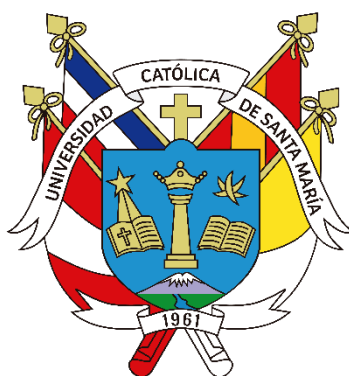


Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y
Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica,
Mecánica -Eléctrica y Mecatrónica



**“DISEÑO DEL SISTEMA DE RETENCIÓN DE MINERAL PARA
MANTENIMIENTO EN LOS BELT FEEDER MEDIANTE LA
INSTALACIÓN DE COMPUERTAS CON CAPACIDAD DE 40 TN”**

Tesis presentada por el Bachiller:

Huarsaya Turpo, Milton Renato

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

Asesor:

Dr. Gordillo Andia, Carlos Alberto

Arequipa – Perú

2022

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 27 de Septiembre del 2022

Dictamen: 003761-C-EPIMMEM-2022

Visto el borrador del expediente 003761, presentado por:

2009701981 - HUARSAYA TURPO MILTON RENATO

Tirulado:

**DISEÑO DEL SISTEMA DE RETENCIÓN DE MINERAL PARA MANTENIMIENTO EN LOS BELT
FEEDER MEDIANTE LA INSTALACIÓN DE COMPUERTAS CON CAPACIDAD DE 40TN.**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**1839 - DONAYRE CAHUA JESUS MANUEL
DICTAMINADOR**



**1893 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS
DICTAMINADOR**



**3244 - SILES NATES FERNANDO DAVID
DICTAMINADOR**



DEDICATORIA

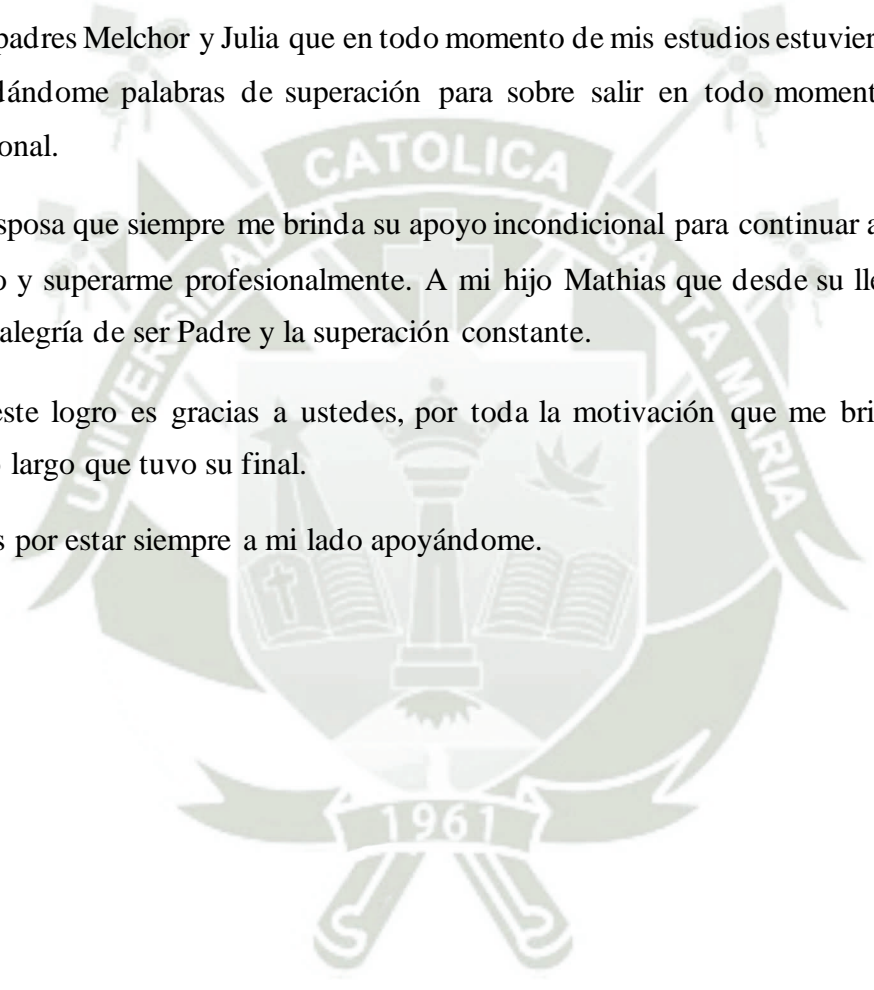
Todo este esfuerzo es para mi familia que en todo momento me brindaron su apoyo a pesar de todas las adversidades, me motivaron para mi superación personal y profesional, formándome con los valores como el respeto, responsabilidad y esfuerzo para salir adelante.

A mis padres Melchor y Julia que en todo momento de mis estudios estuvieron apoyándome y brindándome palabras de superación para sobre salir en todo momento en el ámbito profesional.

A mi esposa que siempre me brinda su apoyo incondicional para continuar avanzando hacia el éxito y superarme profesionalmente. A mi hijo Mathias que desde su llegada me dio la mayor alegría de ser Padre y la superación constante.

Todo este logro es gracias a ustedes, por toda la motivación que me brindaron. Fue un camino largo que tuvo su final.

Gracias por estar siempre a mi lado apoyándome.



AGRADECIMIENTO

Agradezco inmensamente a mis docentes de los cuales aprendí muchas cosas no solamente en lo teórico sino también en lo práctico, lo cual me llevo a disfrutar mi carrera y poner todo mi empeño y dedicación para ser un buen profesional.

Seguir la carrera no fue fácil ya que mientras que avanzaba se ponía cada vez más fuerte las materias, pero supe salir adelante con cada enseñanza transmitida por los docentes. Hasta lograr finalizar la carrera universitaria y concluir dichos logros con la finalización de la tesis con satisfacción.



RESÚMEN

La importancia de diseñar un sistema de retención de mineral en los Belt Feeder mediante la instalación de compuertas con capacidad de 40 TN para mejorar las condiciones de mantenimiento de los equipos, centrándose en estos, a nivel mundial y en nuestro país se puede encontrar diferentes técnicas y formas de realizar el mantenimiento de estos equipos.

En primer lugar, se realizará un cálculo del diseño de Sistema de retención de carga compuertas proveniente de chancado terciario. La importancia de realizar dicho diseño nos enseña a reducción de tiempo en dichos trabajos de mantenimientos en los equipos que involucran los belt feeder, que comprende tiempos al intervenir.

Los criterios de diseño empleados se considerarán en las siguientes normas; ANSI/AISC 360-16 – Especificación para edificios de acero estructural y ASCE 7-10 – Cargas mínimas de diseño para edificios y otras estructuras. Para luego finalmente realizar costos y presupuestos donde se hará un análisis de precio unitario fabricación estructural, montaje estructural y equipos.

Esto constituye un diseño solido que abarca desde la simulación de cargas, para la fabricación de compuertas resistentes al material tales como los aceros ASTM A36, AISI 1045 Laminado en caliente, AISI 1045 Calibrados, ASTM A514 y St. 52. Además, sirve para mejorar los tiempos en el mantenimiento de los Belt Feeder, de pasar de un lanceo convencional de aproximadamente 12 horas. A realizarlo en un tiempo de 2 horas. con el sistema de retención de mineral.

Palabra Clave: Belt Feeder, Mantenimiento de equipos, costos y presupuestos, retención de mineral, Simulación de cargas, Lanceo.

ABSTRACT

The importance of designing an ore retention system in Belt Feeders through the installation of gates with a capacity of 40 TN to improve the maintenance conditions of the equipment, focusing on these, worldwide and in our country you can find different techniques and ways to perform the maintenance of these equipment.

In the first place, a calculation of the design of the Gate Load Retention System from tertiary crushing will be carried out. The importance of carrying out said design teaches us to reduce time in said maintenance work on the equipment that involves the bell feeder, which includes times when intervening.

The design criteria used will be considered in the following standards; ANSI/AISC 360-16 – Specification for Structural Steel Buildings and ASCE 7-10 – Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures. To then finally carry out costs and budgets where an analysis of the unit price of structural manufacturing, structural assembly and equipment will be made.

This constitutes a solid design that ranges from the simulation of loads, for the manufacture of gates resistant to materials such as ASTM A36, AISI 1045 Hot Rolled, AISI 1045 Calibrated, ASTM A514 and St. 52 steels. In addition, it serves to improve the times in the maintenance of the Belt Feeder, to go from a conventional lance of approximately 12 hours. To do it in a time of 2 hours. with ore retention system.

Keywords: Belt Feeder, equipment maintenance, costs and budgets, retention of mineral, Simulation of loads, Spearing.

LISTADO DE ABREVIATURAS

- ASTM = Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (American Society for Testing and Materials).
- E = Módulo de elasticidad del material Acero GPa.
- AISC = Especificación para edificios de acero estructural (Specification for Structural Steel Buildings).
- ANSI = Instituto Americano de Estándares Nacionales (American National Standards Institute).
- AISI = Instituto Americano del Hierro y el Acero (American Iron and Steel institute)
- ASCE = Cargas mínimas de diseño para edificios y otras estructuras (Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures).



INDICE

DICTAMEN	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
RESÚMEN	v
ABSTRACT	vi
LISTADO DE ABREVIATURAS	vii
CAPITULO I	1
1. PLANTEAMIENTO METODOLOGICO	1
1.1. IDENTIFICACION DEL PROBLEMA	1
1.2. ENUNCIADO DEL PROBLEMA	2
1.2.1. Interrogante General	2
1.2.2. Interrogante Especifico	2
1.3. OBJETIVO DEL DISEÑO	2
1.3.1. Objetivos Principal.	3
1.3.2. Objetivos Secundarios.	3
1.4. JUSTIFICACIÓN TÉCNICA Y ECONOMICA	3
1.5. PLANTEAMIENTO DE HIPOTESIS	5
1.6. VARIABLES OPERACIONALES	5
1.7. ANTECEDENTES.....	7
CAPITULO II.....	10
2. MARCO TEÓRICO	10
2.1. Planta Concentradora.....	10
2.2. Proceso de la planta.....	10
2.3. Chute de Traspaso	12
2.4. Almacenamiento de Minerales.....	13
2.5. Belt Feeder.....	17
2.5.1. Partes del Belt Feeder	20
2.6. Equipos de Retención de Material	21
2.6.1. Sistemas de Retención de Carga.....	22
2.6.2. Sistema de retención de carga por lanzas	22
2.6.3. Componentes del sistema de lanzas	23
2.6.4. Sistema de retención de carga tipo Guillotina.	24

2.6.5. Componentes del sistema de retención tipo guillotina.	25
2.7. Teoría de la Mantención	27
2.8. Silos de almacenamiento.....	28
2.9. Resistencia de materiales.	29
CAPÍTULO III.....	31
3. DISEÑO DE SISTEMA DE RETENCIÓN DE CARGA.....	31
3.1 Parámetros de diseño	31
3.2 Diseño de los cilindros hidráulicos	34
3.3 Diseño del soporte de los cilindros	50
3.4 Diseño de compuerta tipo guillotina	57
3.5 Diseño del marco-guía de compuerta.....	71
3.6 Diseño del Sistema Oleo hidráulico.....	74
3.7 Circuito Hidráulico	78
CAPITULO IV	82
4. COSTOS Y PRESUPUESTOS.....	82
CONCLUSIONES.....	90
RECOMENDACIONES.....	91
REFERENCIA.....	92
ANEXOS.....	94

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Sección Superior de un Sistema de Traspaso Vertical Típico	Fuente: Núñez (2014).....	12
Figura 2. Sección Inferior de un Sistema de Traspaso Vertical Típico	Fuente: Núñez (2014).....	12
Figura 3. Disposición de un Chute	Fuente: Núñez (2013).....	13
Figura 4. Alimentador de Correa	Fuente: Cabrejos (2012).....	14
Figura 5. Alimentador de Bandeja Vibratorio y tubo de descarga "Sombrero MEXICANO"	Fuente: Cabrejos (2012).....	14
Figura 6. Flujo de EMBUDO	Fuente: Comejo (2014).....	15
Figura 7. Flujo MASICO	Fuente: Comejo (2014).....	16
Figura 8. Flujo EXPANDIDO	Fuente: Comejo (2014).....	17
Figura 9. Belt Feeder.	Fuente: QR Ingeniería (2018).....	18
Figura 10. Esquema de un Belt Feeder Típico	Fuente: Bosch (2020).....	19
Figura 11. Sistema de Retención de Carga tipo Guillotina	Fuente: Comejo (2014).....	21
Figura 12. Sistema de Retención de Carga Tipo Válvulas de Lanzas	Fuente: Comejo (2014).....	22
Figura 13. SRC de Lanzas	Fuente: Comejo (2014).....	23
Figura 14. Componentes de SRC de lanzas	Fuente: Comejo (2014).....	23
Figura 15. Sistema de Retención de Carga Tipo Guillotina.	Fuente: Comejo (2014).....	25
Figura 16. Componentes de un sistema de retención tipo guillotina	Fuente: Comejo (2014).....	25
Figura 17. SCR de Guillotina	Fuente: Bosch (2020).....	27
Figura 18. Silo de almacenamiento	Fuente: Sycsa (2018).....	29
Figura 19. Isométrico 3D	Fuente: Elaboración Propia.....	32
Figura 20. Cilindro diferencial.	Fuente: Manual Bosch.....	35
Figura 21. Oreja de Conexión 1	Fuente: Elaboración propia.....	45
Figura 22. Asignación de Materiales	Fuente: Elaboración propia.....	46
Figura 23. Asignacion de Restriccion Fija en la Oreja de Conexión 1	Fuente: Elaboración propia.....	46
Figura 24. Asignacion de cargas en la Oreja de Conexión 1	Fuente: Elaboración propia.....	47

Fuente: Elaboración propia.....	47
Figura 25. Tensión Máxima de Von Mises para Oreja de Conexión 1.....	47
Fuente: Elaboración propia.....	47
Figura 26. Desplazamiento Máximo para Oreja de Conexión 1.....	48
Fuente: Elaboración propia.....	48
Figura 27. Factor de Seguridad Mínimo para Oreja de Conexión 1.....	48
Fuente: Elaboración propia.....	48
Figura 28. Asignación de Restricción Fija y carga en la Oreja de Conexión 2.....	49
Fuente: Elaboración propia.....	49
Figura 29. Tensión Máxima de Von Mises para Oreja de Conexión 2.....	49
Fuente: Elaboración propia.....	49
Figura 30. Desplazamiento Máximo para Oreja de Conexión 1.....	50
Fuente: Elaboración propia.....	50
Figura 31. Factor de Seguridad Mínimo para Oreja de Conexión 2.....	50
Fuente: Elaboración propia.....	50
Figura 32. Soporte de pie y cabeza del Cilindro Hidráulico.....	51
Fuente: Elaboración propia.....	51
Figura 33. Modelamiento del soporte de pie y cabeza del cilindro como viga empotrada y libre en el otro extremo.....	51
Fuente: Elaboración propia.....	51
Figura 34. Soporte de Pie del Cilindro Hidráulico.....	52
Fuente: Elaboración propia.....	52
Figura 35. Asignación de Restricción Fija al Soporte de Pie.....	52
Fuente: Elaboración propia.....	52
Figura 36. Asignación de Carga al Soporte de Pie.....	53
Fuente: Elaboración propia.....	53
Figura 37. Tensión de Von Mises Máxima del Soporte de pie.....	53
Fuente: Elaboración propia.....	53
Figura 38. Desplazamiento Máximo del Soporte de pie.....	54
Fuente: Elaboración propia.....	54
Figura 39. Factor de Seguridad mínimo del Soporte de Pie.....	54
Fuente: Elaboración propia.....	54
Figura 40. Soporte de Cabeza del Cilindro Hidráulico.....	55
Fuente: Elaboración propia.....	55
Figura 41. Asignación de Restricción Fija al Soporte de Cabeza.....	55
Fuente: Elaboración propia.....	55
Figura 42. Asignación de Carga al Soporte de Cabeza.....	56
Fuente: Elaboración propia.....	56
Figura 43. Tensión Máxima de Von Mises para Soporte de Cabeza.....	56

