</p> <p>Rediseño del sistema de ajuste de mantos de la chancadora primaria en chancadora NT 60"x113" de mineral de cobre.</p> <p>Variable Dependiente:</p> <p>Menor tiempo de maquina detenida por mantenimiento. menores riesgos para los trabajadores.</p>	<p>Una menor fuerza de torque indicará que el trabajo será más fácil para el trabajador</p> <p>La presión de apriete del nuevo sistema debe ser igual o mayor al sistema de presión inicial</p> <p>Tiempo de ajuste</p> <p>Tipos de riesgos a los que están expuestos los trabajadores al realizar la actividad</p>	<p>El diseño se desarrollará siguiendo la metodología de diseño mecánico VDI 2221</p> <p>Se desarrollarán cálculos según ecuaciones de torque y presión de pernos, además de simulaciones</p> <p>Toma de tiempo scon cronometro.</p> <p>Documento de análisis de riesgo en el trabajo ATS</p>

Apéndice P
Espesores críticos de parte media y superior del manto