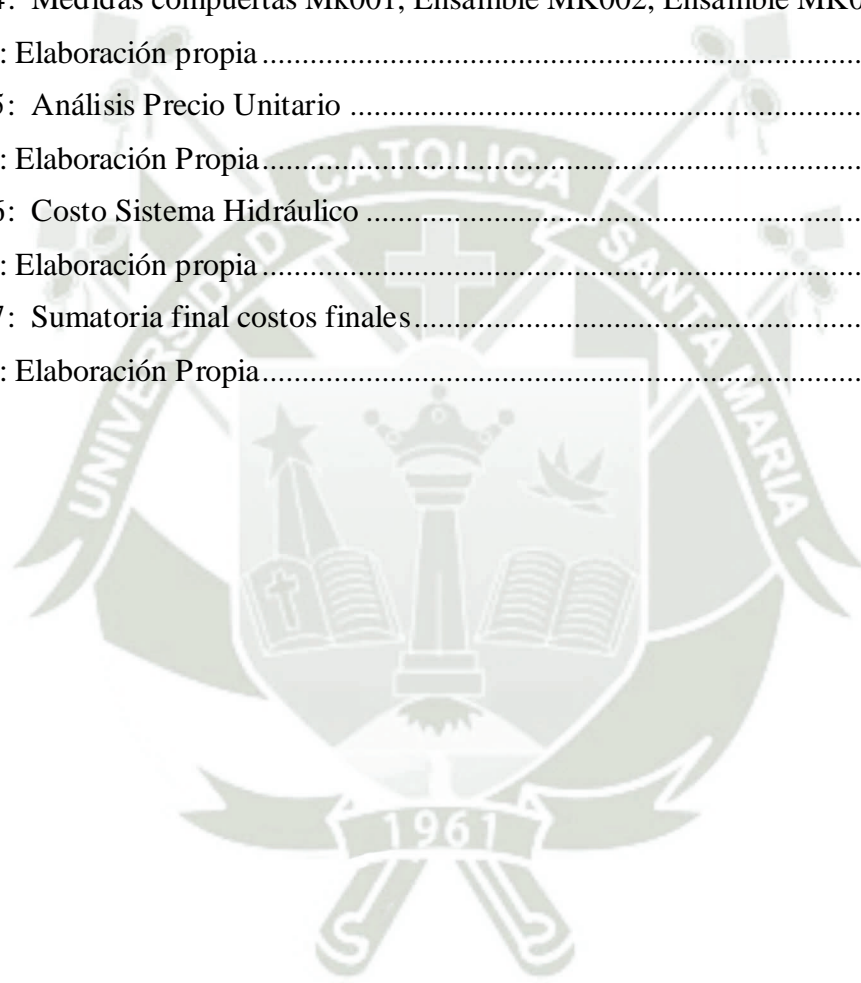
Fuente: Elaboración propia.....	56
Figura 44. Desplazamiento Máximo para Soporte de Cabeza.....	57
Fuente: Elaboración propia.....	57
Figura 45. Factor de Seguridad Mínimo para Soporte de Cabeza	57
Fuente: Elaboración propia.....	57
Figura 46 Eje atiesado de Compuerta guillotina	58
Fuente: Elaboración propia.....	58
Figura 47 Sección atiesada de la Compuerta.....	58
Fuente: Elaboración propia.....	58
Figura 48. Geometría de la sección Atiesada	59
Fuente: Elaboración propia.....	59
Figura 49. Modelo de la Viga	60
Fuente: Elaboración propia.....	60
Figura 50. Modelo de la Viga	60
Fuente: Elaboración propia.....	60
Figura 51. Diagrama de Corte y de Momentos.....	61
Fuente: Elaboración propia.....	61
Figura 52. Diagrama de Corte y de Momentos.....	65
Fuente: Elaboración propia.....	65
Figura 53. Diagrama de esfuerzos y de Momentos.....	66
Fuente: Elaboración propia.....	66
Figura 54. Diagrama de esfuerzos y de Momentos.....	70
Fuente: Elaboración propia	70
Figura 55. Resultados de la simulación de esfuerzos en inventor.	71
Fuente: Elaboración propia.	71
Figura 56. Sección de la viga Guía	72
Fuente: Elaboración propia.....	72
Figura 57. Central Hidraulica.....	75
Fuente: Rexroth (2020).....	75
Figura 58. Bomba de engranajes externos.....	77
Fuente: Elaboración Propia	77
Figura 59. Circu ito Hidráulico	79
Fuente: Elaboración propia.....	79
Figura 60. Circu ito Eléctrico	79
Fuente: Elaboración Propia	79
Figura 61. Inicio del circui to hidráulico eléctrico.	80
Fuente: Elaboración Propia	80
Figura 62a. Circuito en funcionamiento vástago extendido.....	80
Fuente: Elaboración Propia	80

Figura 62b. Circuito en funcionamiento vástago retraído.....	81
Fuente: Elaboración Propia	81
Figura 63. Partes de Belt Feeder 3D	105
Fuente: Elaboración Propia	105
Figura 64. Tolva Descarga con Compuertas Guillotina	111
Fuente: Elaboración Propia	111



INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Componentes de SRC de Lanzas.....	24
Fuente: Cornejo (2014)	24
Tabla 2. Componentes de un Sistema de Retención de Carga.	26
Tabla 3. Elementos esquematizados en el circuito hidráulico	81
Tabla 4: Medidas compuertas Mk001, Ensamble MK002, Ensamble MK003	83
Fuente: Elaboración propia	83
Tabla 5: Análisis Precio Unitario	84
Fuente: Elaboración Propia.....	84
Tabla 6: Costo Sistema Hidráulico	88
Fuente: Elaboración propia.....	88
Tabla 7: Sumatoria final costos finales.....	89
Fuente: Elaboración Propia.....	89



CAPITULO I

1. PLANTEAMIENTO METODOLOGICO

1.1. IDENTIFICACION DEL PROBLEMA

Las plantas concentradoras son usadas a nivel mundial en todo lugar donde exista una unidad de operación para la extracción de recursos minerales y no minerales, donde se realizarán procesos de chancado, molienda, flotación, etc. Todos los procesos se realizan con diferentes equipos según la función que son diseñados y se usan para obtener una cualidad determinada para cada proceso.

Sudamérica se caracteriza por ser una región con bastantes recursos minerales y no minerales, existiendo variedad de yacimientos mineros en todos los países, realizando todos los procesos para su obtención en una planta concentradora, la cual tiene que tener un programa establecido de mantenimiento preventivo, que se dará en las llamadas paradas de planta siendo estas paradas parciales y totales según los trabajos a realizar.

Los trabajos de mantenimiento se realizan cada cierto intervalo de tiempo, en paradas programadas realizadas por el área de mantenimiento de la empresa y empresas contratistas que brindan este servicio, para lo cual se tiene que realizar el bloqueo de los feeders para poder trabajar aguas abajo, el proceso de retención del mineral se realiza mediante un sistema de lanzas que son atravesadas en la base de los feeders una a una, representando un problema de demora en el tiempo de realización y posible riesgos de seguridad.

En la actualidad la mayoría de mineras utilizan el sistema de lanceo por medio de instalación de lanzas las cuales son colocadas ya sea manual o por medio de brazo hidráulico. Para los mantenimiento programados o no programados en los feeders secundarios y terciarios.

En el desarrollo del trabajo buscamos diseñar un sistema de retención de mineral que sea más efectivo, optimo, menor tiempo de ejecución, automático, y con menores riesgos de seguridad para el personal que realiza la actividad de

mantenimiento de los feeders y demás equipos mecánicos aguas abajo que involucren. Según la OCDE dicha investigación tiene como:

- Área: Ingeniería y Tecnología
- Sub Área: Ingeniería Mecánica
- Disciplina Ingeniería Mecánica

Fuente: Organisation for Economic Co-operation and Development, 26-Feb-2007

Dicho diseño es medible ya que realizarlo e implementarlo con el pasar del tiempo se puede realizar modificaciones de ingeniería como mejora.

1.2. ENUNCIADO DEL PROBLEMA

1.2.1. Interrogante General

¿Como implementar un sistema de retención de mineral para mantenimiento en los Belt feeder mediante la instalación de compuertas con capacidad de 40 TN?

1.2.2. Interrogante Especifico

- ¿Como realizar el modelamiento del feeder y de compuertas tipo guillotina?
- ¿Como realizar la selección de componentes para la fabricación de compuertas del diseño?
- ¿Cómo determinar dichos costos para dicha implementación de retención de mineral?
- ¿Verificar el costo y beneficio que trae diseñar dichas compuertas tipo guillotina en los Belt feeder?

1.3. OBJETIVO DEL DISEÑO

1.3.1. Objetivos Principal.

Diseñar el sistema de retención de mineral para mantenimiento en los Belt Feeder mediante la instalación de compuertas con capacidad de 40TN.

1.3.2. Objetivos Secundarios.

- Realizar un modelamiento virtual del feeder y de las compuertas para la retención de mineral mediante de Inventor Simulation, verificación de deformaciones de las estructuras.
- Realizar la selección de los componentes de dicho diseño para la fabricación de las compuertas Tipo de material, selección del sistema de accionamiento, equipos, el cual se realizan cálculos que serán verificados en dichos cálculos.
- Determinar los costos y presupuestos del diseño de compuertas tipo guillotina verificando metrado total necesario, fabricación estructural, materiales, equipo mano de obra, y equipo a implementar.
- Identificar aquellas consecuencias que son favorables para el diseño de compuertas tipo guillotina en el diseño.

1.4. JUSTIFICACIÓN TECNICA Y ECONOMICA

El mantenimiento de la planta concentradora en las unidades mineras son procesos planificados, programados y ejecutados en intervalos de tiempos definidos, los trabajos se realizan por etapas y secciones de la planta representando paradas parciales en una línea de la producción, teniendo que realizarse detenciones, y bloqueos de equipos para trabajar aguas abajo, en el circuito dado.

Esta implementación de sistema de retención en Belt Feeder permitirá realizar mantenimientos de equipos que comprendan dicho alimentador. Dicho diseño busca disminuir tiempo en 90% de demora de un lanceo tradicional con menores riesgos de seguridad para los trabajadores que realizan la actividad de retención y de mantenimiento en la industria minera de a gran escala.

En cuanto a justificación económica, si bien es cierto implementar todo diseño innovador en plantas concentradoras tienen costo determinado donde se verifica si es beneficioso, en cual se hace un estudio de costos y presupuesto para verificar que tan costoso es. En la parte técnica que tanto reduce el tiempo para realizar mantenimiento en los feeder. A la larga será beneficioso para realizar los mantenimientos en los Belt feeder, como pase de faja, cambio de polea, cambio de liners, cambio de bastidores, etc.

El diseño se justifica por ser un trabajo donde se aplicará los conocimientos de ingeniería aprendidos en pregrado para brindar una mejora en un proceso mejorando los tiempos de ejecución en las actividades de mantenimiento en paradas de planta, en aguas debajo de los Feeders.

Se plantean los siguientes niveles:

1. **Nivel académico:** constituye la aplicación de cálculos en dicho diseño de retención de mineral por medio de compuertas tipo guillotina.
2. **Nivel Práctico:** Dicho diseño se justifica en la obtención real de costo y presupuesto de implementar, es por ello que afirmamos que dicho diseño contribuirá con información teórica-práctica para el sector minería en resultados de económicos y tiempos en cuanto a mantenimientos.
3. **Nivel Económico:** Mejora la situación de reducción de tiempos de mantenimientos de quipos en los Belt Feeder.
4. **Nivel Social:** Beneficiara a los técnicos en los mantenimientos de los Belt Feeder.

La justificación técnica, se basa en la reducción de horas de mantenimiento de cada Belt Feeder, esto debido a que se tienen actividades programadas de cambio de liners en la parte interior de los chutes de los Belt feeder, para ello se tiene que actualmente en la unidad minera analizada se realizan 4 mantenimientos programados en un año, si cada intervención se tiene 12 horas programadas para el lanceo, y si con la implementación de estos mecanismos tipo guillotina se reduce a 2 horas, por lo que se analizara una reducción total de 40 horas en un año. También

se debe considerar una parada de No programados alrededor de 50% de este tiempo se tendrá.

Tiempo total en un año = $720 \times 12 = 8640$ horas.

Tiempo reducción por mantenimiento $40 \times 1.5 = 60$ horas.

Disponibilidad reducida = $(60/8640) \times 100\%$

Disponibilidad reducida = 0 69 %

Este es el beneficio técnico obtenido por la implementación en el chancado terciario de la planta concentradora analizada.

1.5. PLANTEAMIENTO DE HIPOTESIS

Esta tesis contempla en el diseño de compuertas tipo guillotina el cual tiene como finalidad hacer una implementación de mejora para el proceso de mantenimiento que se realizan en los Feeder, cual reduce el tiempo de un lanceo por lanzas en los feeder secundarios y terciarios en el proceso de chancado.

Del cual se sugiere el tipo de hipótesis de partida que a continuación se relaciona:

NULA: Toda vez que se hace referencia a una implementación de compuertas tipo guillotina la cual permitirá tener un menor tiempo en el mantenimiento de los Belt Feeder, el cual se verificará en los cálculos respectivos.

1.6. VARIABLES OPERACIONALES

Las variables o conceptos clasificatorios pueden ser de muy variada naturaleza y complejidad. Dentro de los criterios más tenidos en cuenta para agrupar las variables se destacan:

Por las características de su medición las variables pueden ser:

- Mensurables
- Continuas. Ejemplos: producción, precio, costos

- Discretas. Ejemplos: número de trabajadores, número de empresas, número de artículos.
- Ordinales: ordenadas por su magnitud. Ejemplo: ordenar una serie de productos por su durabilidad.

Por la ubicación con respecto al problema de investigación las variables se tipifican en:

- Endógenas
- Exógenas

Por el tamaño del problema donde actúan las variables pueden agruparse en las siguientes categorías:

- Macrovariables: parte de un problema general
- Mesovariables: parte de un problema particular
- Microvariables: parte de un problema específico.

Desde el punto de vista de la relación causa - efecto (forma como intervienen en el problema) se distinguen los siguientes tipos de variables:

- Independientes (X)

La variable independiente es el diseño que se quiere implementar ya que será fundamental en las reducciones de tiempo para los mantenimientos que se realizaran en los Belt Feeder.

- Dependiente (Y)

Se conoce como variable dependiente al "resultado" o "efecto" producido por la acción de la variable independiente. En este caso la variable

dependiente es la producción de material ya que esta depende del diseño que se presentara en dicha investigación.

Es importante indicar que en algunas investigaciones se usa el término variable criterio. Tal hecho sucede en investigaciones experimentales, en las cuales usualmente es necesario establecer un criterio para evaluar el éxito o fracaso del experimento y éste no es otro que los resultados observados en la variable dependiente o efecto. Por lo general la relación causa - efecto se presenta bajo la forma multivariada es decir varias variables independientes y una o varias variables dependientes

1.7. ANTECEDENTES

CORNEJO (2014) en su tesis titulada “Metodología de diseño de sistema de retención de carga en transiciones de flujo vertical/horizontal (piques, stock piles y otros)”, con el objetivo de poder desarrollar y validar métodos de diseño para los componentes de sistemas de retención carga donde se incluyen elementos de retención (compuertas/lanzas) y diferentes tipos de accionamiento. Siendo una investigación de tipo descriptiva, donde finalmente se concluye que el parámetro ajustado en cada aplicación proporciona mejores estimaciones de presión y cargas verticales y horizontales aplicables a los sistemas de flujo y almacenamiento de mineral utilizado en la minería. (pág. i)

PAREDES (2018), en su tesis titulada “Mejoramiento del sistema de accionamiento de lanzas del Apron feeder chancado primario – compañía minera Antapaccay S.A.”, de investigación de tipo descriptiva, con el objetivo “diseñar y desarrollar mejoras en el sistema de accionamiento de tipo lanzas del Apron feeder para una posterior implementación y montaje de un sistema de accionamiento por lanzas” (pág. 23).

concluye que el nuevo sistema implementado de sistema de accionamiento por lanzas satisface la funcionalidad y la seguridad que se requiere para los trabajadores mecánicos y supervisores, el diseño de accionamiento de lanzas reduciría la duración de los trabajos de mantenimiento lo que afectaría en la reducción de costos (pág. 140).

CONTRERAS (2017), en su artículo titulado “sistema electrohidráulico para accionamiento de chutes”, de investigación tipo descriptiva y con el objetivo de poder difundir el uso de un sistema electrohidráulico en las diferentes operaciones mineras, como la mejor alternativa para minimizar los costos a lo largo de la extracción del mineral principalmente que se da en el consume de energía eléctrica, así como mejorar la calidad del aire comprimido en sus instalaciones y brindar una seguridad con el accionamiento de las compuertas de descarga; concluye que la implementación del sistema propuesto determinará una reducción de los costos en el rubro minero, así como la seguridad que tendrá el personal ya que el accionamiento de compuertas y tolvas serán de manera electrohidráulica y finalmente, disminuirá la contaminación ambiental al eliminar el uso del aire comprimido (pág. 2).

ROJAS (2017), en su tesis titulado “Diseño y cálculo de una compuerta tipo segmento radial para el control de represamiento de agua en el sistema de irrigación Yocara San Román Juliaca”, de investigación del tipo descriptiva y cuyo objetivo radica en realizar un diseño junto a un cálculo de una compuerta del tipo segmento radial para el control en una represa en el sistema de irrigación de Juliaca (pág. 19).

Se concluye que mediante la aplicación de análisis se ha podido realizar el diseño de los componentes basándose en norma, teniendo como resultado la selección de los materiales el cual cumplirá con las prestaciones requeridas. (pág. 117)

ENCALADA (2018), en su tesis titulado “Metodología de cálculo de un sistema de compuerta de obras hidráulicas de captación”, de investigación de tipo descriptivo. Con el objetivo de poder desarrollar un estudio de la metodología con una lógica y procedimiento de mayor facilidad que pueda establecer los parámetros necesarios para realizar el cálculo que abarcara la selección de vigas, cálculo de cilindro de compuerta, cálculo de la potencia en el eje distintos cálculos posibles; se logró determinar los requerimientos hidráulicos, geográficos y funcionales que determinaron con mucha precisión las condiciones medioambientales y operativas de dicha propuesta. (pág. 6).

AMAYA (2016), en su tesis titulado “Diseño y simulación de una compuerta plana deslizando para la empresa Armetco”, con el objetivo de diseñar una compuerta deslizando para la empresa Armetco, siendo una investigación del tipo descriptivo (pág. 1).

Se concluye que para diseñar dicha compuerta se basara en la normalización de una guía normativa existente, permitiendo que las dimensiones y los cálculos sean adecuados y de esa forma asegurarnos que cumplan con los estándares y funcione de manera correcta, además la compuerta. (pág. 104).

STRYDOM, AFRICA, & GALLO (2006), en su artículo “los alimentadores de banda se han diseñado para proporcionar tasas de recuperación de material a granel de más de 10 000 t/h. Debido a su amplia aplicación y a su considerable aumento de tamaño, el diseño óptimo ha cobrado mayor importancia por su influencia en el funcionamiento, el coste de capital inicial y los costes del ciclo de vida. Históricamente, el diseño de los alimentadores de banda se ha basado en varios métodos empíricos para determinar las cargas ejercidas por los materiales”

DROBNJAKOVIC, MILANOVIC, & DROBNJAKOVIC (2012), “La implementación de chancado, dentro del tajo abierto de la mina Veliki Krivelj ha resultado en el aumento de la capacidad de procesamiento de mineral de cobre para aumentar la capacidad de la mina de cobre Veliki Krivelj de 8,0 a 10,5 x 10⁶ t/año de mineral [1,2]. Una posición tecnológica importante y costosa, dentro de la instalación, es la correa alimentadora debajo de la trituradora primaria, tipo circular-cónica Allis Chalmers 48' x 74', que entrega el mineral más adelante en un sistema de transporte de mineral o sistema de transporte de residuos, si se trituran los residuos”. (pág. 1).

QING, XIAOHUI, & LIYUN, (2012) En el artículo “la cinta transportadora para una mina de carbón, diseña el sistema de monitoreo basado en tecnología PLC. El hardware y el software de la estación del sistema están diseñados por S7-300 PLC, incluida la configuración del módulo del PLC y sus cables de interfaz”. (pág. 1)

CAPITULO II

2. MARCOTEÓRICO

2.1. Planta Concentradora

SOTOMAYOR (2017), las plantas concentradoras representa un espacio fundamental en los procesos mineros, principalmente en las operaciones de producción metalúrgica, donde los materiales que se procesan hasta la obtención de los productos concentrados, Hay que mencionar que la función principal en una planta procesadora es el de recibir mineral fragmentado para poder continuar con el proceso de triturado y molienda, seguidamente, en la zona de flotación en el cual un proceso fisicoquímico, recupera los metales de mayor valor como ejemplo tenemos al concentrado de cobre, plomo, zinc, plata y oro. Se puede indicar que las operaciones en las plantas concentradoras poseen tres funciones principales la preparación del mineral para su concentrado, la separación del mineral su disposición de los productos resultantes del proceso como los concentrados y relaves.

2.2. Proceso de la planta

SOTOMAYOR (2017), el procesamiento en una planta de minerales varía según el tipo de mineral que se extrae y por su composición, en una concentradora típica maneja el triturado típico y es reducido partículas finas, luego es llevado por diferentes procesos para optimizar la separación de minerales valiosos de los desechos.

Entre estos procesos tenemos la separación por gravedad y por flotación, la separación magnética y electrostática, como también la aplicación de tratamientos previos que utilizan diversos químicos, esto significa en las plantas un procesamiento de metales en un nivel básicos según sus procesos estas se clasifican en dos grupos: el proceso hidrometalúrgico y pirometalúrgico.

Los Sistemas de Traspaso Vertical, vienen ser aquellos que se conforman por un pique o una chimenea, la cual dará lugar al traspaso del mineral desde la parte de

arriba del mismo, hacia la parte baja del pique, usando principalmente la fuerza de gravedad.

Este sistema presenta las siguientes ventajas:

- ✓ Bajo tiempo de carguío
- ✓ Bajo costo de operación
- ✓ Bajo requerimiento de ventilación
- ✓ Proporciona Seguridad.

Estos son construidos en función de los requerimientos del proceso. Por ello es que no todos son iguales, son diseñados específicamente para la empresa, sin embargo, existen elementos que son comunes a todos los sistemas de traspaso verticales:

- ✓ Chute de Traspaso
- ✓ Pique
- ✓ Buzón
- ✓ Sistema de Retención de carga
- ✓ Alimentadores

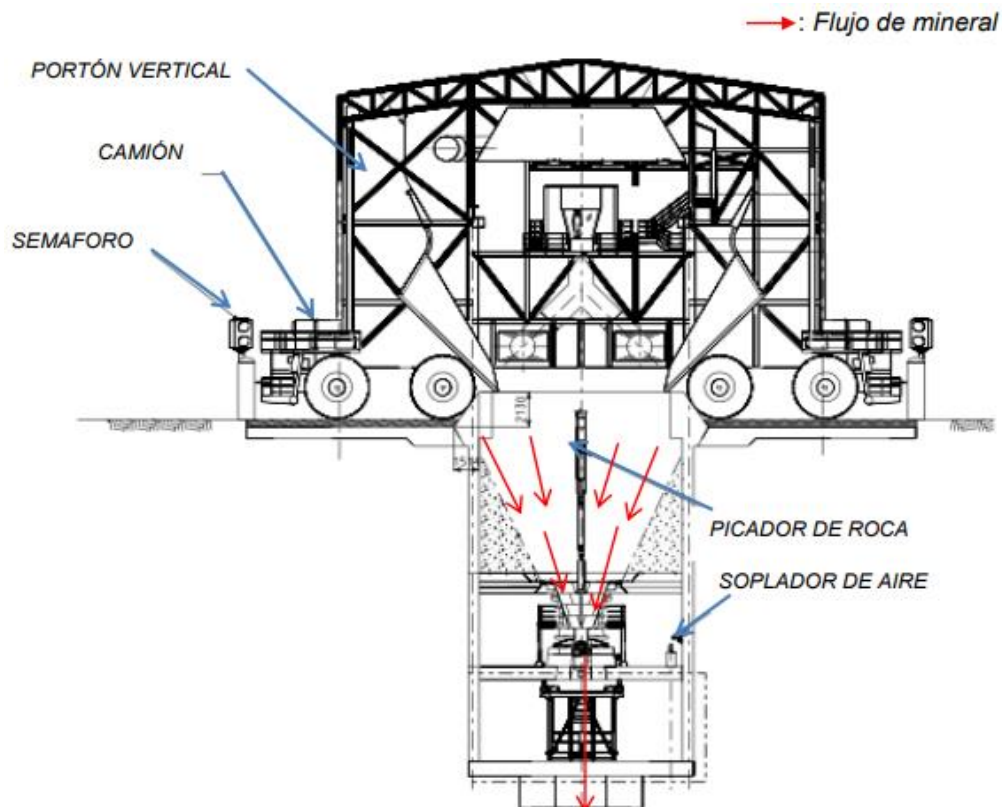


Figura 1. Sección Superior de un Sistema de Traspaso Vertical Típico

Fuente: Núñez (2014)

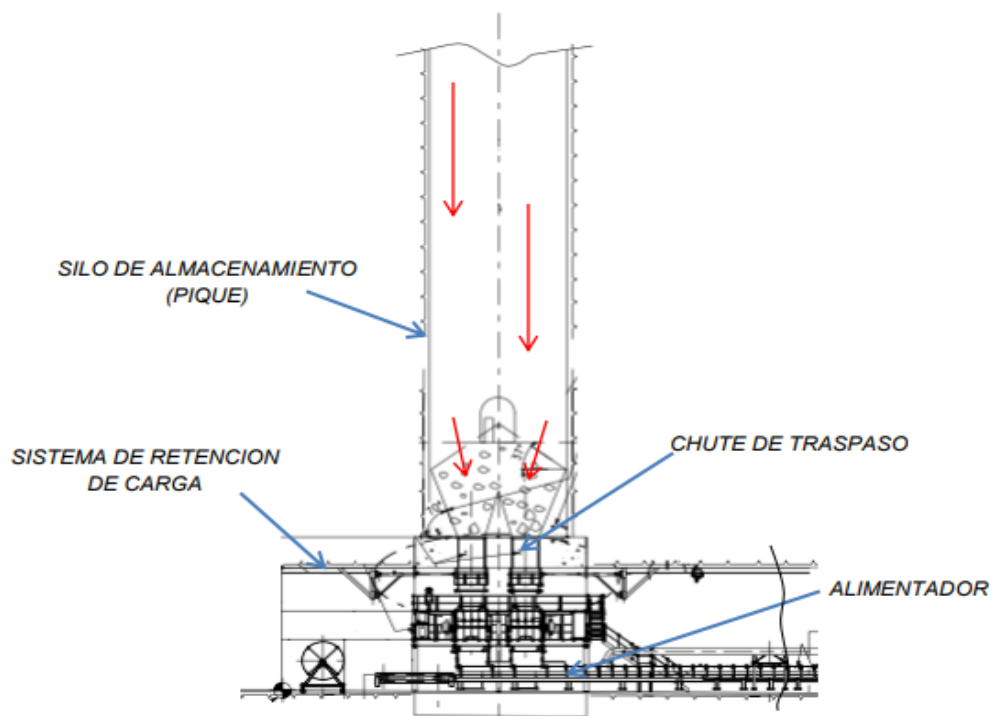


Figura 2. Sección Inferior de un Sistema de Traspaso Vertical Típico

Fuente: Núñez (2014)

2.3. Chute de Traspaso

Parte del Sistema de Traspaso Vertical, Según Núñez (2014) tiene la función de permitir el paso del flujo de material sin obstáculos, dirigiendo el material al alimentador correspondiente.

Es en los chutes de traspaso donde se van a instalar los Sistemas de Retención de Carga, los cuáles son empleados para el control de flujo del mineral.

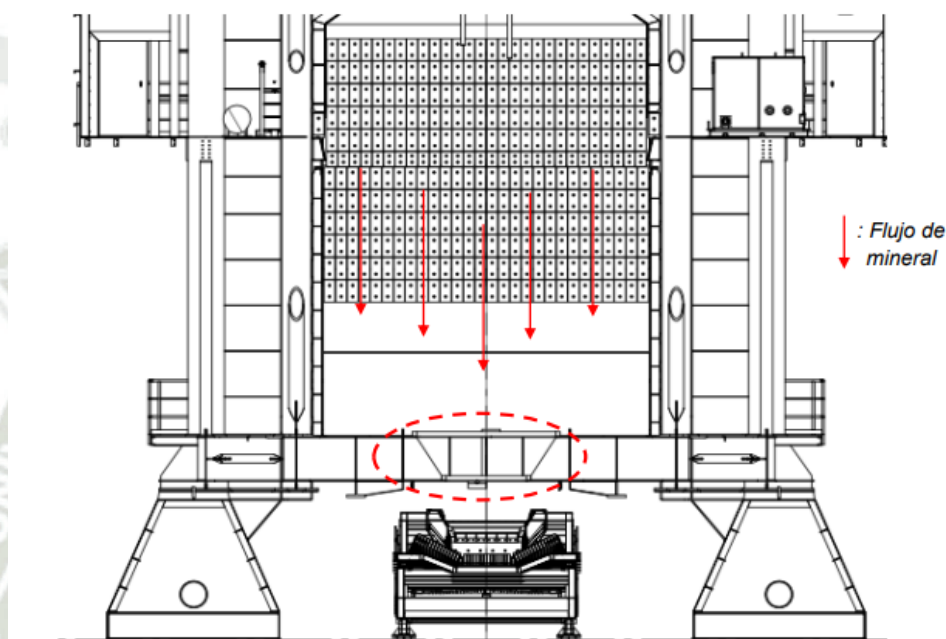


Figura 3. Disposición de un Chute

Fuente: Núñez (2013)

2.4. Almacenamiento de Minerales

Hoy en día el acopio de minerales a granel se realiza en stockpiles, ya que estos representan una forma muy eficiente de almacenamiento. Para poder producir minerales con leyes tan bajas como son de 0.6 hasta 1.5% de Cu, el manejo del material a procesar será de vital importancia.

La capacidad de almacenar de los stockpiles puede llegar a varios cientos de miles de toneladas, esto en las más grandes empresas mineras.

El stockpile busca proveer un pulmón entre la mina y la planta de chancado, para poder asegurar el flujo de alimentación de una forma continua, uniforme y controlada para los equipos que se encuentran aguas abajo. Estos instrumentos de

control son los **Alimentadores**, los cuales van a jugar un rol importante de acuerdo al funcionamiento del Stockpile.

Un correcto diseño de los **Alimentadores** permite la descarga más eficiente del stockpile. Este minimizará las pérdidas y mermas por caída del material fuera del camión o del Belt Feeder, para que el material del stockpile sea trasladado a su destino final.

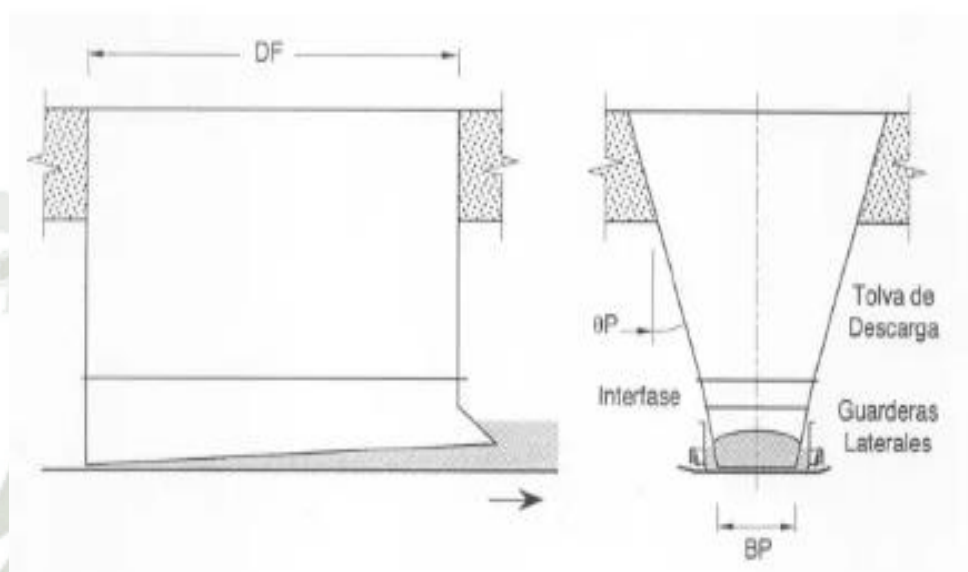


Figura 4. Alimentador de Correa

Fuente: Cabrejos (2012)

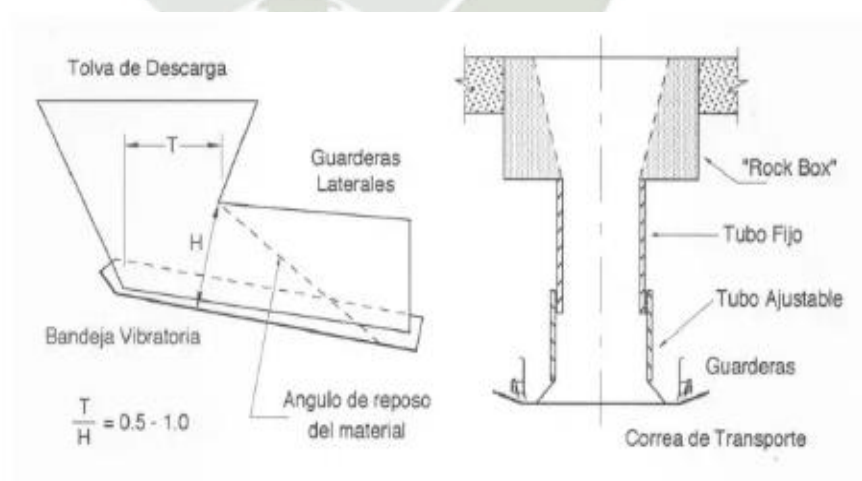


Figura 5. Alimentador de Bandeja Vibratorio y tubo de descarga "Sombrero MEXICANO"

Fuente: Cabrejos (2012).

Otro método de almacenamiento son los Silos, los cuales están conformados por secciones, una es recta y la otra es convergente, lo que se denomina tolva, la cual está ubicada en la parte inferior del silo. Estos son llenados por la parte superior y gracias a la gravedad o un sistema de transporte externo.

Existen tres tipos de flujo de material que se dan en el silo:

➤ Flujo embudo

Se da cuando el material fluye hacia una abertura que se forma dentro del material estacionado dentro del silo. Esto se debe a que la sección convergente no es muy inclinada ni suave como para que el material contenido en el silo se desplace por ella.

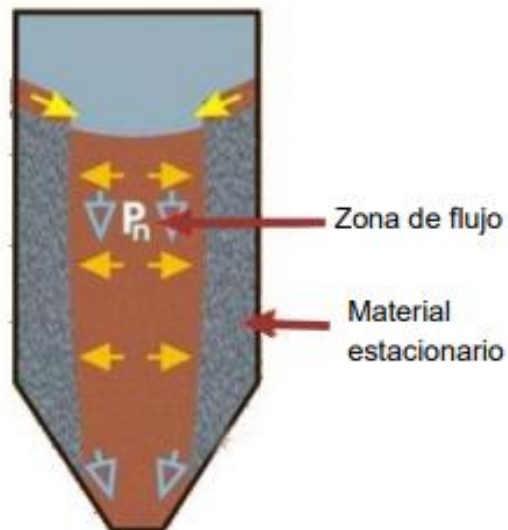


Figura 6. Flujo de EMBUDO

Fuente: Cornejo (2014)

Este flujo genera muchos inconvenientes, entre ellos está la pérdida de la capacidad viva de almacenamiento, y un flujo errático del material.

La ventaja de este flujo, sin embargo, permite disminuir el desgaste abrasivo que van a sufrir las paredes del silo, ya que el material atorado funcionará como una capa protectora para las paredes.

➤ Flujo másico

Este flujo se da cuando todo el material dentro del silo se encuentra en movimiento y fluyen hacia la abertura del mismo, cuando se abre la compuerta o se acciona el alimentador.

Este tipo de flujo se da gracias a que las paredes de la sección convergente tienen las paredes suaves y con la suficiente inclinación para evitar la formación de las paredes que se forman en el flujo tipo embudo.

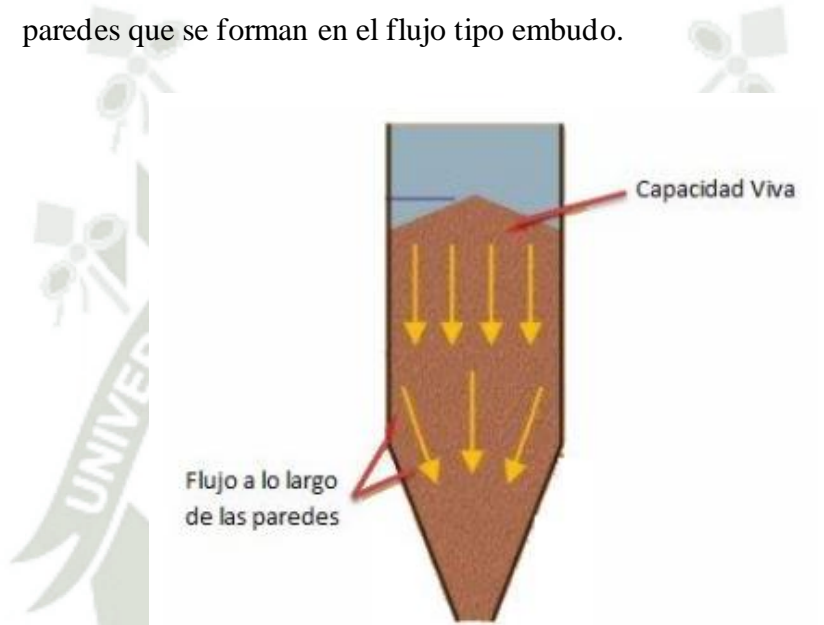


Figura 7. Flujo MASICO

Fuente: Cornejo (2014)

➤ Flujo expandido

CORNEJO (2014), Una mezcla de los dos tipos anteriores, el flujo expandido se forman las paredes del tipo embudo, sin embargo, no lo hacen desde la parte superior, además en este caso la sección convergente va a expandir el canal de flujo a una dimensión mayor al diámetro crítico de las paredes, eliminando de esta forma la formación de agujeros en las paredes bajas del silo. (pág. 15)

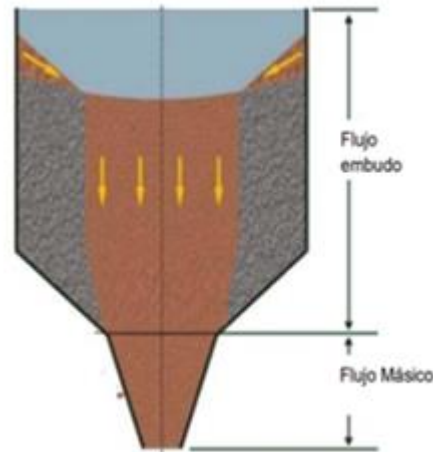


Figura 8. Flujo EXPANDIDO

Fuente: Cornejo (2014)

2.5. Belt Feeder

QR Ingeniería (2018), Los Belt Feeder son equipos de transporte cuyas características son muy similares al de una cinta transportadora, pero normalmente es utilizado para distancias cortas.

En una fábrica, estas máquinas pueden usar para añadir ingredientes a un alimento u otra mezcla. Debido a su diseño resistente, los transportadores de placa son también una opción popular para el transporte de hormigón y piedra para la trituración, reciclado o mezcla.

Los Belt Feeders, aseguran que el material llegue a donde el cliente lo desea, con un flujo consistente. Admitiendo una variedad de caudales (de 40 a 4000tn/hs) de piedra suave y/o pesada (carbón, cal, mineral de oro) de volúmenes de diversas densidades y tamaños, el diseño robusto y la resistencia del feeder aseguran una larga vida y continúa operación.

Teniendo estos varios anchos de cintas estandarizados y velocidades regulables. Para aquellos con aplicaciones especiales, construimos modelos para largos periodos de carga, alto volumen de carga en las tolvas y capacidades bajas y altas.

De acuerdo se trabaja logra aplicaciones personalizadas con equipos más confiables, silenciosos y estables que aseguran el correcto y eficiente manejo del material transportado.

Este tipo de alimentador maneja flujo consistente, permite un transporte de diferentes caudales como piedra suave o pesada, cal, carbón, minerales.



Figura 9. Belt Feeder.

Fuente: QR Ingeniería (2018)

Los Belt Feeders son equipos que van a garantizar una dosificación adecuada de un producto determinado hacia una banda transportadora, de ahí el nombre. Se encuentran diseñados tanto para materiales finos como para materiales regulares los cuáles no van a dañar la cubierta de caucho, sin embargo, no son recomendados para materiales con aristas punteadas.

Se usa en especial para la alimentación de cargas continuas, por ejemplo, se tienen en plantas dosificadoras de concretos y/o plantas de clasificación.

La carga podrá ser regulable gracias a una compuerta. Además, existe la posibilidad de adicionar un variador de velocidad el cual permitirá aumentar o disminuir la carga de alimentación.

Los Belt Feeders tienen utilidad en los campos de la minería, plantas industriales, siderometalúrgicas, obras públicas, hormigón, yeso, etc.

El ancho de la banda, la capacidad y velocidad del transporte van a depender del producto y las necesidades propias de la empresa y el material, es decir, cada instalación necesitará contar con medidas específicas.

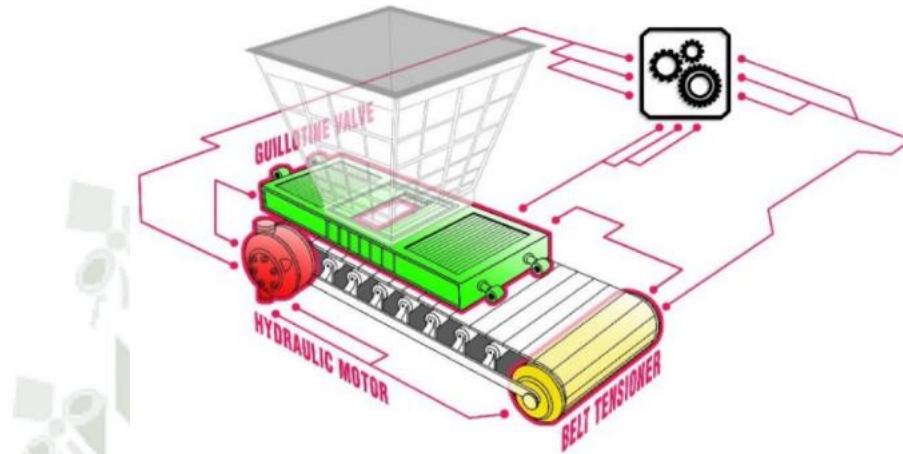


Figura 10. Esquema de un Belt Feeder Típico

Fuente: Bosch (2020)

Van a transportar el material desde las zonas de almacenamiento hasta los procesos de chancado subsiguientes, o los molinos, dependiendo de la fase en la que se encuentren dentro del proceso.

Según Ramos (2014) en la actualidad en la industria minera, agrícola y agroindustrial estando sujeto a diferentes movimientos de material, utilizan cada vez con mayor incidencia el sistema de transporte de fajas o bandas transportadoras.

Estas tienen por objetivo el desplazamiento de cargas de forma constantes por distancias variables, capacidad estándar y modelos de mayor capacidad.

Según Metso Outotec (2022) indica:

- ✓ Aplicaciones versátiles

Desarrollados de acuerdo con estrictos estándares de seguridad y para un fácil mantenimiento, transporte e instalación, los alimentadores de banda Metso son ampliamente utilizados en operaciones de minería, generación de energía y aplicaciones de construcción, así como plantas de pulpa y papel, plantas de fertilizantes y en la industria de granos o en cualquier lugar a granel. Se requiere manejo de materiales.

✓ Opciones de optimización

Disponibles en los modelos de capacidad estándar (Serie BF) y de alta capacidad (BFH), los alimentadores de banda Metso se pueden implementar en circuitos fijos o equipados con ruedas para facilitar el transporte. También ofrecemos una amplia gama de características y servicios adicionales para estos alimentadores para permitir la máxima eficiencia de sus operaciones.

✓ Seguro para operar

Los alimentadores de cinta Metso se construyen de acuerdo con estrictos estándares de seguridad, como NR (regulaciones brasileñas) y OSHA y MSHA (regulaciones de los Estados Unidos). Incluyen una parada de emergencia, así como desalineación e interruptores de baja velocidad para garantizar la seguridad del operador. Las características opcionales también se pueden instalar para mejorar adicionalmente la seguridad general.

2.5.1. Partes del Belt Feeder

- Banda Transportadora
- Cabezal Motriz
- Tambor Motriz
- Contratambores
- Tambores de Desviación y de inflexión
- Rodillos
- Tensores
- Tolvas de Carga
- Dispositivos de Limpieza
- Bastidores

- Cubierta de las bandas

2.6. Equipos de Retención de Material

Según Cornejo (2014), un sistema de retención de carga es un sistema, que se incluye en un chute de traspaso. Este diseño es para detener el flujo de mineral en piques silos y stockpiles con la finalidad de realizar mantenimiento agua más debajo.

Existen distintos tipos de este sistema, siendo el de tipo guillotina y el tipo válvula de lanzas, los más empleados. La capacidad de almacenar de los stockpiles puede llegar a varios cientos de miles de toneladas, esto en las más grandes empresas mineras.

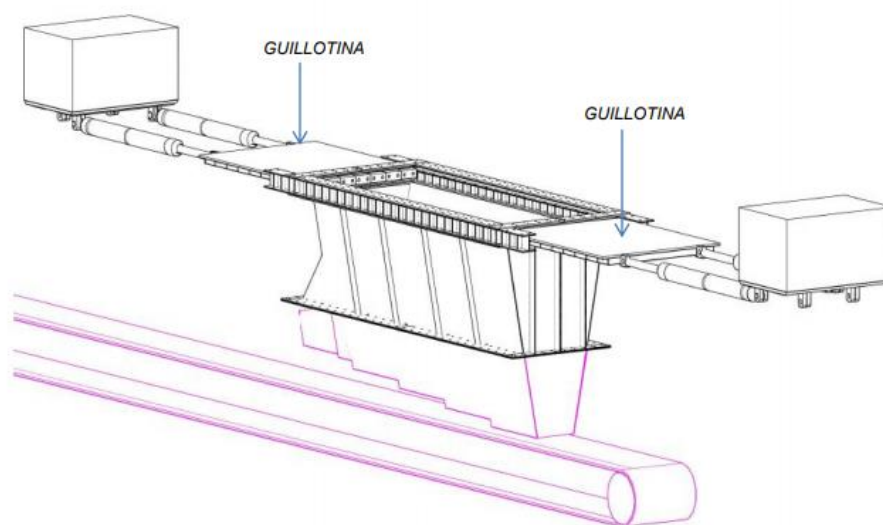


Figura 11. Sistema de Retención de Carga tipo Guillotina

Fuente: Cornejo (2014).

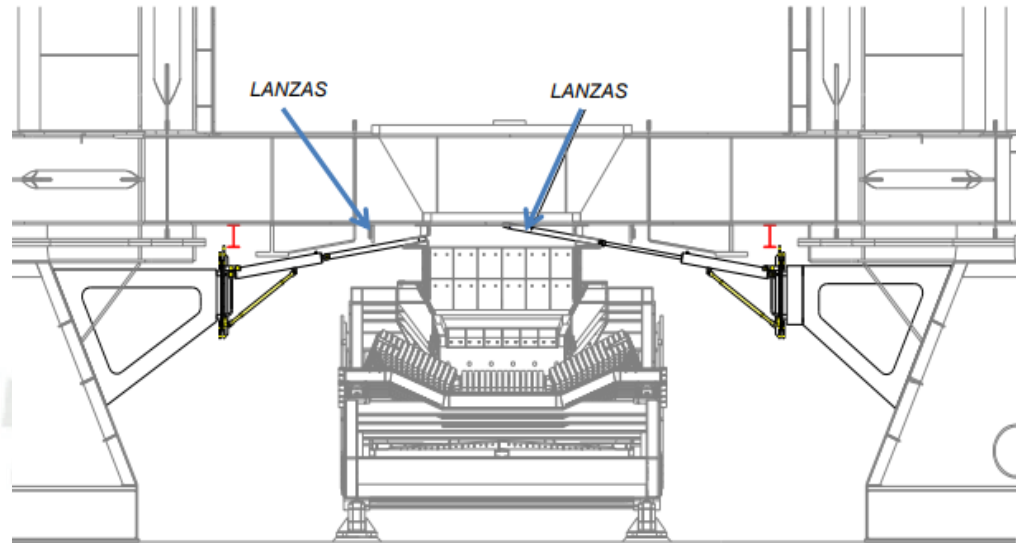


Figura 12. Sistema de Retención de Carga Tipo Válvulas de Lanzas

Fuente: Cornejo (2014).

2.6.1. Sistemas de Retención de Carga

Un Sistema de retención de carga se define como un mecanismo (incluido el chute de traspaso) cuya función es la de detener el flujo de mineral, ya sea en piques, solos o stockpiles, para poder realizar tareas de mantenimiento aguas debajo de la posición de la carga retenida.

Hoy en día hay varios tipos de estos sistemas de retención, pero los más empleados son los siguientes:

2.6.2. Sistema de retención de carga por lanzas

Este tipo de sistemas de retención de carga son ubicados en los chutes de la siguiente forma:

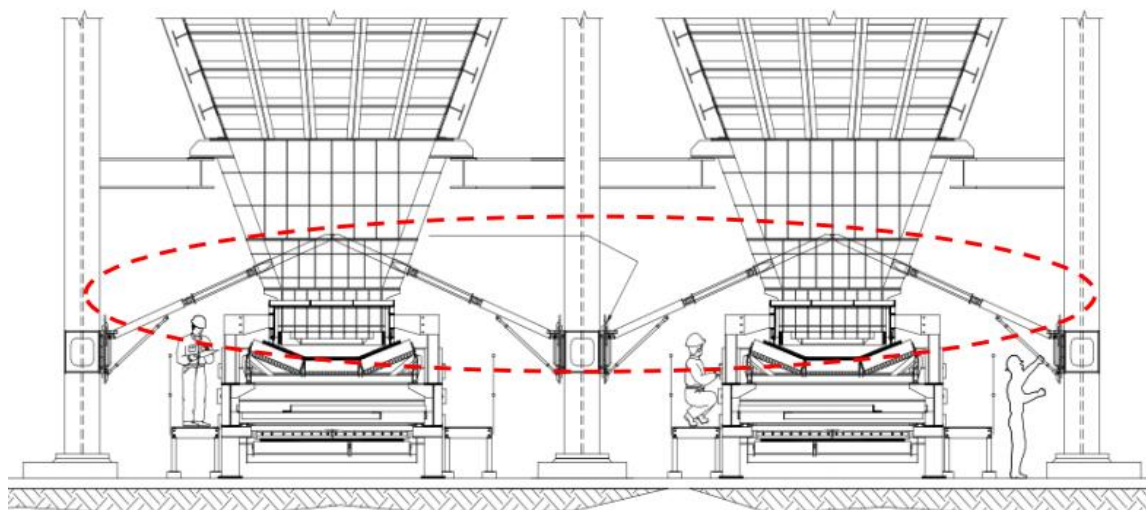


Figura 13. SRC de Lanzas

Fuente: Cornejo (2014)

Las lanzas son accionadas a través de cilindros hidráulicos, los cuales están fijados en un carro porta cilindros instalados sobre una viga, muro u otra estructura fija. La porta cilindro se encuentra ubicado sobre un bastidor y una bancada; la bancada puede moverse de forma horizontal y es ésta la que se apoya en la estructura fija.

2.6.3. Componentes del sistema de lanzas

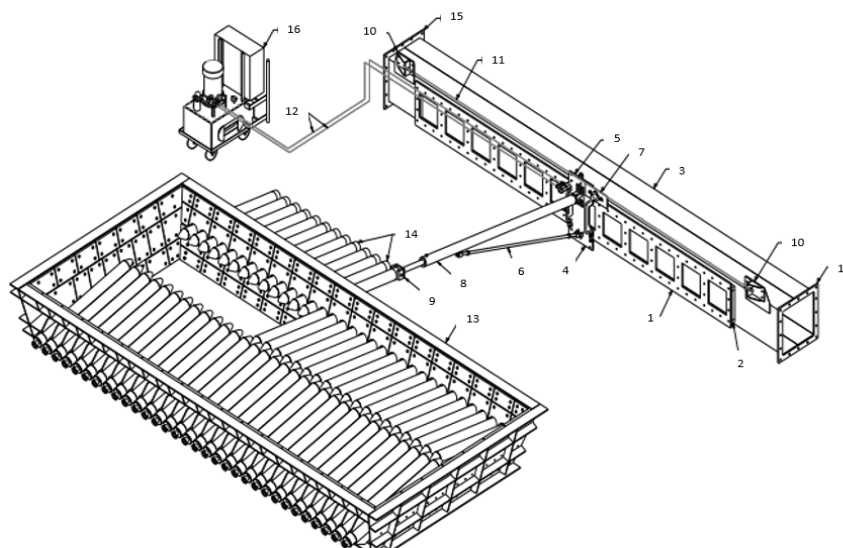


Figura 14. Componentes de SRC de lanzas

Fuente: Cornejo (2014)

Tabla 1. Componentes de SRC de Lanzas

Fuente: Cornejo (2014)

Número	Cantidad	Nombre
1	1	Bancada
2	1	Bastidor
3	1	Viga Cajón
4	1	Placa Frontal
5	2	Placa Posterior
6	1	Tensor del cilindro
7	1	Sistema motriz del carro
8	1	Conjunto cilindro hidráulico
9	1	Horquilla conexión lanza
10	2	Tensor cadena
11	1	Cadena
12	1	Líneas hidráulicas
13	1	Bastidor porta lanzas
14	128	Lanzas
15	2	Falange de conexión a viga cajón
16	1	Unidad móvil hidráulica

2.6.4. Sistema de retención de carga tipo Guillotina.

Según Cornejo (2014), las unidades tipo guillotina, característicamente presentaran una plancha rígida con desniveles por una cara, esta será insertada en un alimentador de manera transversal al flujo mineral, con el objetivo de parar las operaciones y permitir el mantenimiento al interior del alimentador, como se puede ver en la figura siguiente.

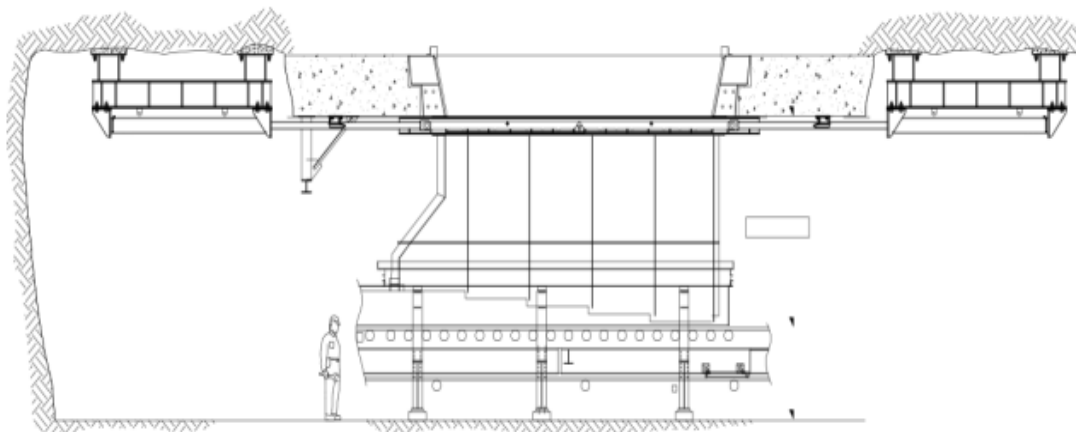


Figura 15. Sistema de Retención de Carga Tipo Guillotina.

Fuente: Cornejo (2014).

2.6.5. Componentes del sistema de retención tipo guillotina.

Las compuertas funcionaran accionando mediante cilindros hidráulicos, los cuales son soportados en consolas de fijación.

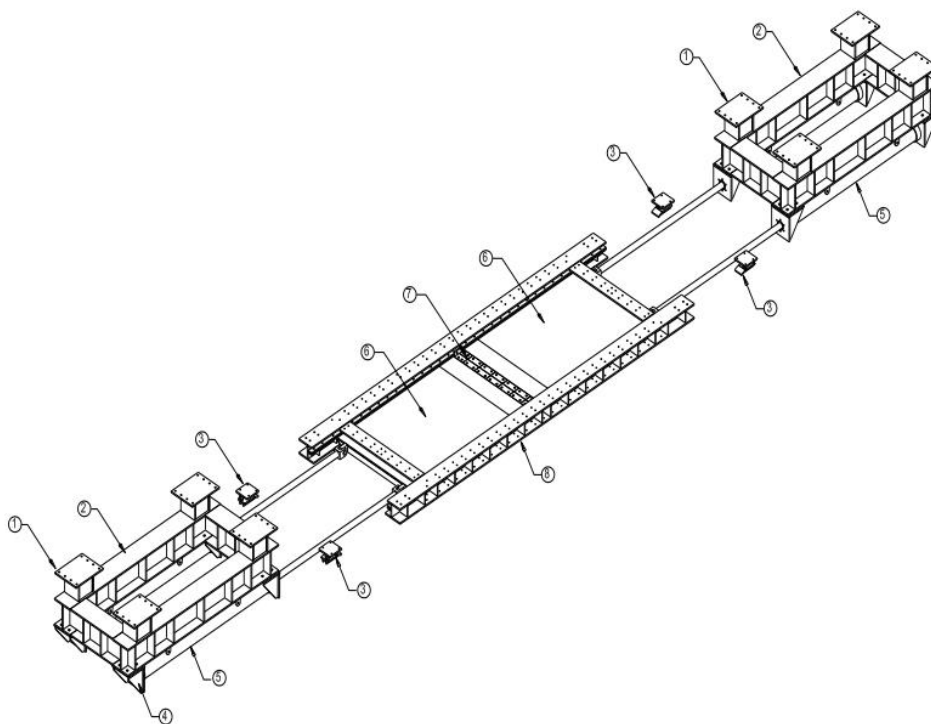


Figura 16. Componentes de un sistema de retención tipo guillotina.

Fuente. Cornejo (2014)

Tabla 2.

Componentes de un Sistema de Retención de Carga.

TAG	CANTIDAD	NOMBRE
1	8	Soporte bastidor
2	4	Bastidor porta cilindro
3	4	guía secundaria
4	8	Consola Cilindro
5	4	Cilindro Hidráulico
6	2	Compuerta tipo guillotina
7	2	Punta Hoja
8	2	Marco Guía compuerta

Fuente. Cornejo (2014).

Con respecto al sistema de lanzas, el sistema de guillotinas es mucho más rápidos al momento de accionarse y cumplir su función, y no sólo eso, también tienen tiempos de duración más largos, lo que en casos prácticos pueden ser de 24 horas o más, esto en función de la disposición y de las chances de movilización del equipo.

El impacto que tendrá este sistema de retención es muy significativo, puesto que a pesar de que existan distintas alternativas para una detención, como por ejemplo, el lavar el silo antes para de esta forma poder vaciarlo en su totalidad, es una tarea manual que va a disminuir mucho la disponibilidad de equipos en contraste con un sistema de guillotinas con un accionado automático (sistema hidráulico) capaz de bloquear silos y chutes de descarga con una eficiencia tal que permitirá trabajos de mantenimiento con gran seguridad en cualquier momento de la operación.

Además de permitir un mantenimiento seguro y eficiente, este sistema concede la posibilidad de realizar un muestreo excelente el cual muchas veces es deficiente o impreciso si las condiciones no son las adecuadas.

Así, con un sistema de retención de carga eficiente, que cumple con las condiciones necesarias, tiempos necesarios, permite programar las actividades, llevar un mejor control y elevar la productividad.

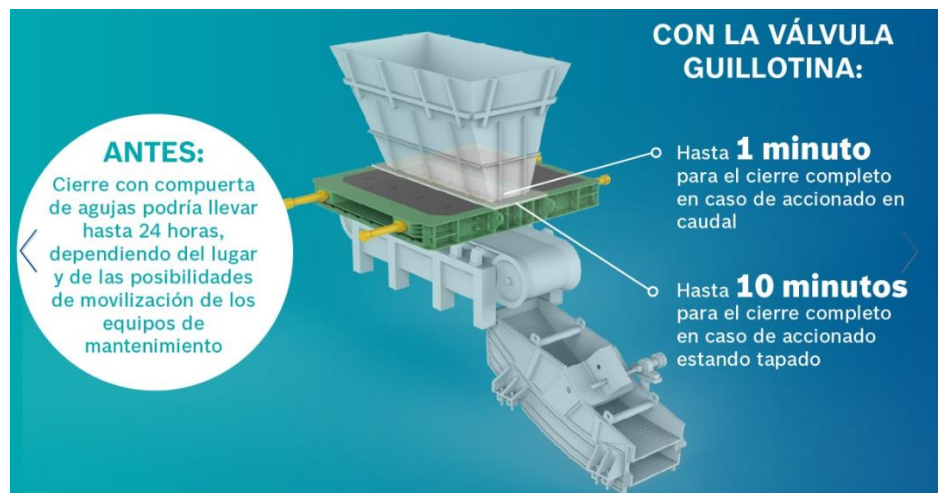


Figura 17. SCR de Guillotina

Fuente: Bosch (2020)

2.7. Teoría de la Mantención

AMIGO (2013), el objetivo del mantenimiento es el de brindar la disponibilidad de los equipos, las herramientas, los vehículos u otros, que sean necesarios para una organización y el cumplimiento de sus funciones.

Toda empresa debe de realizar el mantenimiento correspondiente, es decir, brindar a los equipos el cuidado que necesitan, muchas veces indicado correctamente según datos del fabricante, para de esta manera evitar paradas o situaciones inesperadas que pudieran poner en riesgo el proceso productivo.

Para lograr un buen funcionamiento y se conserven los equipos dentro de la industria o un equipo, se necesita efectuar el mantenimiento a pesar de que este en determinado momento se encuentre funcionando correctamente, no se debe esperar a una falla del equipo para recién realizar el mantenimiento correspondiente.

El servicio de Mantenimiento debe de:

- ✓ Mantener los equipos y las instalaciones en buenas condiciones para de esta forma posibilitar una producción óptima, teniendo presente la calidad y un valor económico bajo.
- ✓ Prevenir las averías o paradas que puedan comprometer el proceso de productivo.
- ✓ Asegurar que los períodos de ocupación del equipo para su mantenimiento sea el mínimo posible, sin comprometer en el proceso, la calidad ni la puesta en marcha del trabajo.
- ✓ Sugerir y proyectar mejoras para la maquinaria y los equipos para de esta forma disminuir la posibilidad de sufrir daños de rotura.
- ✓ Controlar el costo del mantenimiento a través de un adecuado uso del tiempo, materiales, horas hombre de trabajo y los servicios.

2.8. Silos de almacenamiento

Los silos de almacenamientos pueden ser diseñados de diferentes formas, variando la capacidad (m³), los cuales pueden ser hermeticos o abiertos; los cuales son empleados para almacenar productos como granos, liquidos entre otros. Dicho silos presentan una abertura para su alimentacion la cual se encuentra en uno de sus extremos.

Las superficies que presentan dichos silos son lisos, presentando un recubrimiento cuya funcion es la de protegerlo de materiales corrosivos.

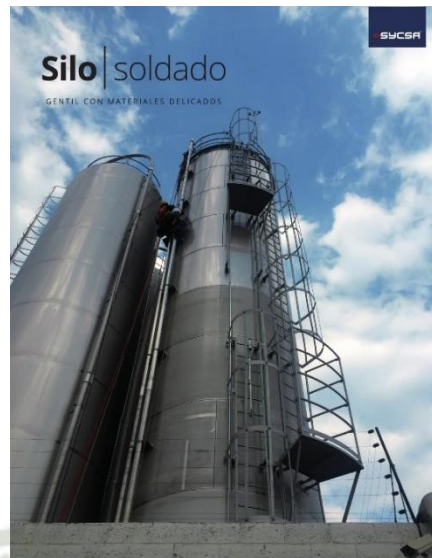


Figura 18. Silo de almacenamiento.

Fuente. Sycsa (2018)

Se debe considerar las obstrucciones que tendría, los requisitos que debe cumplir para evitar aquellas pausas o inconvenientes que podría tener en cuanto al flujo, en cuanto a la resistencia mecánica se puede relacionar con la presión que existiera. La función del flujo que llegara a insistir en cuanto a la variación mecánica que presentara la cizalla que es determinada por la presión y que puede ser variable. Se debe considerar de igual forma el factor de flujo que presentara dicho silo de almacenamiento.

Para el diseño se deben realizar los cálculos que presentaran sus variables, entre los que se encuentra el cálculo del ángulo máximo, calcular los diámetros de la boca del silo y considerar la densidad del lecho.

2.9. Resistencia de materiales.

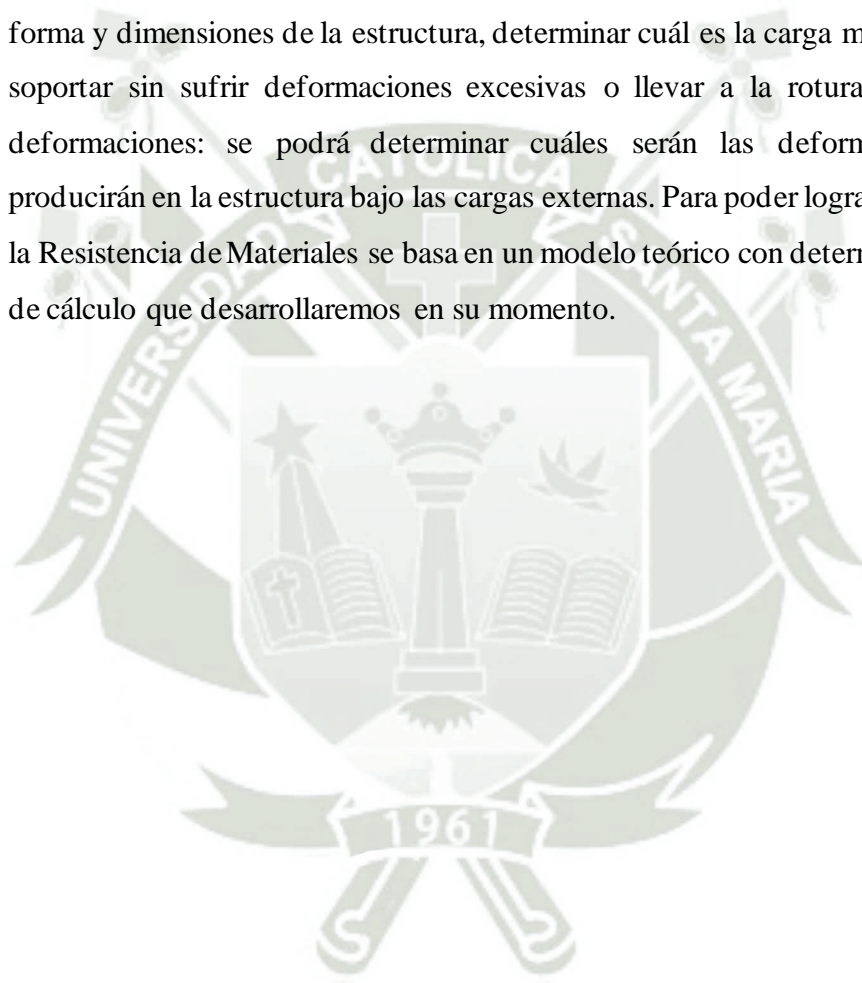
Resistencia de materiales - EcuRed (2022) menciona:

“La Resistencia de Materiales es la disciplina que estudia las sollicitaciones internas y las deformaciones que se producen en el cuerpo sometido a cargas exteriores. La diferencia entre la Mecánica Teórica y la Resistencia de Materiales radica en que para ésta lo esencial son las propiedades de los cuerpos deformables, mientras que en general, no tienen importancia para la primera. Feodosiev ha dicho que la

Resistencia de Materiales puede considerarse como Mecánica de Los Sólidos Deformables”.

La resistencia de materiales tiene como objetivos.

Dimensionar: conocidos los esfuerzos a los que se encuentra sometida una estructura, darle a la misma las dimensiones y la forma necesaria para que no se deforme en forma excesiva y/o llegue a la rotura. Determinar la carga máxima: conocidas la forma y dimensiones de la estructura, determinar cuál es la carga máxima que puede soportar sin sufrir deformaciones excesivas o llevar a la rotura. Determinar las deformaciones: se podrá determinar cuáles serán las deformaciones que se producirán en la estructura bajo las cargas externas. Para poder lograr estos objetivos, la Resistencia de Materiales se basa en un modelo teórico con determinadas hipótesis de cálculo que desarrollaremos en su momento.



CAPÍTULO III

3. DISEÑO DE SISTEMA DE RETENCIÓN DE CARGA

3.1 Parámetros de diseño

Como parámetros de diseño tenemos lo siguiente:

- La dimensión del silo por el interior tiene un ancho de 1555 mm, un largo de 4000 mm y una altura de 3 m.

Por lo tanto, tomaremos dos compuertas guillotina de dimensione 2000 mm x 1600 mm

- También tenemos como características del material transportado una densidad de material de 100 lb/ft³.
- La densidad que se tiene se requiere convertir a $\frac{kg}{pie^3}$. Del cual se procede a la conversión.

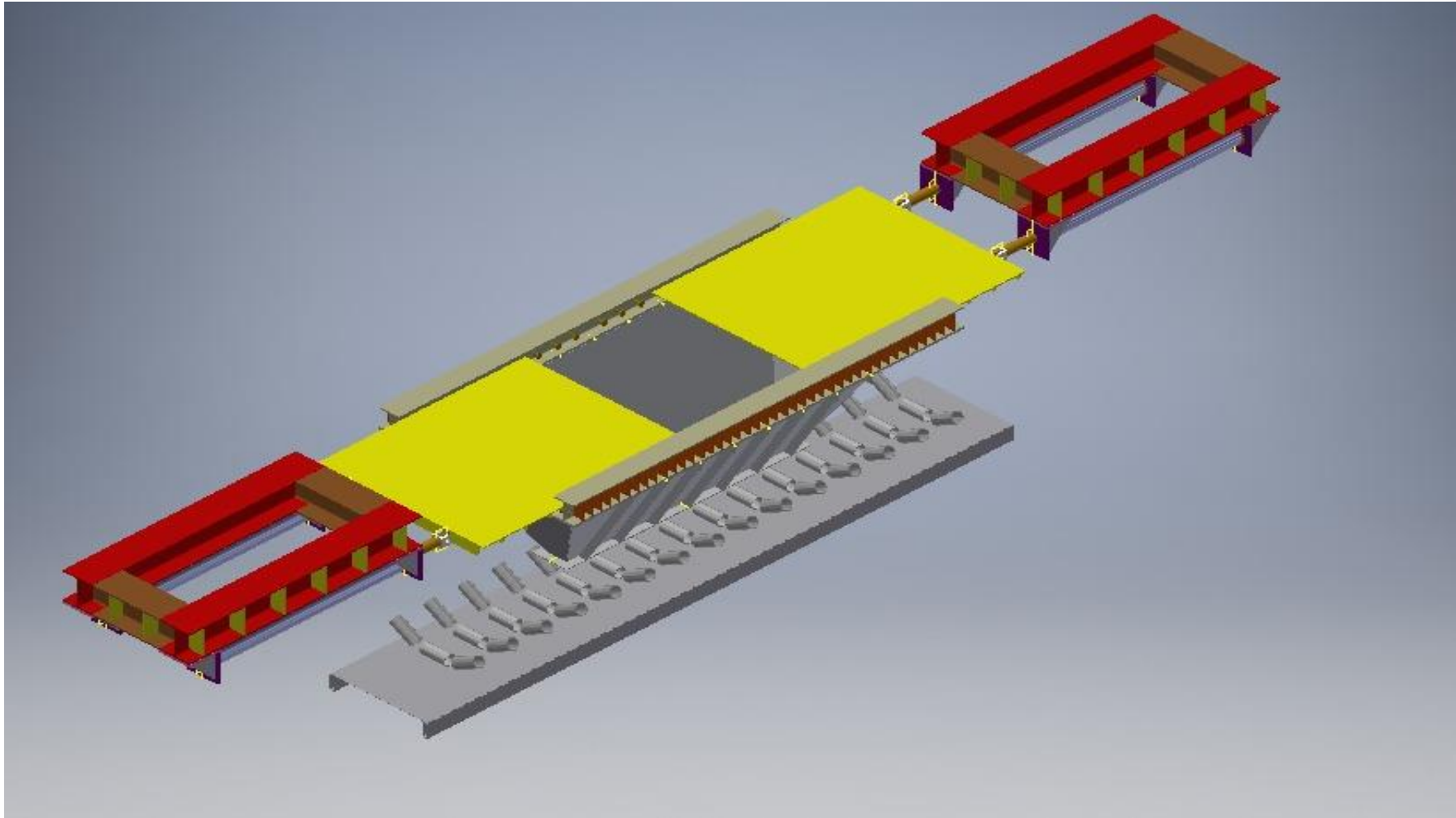


Figura 19. Isométrico 3D
Fuente: Elaboración Propia

$$\delta = 100 \frac{lb}{pie^3} \times \frac{1kg}{2.2046lb} \times \frac{35.315ft^3}{1m^3} \quad (1)$$

$$\delta = 1905.9 \frac{kg}{m^3} \quad (2)$$

$$\delta = \frac{m}{v} \quad (3)$$

Despejando tenemos:

$$m = \delta xv \quad (4)$$

- Tenemos que hallar el v con las características que se tiene del chute:

$$v = A_{base} x h \quad (5)$$

Dónde:

v: volumen m³

A_{base}: área de base m²

h: altura m

$$v = (4m \times 1.555m) \times 3m$$

$$v = 18.66m^3$$

- Ya hallado el volumen y la densidad que tenemos por dato se procede al cálculo de masa se reemplaza datos en ecuación (4)

$$m = 1905.9 \frac{kg}{m^3} \times 18.66m^3$$

$$m = 35600kg$$

- Convertimos el resultado de kg a TN.

$$35600kg \times \frac{1TN}{1000kg}$$

$$35.6 TN \approx 40TN$$

- Capacidad de chute 40TN

La capacidad de tonelaje que tiene el chute es el 100 % más y/o menos un margen de error del cual se tiene que el equipo trabaja a un 80 % de su capacidad de diseño.

En la siguiente metodología de cálculo se usará los siguientes parámetros y materiales para la realización de los cálculos:

- Esfuerzo admisible del material:
 - Planchas (ASTM A-36): $F_y = 250 \text{ MPa}$
 - Barra sólida para vástago cilindro (SAE 1045): $F_y = 310 \text{ MPa}$
 - Tubo perforado para camisa cilindro (St. 52.0): $F_{ut} = 570 \text{ MPa}$
 - Tapa cilindro (ASTM A-36): $F_{ut} = 400 \text{ MPa}$
 - Pasadores y barras (SAE 1045 Laminado en frío): $F_y = 580 \text{ MPa}$
 - Oreja Compuerta (ASTM A-514): $F_y = 690 \text{ MPa}$
- Módulo de elasticidad del material Acero: $E = 200 \text{ GPa}$

Los criterios de diseño empleados se considerarán los criterios establecidos en las siguientes normas:

- AISC 360-16 – Specification for Structural Steel Buildings.
- ASCE 7-10 – Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures.

3.2 Diseño de los cilindros hidráulicos

CORNEJO (2014) menciona, “Teniendo en cuenta la geometría y las cargas de operación, el cálculo tiene el siguiente análisis”. (pág. 81).

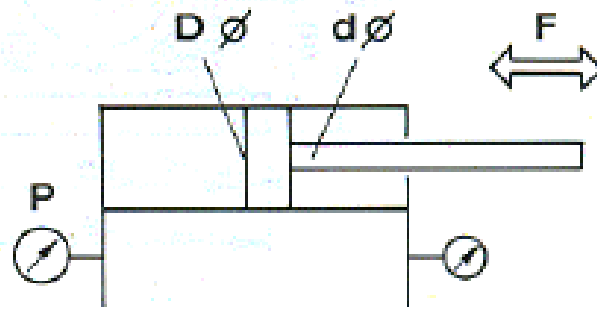


Figura 20. Cilindro diferencial.

Fuente: Manual Bosch

La carga de operación máxima se tiene en la fuerza de retracción del cilindro debido a que es donde se soporta el material retenido.

Tendremos como presión de operación de referencia de diversos fabricantes la presión de 160 Bar y con esto podemos calcular la fuerza de extracción

$$F_{ext} = P_{op} \times A_{ext} \quad (1)$$

Por otra parte, también podemos calcular la fuerza de retracción

$$F_{ret} = P_{op} \times A_{ret} \quad (2)$$

Dónde:

Pop: Es la presión de operación

Aext: Es el área del pistón

Aret: Es el área anular

A. Capacidad de operación

Para calcular la carga requerida se analiza las cargas que intervienen a la plancha, estas cargas son el roce de mineral y la carga de presión sobre la plancha del material retenido

$$F_{ret} = F_{rr} + F_w \quad (3)$$

$$F_{rr} = \mu_{ar} \times F_w \quad (4)$$

Dónde:

F_w : Es el peso del material

F_{rr} : Es la caga de roce del material

μ_{rr} : Es el coeficiente de rozamiento entre acero y roca, que toma un valor de 0.45

Para calcular el peso del material antes necesitamos el peso por área del material a transportar. En la sección 3.1 se dio dimensiones del chute de 1.6 m x 2 m x 3 m, con estas dimensiones y con la densidad del material de 100 lb/pe³ podemos calcular el peso en el silo.

Entonces tenemos un volumen de material de:

$$V = 1.6 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 3 \text{ m} = 9.6 \text{ m}^3$$

$$\rho = 100 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \times \frac{16.01 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{1 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}} = 1601 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$F_w = 1602 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 9.6 \text{ m}^3 \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kg}}$$

$$F_w = 148.96 \text{ kN}$$

Y en la Ecuación 4 tenemos

$$F_{rr} = 0.45 \times 148.96 \text{ kN}$$

$$F_{rr} = 67.03 \text{ kN}$$

Por lo tanto

$$F_{ret} = 67.03 \text{ kN} + 148.96 \text{ kN}$$

$$F_{ret} = 216 \text{ kN}$$

Con esta fuerza de retracción y la presión de operación se puede obtener la geometría del cilindro hidráulico con la Ecuación 2 despejada para el Área de retracción, se toma como presión de operación de 160 Bar.

Entonces

$$A_{ret} = F_{ret} / P_{op}$$

$$A_{ret} = \frac{216 \text{ kN}}{160 \text{ Bar} \times 10^{-2} \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} / \text{Bar}}$$

$$A_{ret} = 135 \text{ cm}^2$$

El área de retracción es el área anular que se determina de la siguiente manera con ayuda de la Figura 17:

$$A_{ret} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

Por tanteo de los diámetros se obtiene que:

$$D = 17 \text{ cm}$$

$$d = 11 \text{ cm}$$

Por criterio de diseño se decidió tomar dos cilindros hidráulicos por cada compuerta.

Entonces el área de retracción se divide por 2, quedando

$$A_{ret} = 67.5 \text{ cm}^2$$

Aplicamos un factor de seguridad de 30% por lo tanto el área anular queda de la siguiente manera:

$$A_{ret} = 67.5 \text{ cm}^2 \times 130\% = 87.75 \text{ cm}^2$$

Luego aplicando una relación de superficies de 1.7 y siendo el área de retracción el área anular tenemos que:

$$\emptyset = 1.7 = \frac{A_{piston}}{A_{anular}}$$

$$A_{piston} = 1.7 \times 87.75 \text{ cm}^2$$

$$A_{piston} = 149.175 \text{ cm}^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times A_{piston}}{\pi}} = 13.78 \text{ cm}$$

Luego redondeando a un diámetro comercial de 14 cm el área del pistón queda así:

$$A_{piston} = \frac{\pi}{4} x (14 \text{ cm})^2$$

$$A_{piston} = 153.93 \text{ cm}^2$$

Con la misma relación de áreas

$$A_{anular} = \frac{A_{piston}}{1.7} = \frac{153.96 \text{ cm}^2}{1.7}$$

$$A_{anular} = 90.32 \text{ cm}^2$$

$$A_{vastago} = A_{piston} - A_{anular}$$

$$A_{vastago} = 153.93 \text{ cm}^2 - 90.32 \text{ cm}^2$$

$$A_{vastago} = 63.61 \text{ cm}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A_{vastago}}{\pi}} = 9 \text{ cm}$$

Por lo tanto, la geometría del cilindro queda con diámetro de pistón (D) de 140 mm y diámetro de vástago (d) con 90 mm

B. Verificación del vástago a compresión

CORNEJO (2014), Para verificar el vástago a compresión necesitamos calcular la fuerza de extracción mediante la Ecuación 1 con presión de operación de 160 Bar y el área del pistón que es el área de extensión.

$$F_{ext} = 160 \text{ Bar} \times \frac{10^{-2} \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}}{\text{Bar}} \times 153.93 \text{ cm}^2$$

$$F_{ext} = 246.3 \text{ kN}$$

Por otro lado, el esfuerzo elástico crítico de pandeo (AISC 360-05: E3) se calcula como: (pág. 82).

$$F_e = \frac{\pi^2 \times E}{\left(\frac{K \times L}{r}\right)^2} \quad (6)$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A_g}} \quad (7)$$

Donde:

E: Es el módulo de Elasticidad del Acero, 200 GPa.

K: Es el factor de largo efectivo según AISC 360-10:C2; se recomienda usar 1.

L: es el largo del vástago

r: Es el radio de giro

I: Es el momento de inercia de la sección

A_g: Es el área total de la sección del vástago, 63.61 cm²

Para calcular el radio de giro calcularemos el momento de inercia para una sección circular

$$I = \frac{\pi \times d^4}{32}$$

El diámetro del vástago es de 9 cm

$$I = \frac{\pi \times (9 \text{ cm})^4}{32} = 644.12 \text{ cm}^4$$

Ahora el radio en la Ecuación 7

$$r = \sqrt{\frac{644.12 \text{ cm}^4}{63.61 \text{ cm}^2}}$$

$$r = 3.18 \text{ cm}$$

Como se definió en los parámetros la compuerta tiene un largo de 2000 mm y por lo tanto la carrera del cilindro hidráulico será de 2 m

En la Ecuación 6 tenemos:

$$F_e = \frac{\pi^2 \times 200 \text{ GPa}}{\left(\frac{1 \times 200 \text{ cm}}{3.18 \text{ cm}}\right)^2}$$

$$F_e = 0.49964872 \text{ GPa} = 499648.72 \text{ kN/m}^2$$

Luego el esfuerzo de pandeo se determina como sigue:

Si $\frac{F_y}{F_e} \leq 2.25$ el esfuerzo de pandeo será $F_{cr} = \left(0.658 \frac{F_y}{F_e}\right) F_y$ de lo contrario $F_{cr} = 0.877 \times F_e$, donde F_y es el esfuerzo admisible del material usado para el vástago, en este caso una barra solida AISI 1045 con F_y de 310 MPa.

Calculamos la relación:

$$\frac{F_y}{F_e} = \frac{310000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{499648.72 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}} = 0.62 \leq 2.25$$

Entonces

$$F_{cr} = (0.658^{0.62}) 310000 \text{ kN/m}^2$$

$$F_{cr} = 239101.6 \text{ kN/m}^2$$

Luego, se tiene que la resistencia nominal a la compresión para elementos de sección compacta (AISC 360-16: E3) viene dado por:

$$P_n = F_{cr} \times A_g$$

Entonces tenemos

$$P_n = 239101.6 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \times 63.61 \text{ cm}^2 \times \frac{1 \text{ m}^2}{10^4 \text{ cm}^2} = 1521 \text{ kN}$$

La resistencia admisible por compresión por ASD viene dado por:

$$P_c = \frac{P_n}{\Omega_c}$$

Donde $\Omega_c = 1.67$ (AISC 360-16: E1)

Entonces

$$P_c = \frac{1521 \text{ kN}}{1.67} = 910.84 \text{ kN}$$

El factor de utilización es:

$$FUC = \frac{P_r}{P_c}$$

Donde, P_r es la fuerza de Extensión, luego

$$FUC = \frac{216 \text{ kN}}{910.8 \text{ kN}} = 0.27$$

C. Verificación del vástago a tensión

Para verificar el vástago a tensión necesitamos de la fuerza de extracción del cilindro hidráulico, entonces $P_r = F_{ret}$ y en la Ecuación 2. (pág. 83).

$$F_{ret} = 160 \text{ Bar} \times \frac{10^{-2} \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2}}{\text{Bar}} \times 90.32 \text{ cm}^2$$

$$F_{ret} = 144.5 \text{ kN}$$

Luego la resistencia a la tensión de la sección (AISC 360-16: D2) viene dada por:

$$P_n = F_y \times A_g$$

Donde F_y es el esfuerzo admisible del material usado para el vástago, en este caso una barra sólida AISI 1045 con F_y de 310 MPa.

Entonces

$$P_n = 310 \text{ MPa} \times 63.61 \text{ cm}^2 \times \frac{1 \text{ m}^2}{10^4 \text{ cm}^2}$$

$$P_n = 1972 \text{ kN}$$

Luego se tiene la resistencia admisible a tracción por ASD

$$P_t = \frac{P_n}{\Omega_t}$$

Donde $\Omega_t = 1.67$ (AISC 360-16: D2)

$$P_t = \frac{1972 \text{ kN}}{1.67} = 1180.9 \text{ kN}$$

El factor de utilización es:

$$FUt = \frac{P_r}{P_t} = \frac{144.5 \text{ kN}}{1180.9 \text{ kN}} = 0.13$$

D. Cálculo del cilindro

Como menciona CORNEJO (2014), “El cilindro corresponde a un tubo perforado y se debe calcular con la presión máxima del sistema hidráulico”. (pág. 84). El esfuerzo tangencial está dado por:

$$\sigma_t = P \times \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \quad (8)$$

Dónde:

P: Es la presión máxima del sistema hidráulico

b: Es el radio externo del cilindro

a: Es el radio interno del cilindro

Tomando en base al diámetro del pistón de 140 mm, el radio interior del cilindro será de 70 mm con un espesor de 15 mm, dando así un radio exterior de 85 mm.

Reemplazando en la Ecuación 8 con presión máxima de sistema de 160 Bar

$$\sigma_t = 160 \text{ Bar} \times \frac{10^2 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{\text{Bar}} \times \frac{(85 \text{ mm})^2 + (70 \text{ mm})^2}{(85 \text{ mm})^2 - (70 \text{ mm})^2}$$

$$\sigma_t = 83440.86 \text{ kN/m}^2$$

El factor de utilización es:

$$FU = \frac{\sigma_t}{\sigma_{adm}}$$

El esfuerzo admisible está dado por:

$$\sigma_{adm} = 0.25 \times Fut$$

Donde Fut es el esfuerzo de rotura, para el material del cilindro que es Acero St-52 el esfuerzo de rotura es 570 MPa, entonces

$$\sigma_{adm} = 0.25 \times 570 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = 142.5 \text{ MPa} = 142500 \text{ kN/m}^2$$

Luego el factor de utilización es:

$$FU = \frac{83440.86 \text{ kN/m}^2}{142500 \text{ kN/m}^2} = 0.59$$

E. Cálculo de la tapa del cilindro

Como menciona CORNEJO (2014), “La tapa consiste en una placa circular de radio r y de espesor t . Para una placa circular empotrada con una presión uniforme P , se tiene que Diseño de soportes de cilindros hidráulicos”. se tiene: (pág. 84)

$$\sigma_t = \frac{0.488 \times P \times r^2}{t^2} \quad (9)$$

Donde P es la presión máxima del sistema hidráulico, 160 Bar.

Para un radio de 85 mm y espesor de 30 mm tenemos:

$$\sigma_t = \frac{0.488 \times 160 \text{ Bar} \times \frac{10^2 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}{\text{Bar}} \times 170^2}{30^2}$$

$$\sigma_t = 62681 \text{ kN/m}^2$$

Luego el factor de utilización

$$FU = \frac{\sigma_t}{\sigma_{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = 0.25 \times Fut$$

Donde Fut es el esfuerzo de rotura, para el material de la tapa del cilindro que es Acero A-36 el esfuerzo de rotura es 400 MPa, entonces

$$\sigma_{adm} = 0.25 \times 400 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{adm} = 100 \text{ MPa} = 100000 \text{ kN/m}^2$$

Luego el factor de utilización es:

$$FU = \frac{62681 \text{ kN/m}^2}{100000 \text{ kN/m}^2} = 0.62$$

F. Cálculo de los pasadores de sujeción cilindro y compuerta

Como menciona CORNEJO (2014), “El pasador consiste en una barra redonda sólida de diámetro D y largo L . La carga que resiste a corte en su sección es la fuerza de extensión ya que esta es mayor que la de retracción” (pág. 85).

$$W = F_{ext}$$

La fuerza de corte máxima viene dada por:

$$V_{max} = W/2$$

$$V_{max} = 246.3 \frac{kN}{2} = 123.15 kN$$

Luego el área requerida a corte según AISC 360-16: G2 es:

$$A = \Omega \times \frac{V_{max}}{0.6 \times F_y}$$

Donde $\Omega = 1,67$ (AISC 360-16: G1) y F_y es el esfuerzo admisible del material que para el pasador se usara Acero AISI 1045 calibrado con esfuerzo de fluencia de 580 MPa, entonces el área requerida es:

$$A = 1.67 \times \frac{123.15 kN}{0.6 \times 580\,000 kN/m^2}$$

$$A = 0.000591 m^2 = 5.91 cm^2$$

Para la sección redonda, se considera que el área expuesta a corte es:

$$A_{nv} = \frac{Ag}{2}$$

Donde Ag es el área de la sección del pasador, se elige un diámetro de $1 \frac{3}{4}$ o 4.445 cm quedando el área de la sección del pasador:

$$Ag = \frac{\pi}{4} \times (4.445 cm)^2 = 15.52 cm^2$$

Luego, el área expuesta a corte es:

$$A_{nv} = \frac{15.52 \text{ cm}^2}{2} = 7.56 \text{ cm}^2 > 5.91 \text{ cm}^2$$

Por lo que el diámetro elegido cumple debido a que $A_{nv} > A$

G. Cálculo de orejas de conexión

En mención de CORNEJO (2014), Cada oreja transmite la carga del cilindro a la compuerta. La carga de tensión y corte sobre la oreja es la fuerza de extensión (pág. 85)

$$Pr = Vr = F_{ext} = 246.3 \text{ kN}$$

Lo analizaremos con el programa Autodesk Inventor

Haremos un análisis estático y evaluaremos su resistencia

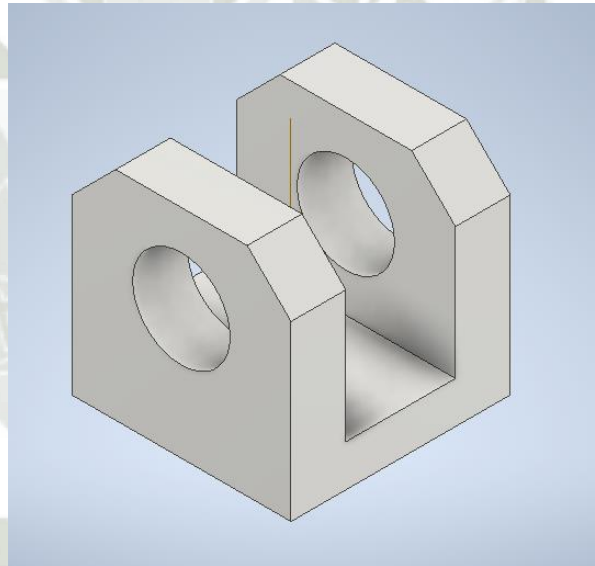


Figura 21. Oreja de Conexión 1

Fuente: Elaboración propia

Para la oreja de conexión utilizaremos el Acero ASTM A514 y este mismo le asignaremos en el software

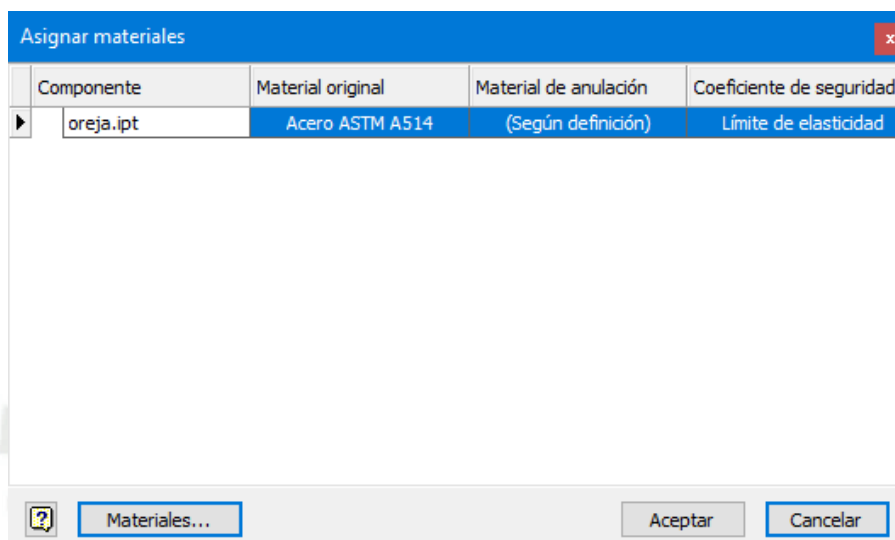


Figura 22. Asignación de Materiales

Fuente: Elaboración propia

Y el coeficiente de seguridad será el límite elástico del material que es de 690 MPa

Luego asignamos la restricción de cara fija como se ve en la siguiente figura

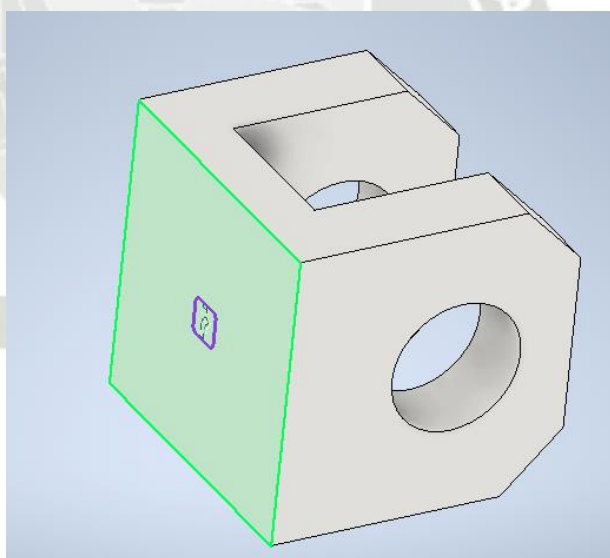


Figura 23. Asignacion de Restriccion Fija en la Oreja de Conexión 1

Fuente: Elaboración propia

Así como también las fuerzas actuantes en cada oreja que será:

$$F = \frac{246.3 \text{ kN}}{2} = 123.2 \text{ kN}$$

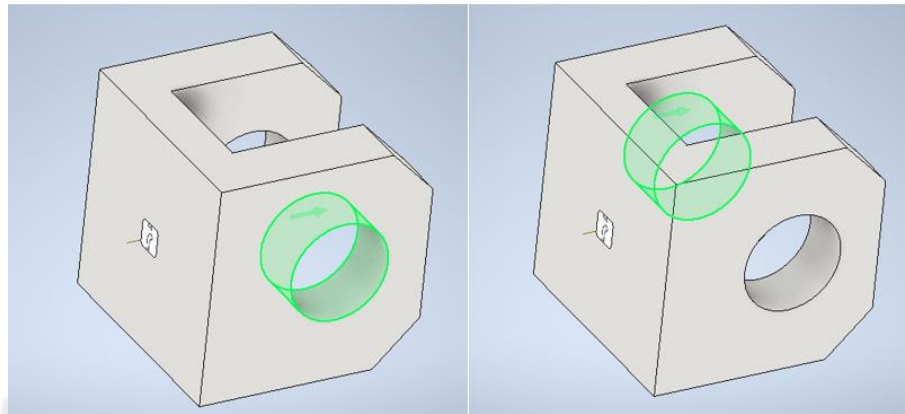


Figura 194. Asignación de cargas en la Oreja de Conexión 1

Fuente: Elaboración propia

Luego el software procederá a analizarlo y tenemos como resultado:

Para una tensión máxima de Von Mises máximo de 157 MPa

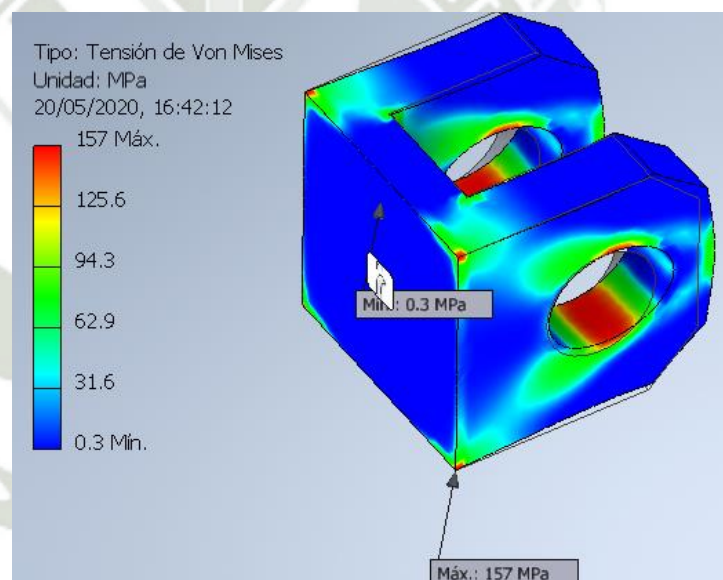


Figura 205. Tensión Máxima de Von Mises para Oreja de Conexión 1

Fuente: Elaboración propia

Para un desplazamiento máximo de 0.04 mm

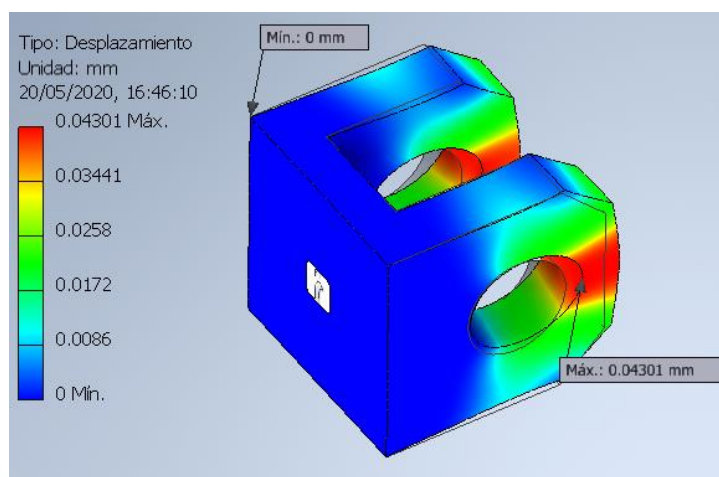


Figura 216. Desplazamiento Máximo para Oreja de Conexión 1

Fuente: Elaboración propia

Y un factor de seguridad de 4.3 como mínimo

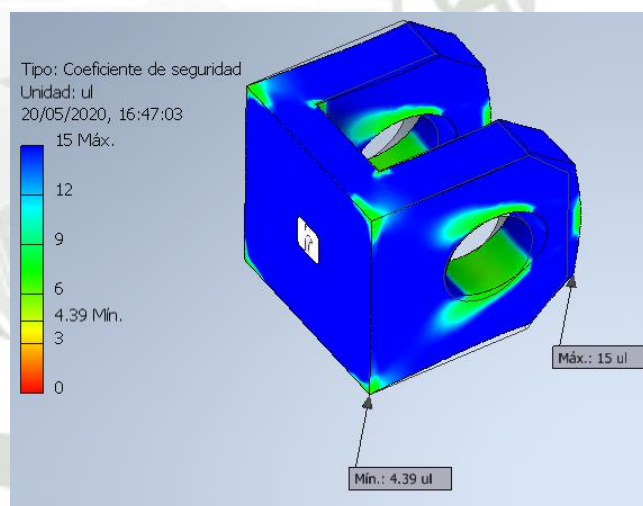


Figura 227. Factor de Seguridad Mínimo para Oreja de Conexión 1

Fuente: Elaboración propia

De igual manera lo hacemos para la Oreja que ira junto a la compuerta, con la diferencia de que la fuerza máxima aplicada es de 246.3 kN

El material asignado es el Acero ASTM A514, la restricción y la ubicación de la fuerza se muestra en la figura siguiente

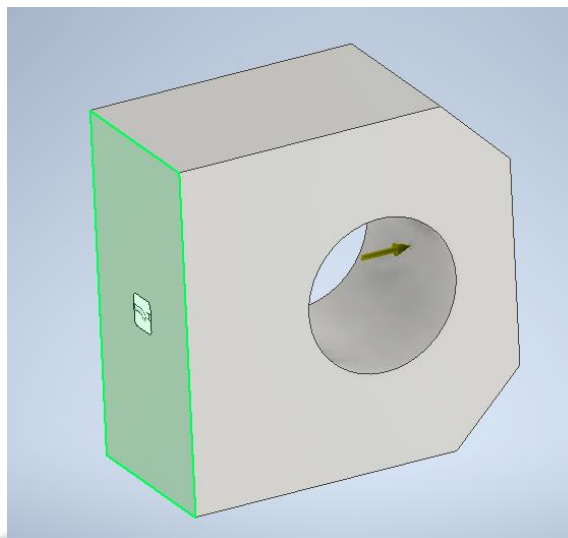


Figura 238. Asignación de Restricción Fija y carga en la Oreja de Conexión2

Fuente: Elaboración propia

Y como resultado tenemos:

Para una Tensión de Von Mises máxima de 159.1 MPa

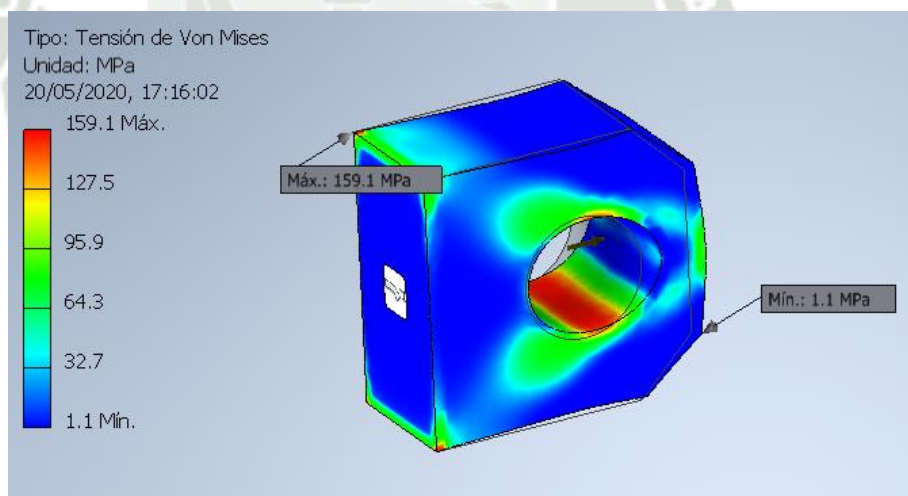


Figura 249. Tensión Máxima de Von Mises para Oreja de Conexión 2

Fuente: Elaboración propia

Para un desplazamiento máximo de 0.04 mm

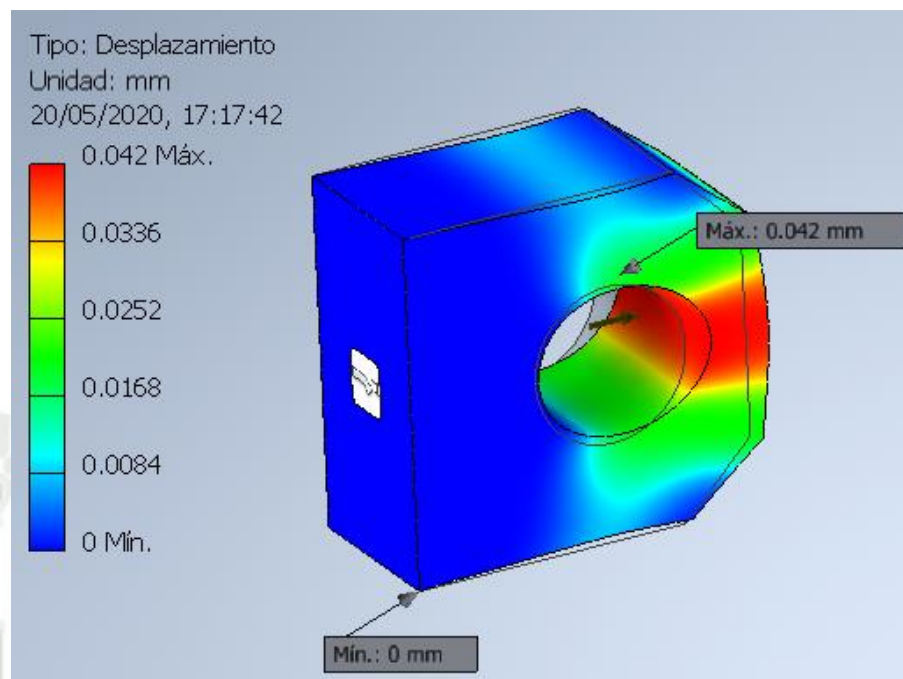


Figura 30. Desplazamiento Máximo para Oreja de Conexión 1

Fuente: Elaboración propia

Y un coeficiente de seguridad como mínimo de 4.33

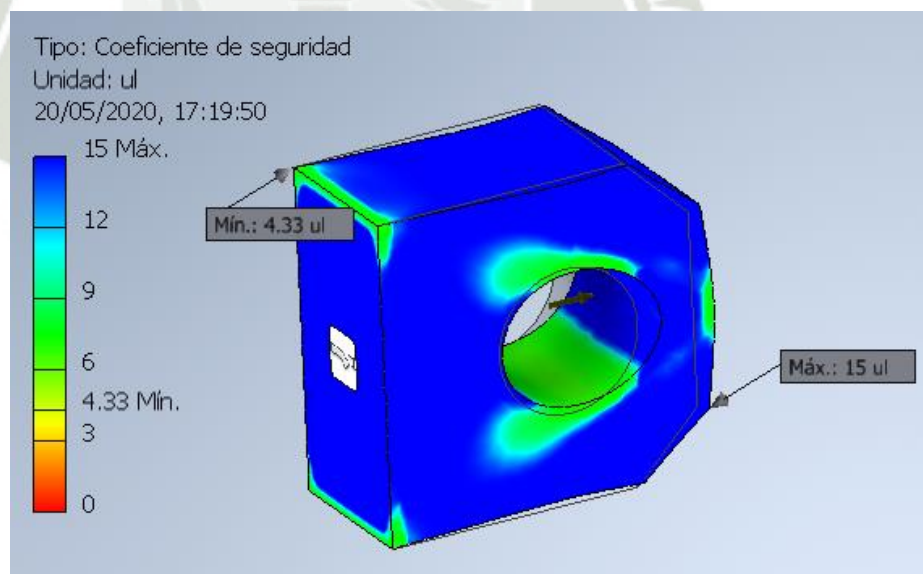


Figura 31. Factor de Seguridad Mínimo para Oreja de Conexión 2

Fuente: Elaboración propia

En conclusión, las orejas de conexión satisfacen los requerimientos

3.3 Diseño del soporte de los cilindros

Según CORNEJO (2014): Los cilindros van montados a dos soportes, las cuales lo toman de ambos extremos y se conectan a los pedestales de anclaje. Luego, el cilindro transfiere la mitad de la carga de inserción a cada soporte, que actúa como una viga empotrada en un lado y libre en el otro lado. (pág. 117).

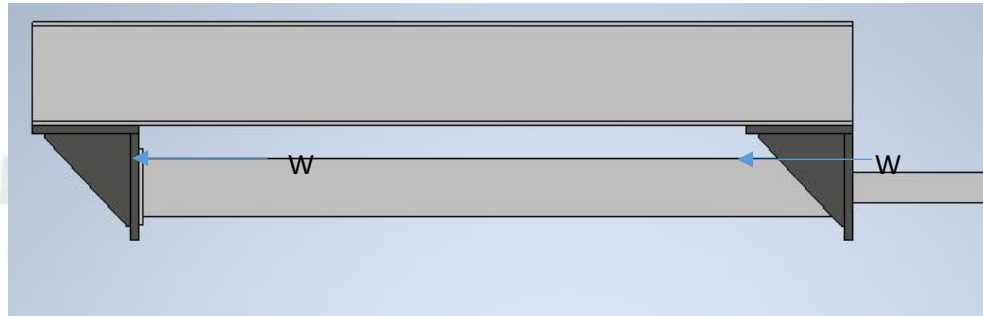


Figura 32. Soporte de pie y cabeza del Cilindro Hidráulico

Fuente: Elaboración propia



Figura 33. Modelamiento del soporte de pie y cabeza del cilindro como viga empotrada y libre en el otro extremo

Fuente: Elaboración propia

Así, la carga C que soporta cada consola es:

$$C = \frac{F_{ext}}{2}$$

$$C = \frac{246.3 \text{ kN}}{2} = 123.15 \text{ kN}$$

La combinación de carga máxima obtenida del cálculo de combinaciones establecido en ASCE 7-05 sección 2.3.2 corresponde a:

$$W = 1.6 \times C$$

$$W = 1.6 \times 123.15 = 197 \text{ kN}$$

Para realizar el diseño de este componente se hará con ayuda del programa Autodesk Inventor

Se trabaja con Acero A36 que tiene un límite elástico de 250 MPa y por efectos de redondeo de la carga máxima se toma 200 kN para el análisis

A. Soporte porta cilindro de pie

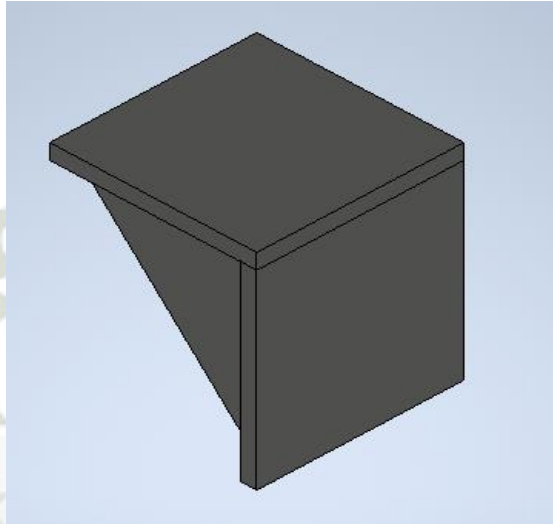


Figura 34. Soporte de Pie del Cilindro Hidráulico

Fuente: Elaboración propia

En primer lugar, definiremos restricciones y cargas como se muestran en las figuras siguientes:

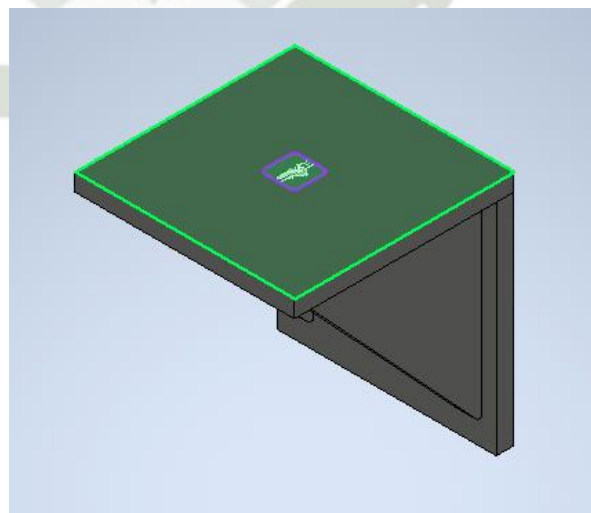


Figura 255. Asignación de Restricción Fija al Soporte de Pie

Fuente: Elaboración propia

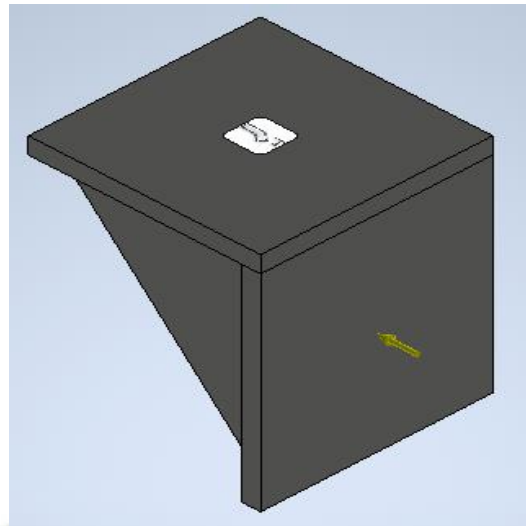


Figura 266. Asignación de Carga al Soporte de Pie

Fuente: Elaboración propia

Hecho esto se procede a analizar el soporte de pie del cilindro y como resultado tenemos:

Que para la Tensión de Von Mises tenemos como máximo 83.63 MPa

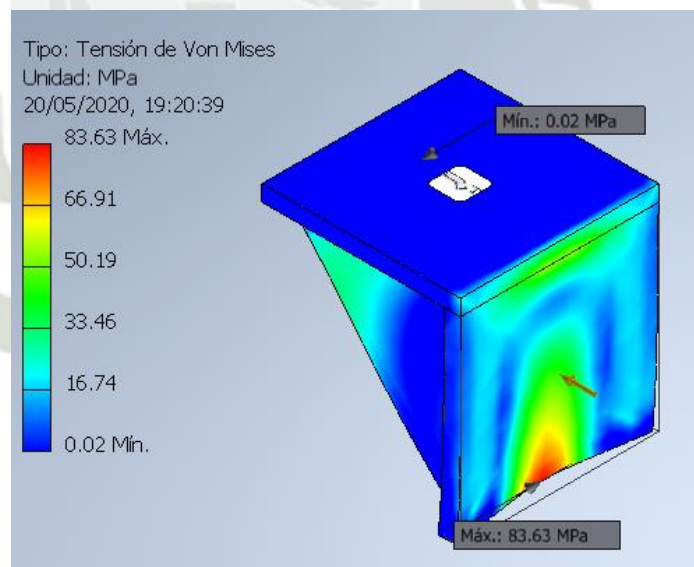


Figura 277. Tensión de Von Mises Máxima del Soporte de pie

Fuente: Elaboración propia

Así como también tenemos un desplazamiento máximo de 0.31 mm

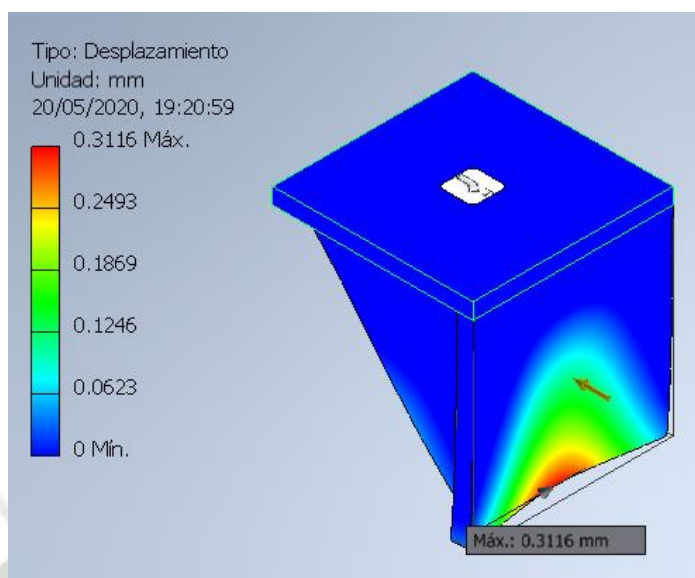


Figura 288. Desplazamiento Máximo del Soporte de pie

Fuente: Elaboración propia

Por último, tenemos un coeficiente de seguridad mínimo de 2.97

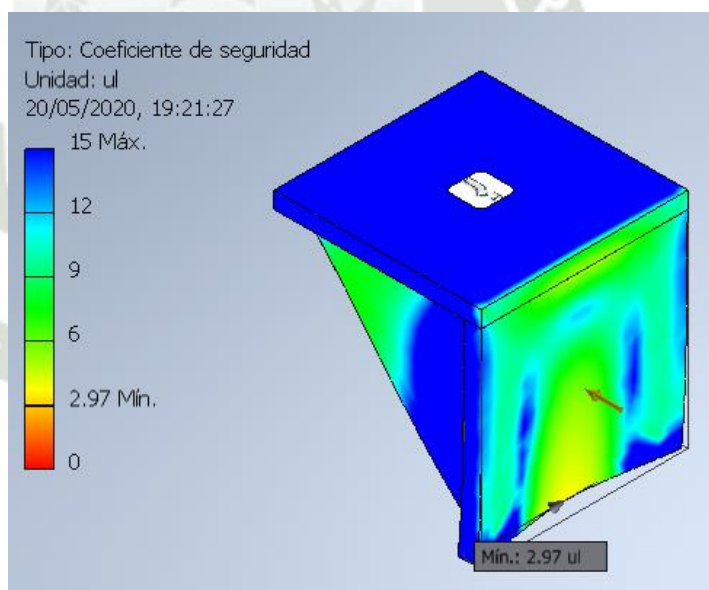


Figura 299. Factor de Seguridad mínimo del Soporte de Pie

Fuente: Elaboración propia

B. Soporte porta cilindro de cabeza

De igual manera realizamos el análisis para el soporte de cabeza del cilindro

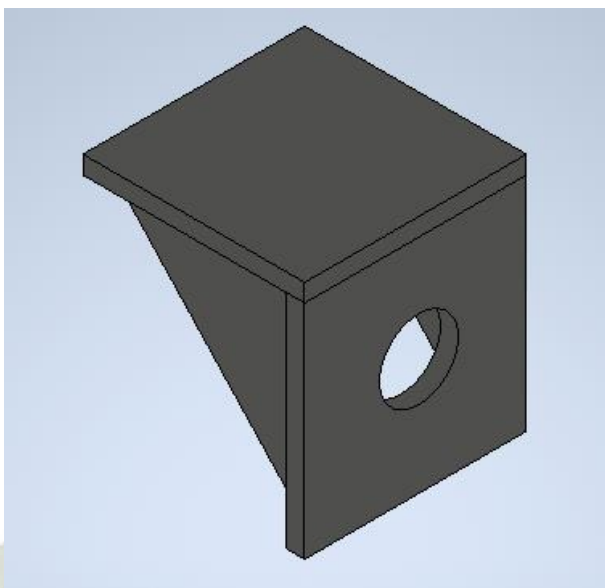


Figura 40. Soporte de Cabeza del Cilindro Hidráulico

Fuente: Elaboración propia

Aplicamos las restricciones y cargas al soporte

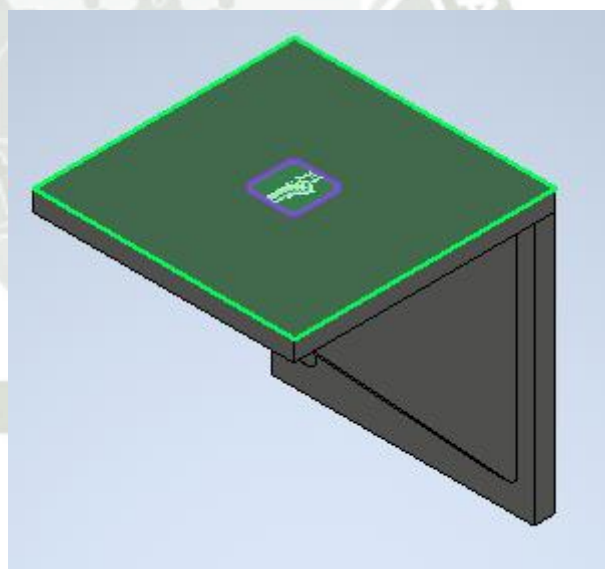


Figura 41. Asignación de Restricción Fija al Soporte de Cabeza

Fuente: Elaboración propia

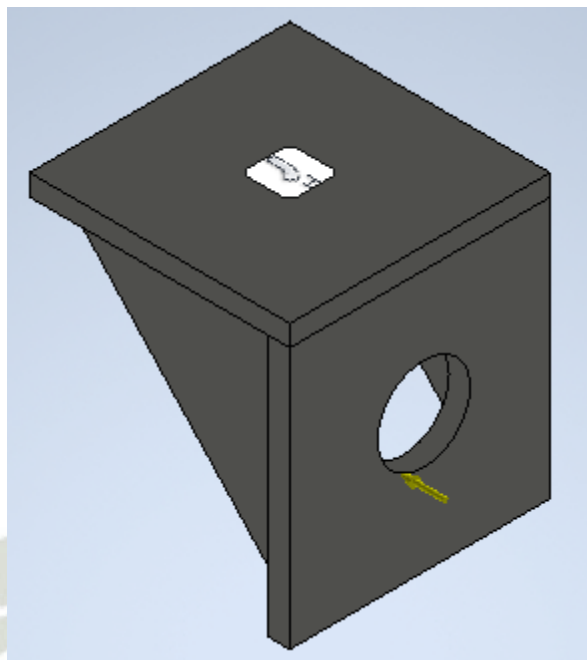


Figura 42. Asignación de Carga al Soporte de Cabeza

Fuente: Elaboración propia

Como resultado obtenemos:

Para un Tensión de Von Mises mínima de 124.5 MPa

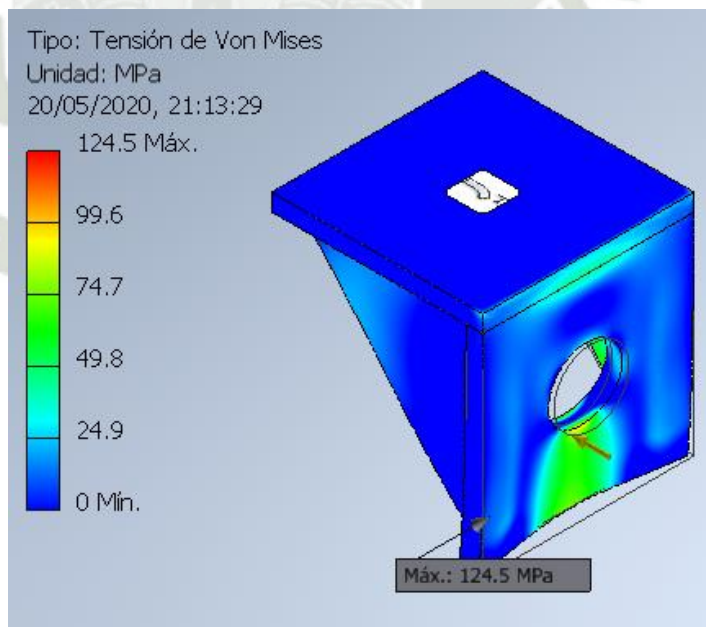


Figura 303. Tensión Máxima de Von Mises para Soporte de Cabeza

Fuente: Elaboración propia

También tenemos un desplazamiento máximo de 0.35 mm

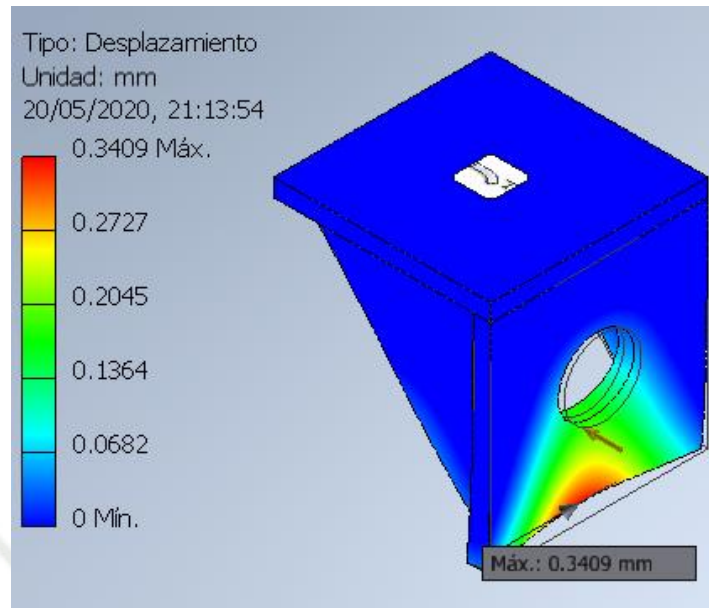


Figura 44. Desplazamiento Máximo para Soporte de Cabeza

Fuente: Elaboración propia

Por último, tenemos un coeficiente de seguridad mínimo de 1.99

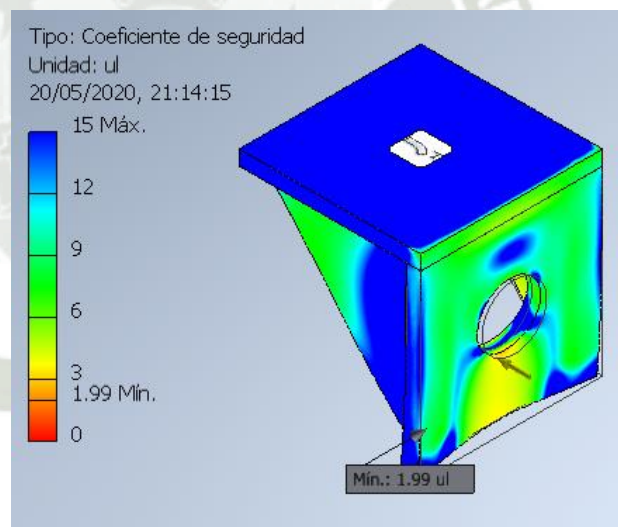


Figura 45. Factor de Seguridad Mínimo para Soporte de Cabeza

Fuente: Elaboración propia

Se concluye que los soportes cumplen con las exigencias requeridas

3.4 Diseño de compuerta tipo guillotina

- **Calculo eje atiesado**

Según CORNEJO (2014) “El eje de la compuerta corresponde al eje corto. El cálculo se realiza considerando una sección de plancha atiesada”. (pág. 118).

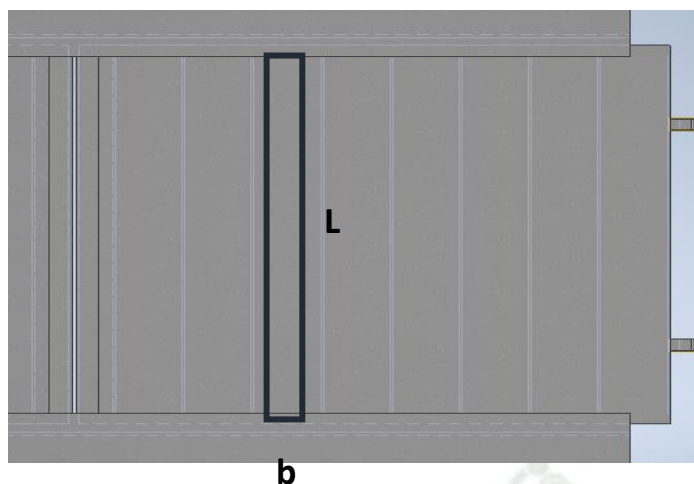


Figura 316 Eje atiesado de Compuerta guillotina

Fuente: Elaboración propia

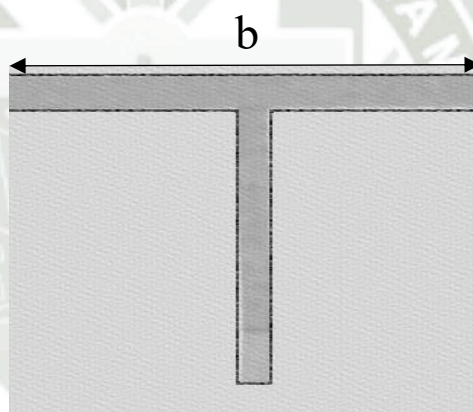


Figura 327 Sección atiesada de la Compuerta

Fuente: Elaboración propia

La sección de la plancha atiesada tendrá la geometría de una “T”

La carga permanente sobre la sección corresponde al peso propio de la compuerta

$$CM = P_p$$

Donde P_p es el peso lineal de la sección atiesada

Para obtener el peso lineal de la sección se determina las propiedades de la sección a continuación:

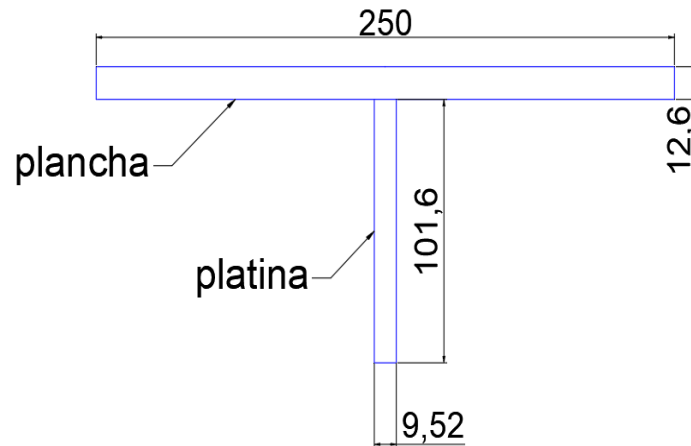


Figura 338. Geometría de la sección Atiesada

Fuente: Elaboración propia

Con las dimensiones dadas en la Figura 48 se obtiene un área de sección de:

$$As = 250 \text{ mm} \times 12,6 \text{ mm} + 101,6 \text{ mm} \times 9,52 \text{ mm}$$

$$As = 4117,232 \text{ mm}^2 = 0,0041172 \text{ m}^2$$

Y con la densidad del acero de 7850 kg/m^3 se obtiene el peso lineal

$$Pp = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,0041172 \text{ m}^2 \times \frac{9,81 \text{ N}}{1 \text{ kg}}$$

$$Pp = 317,06 \text{ N/m} = 0,31706 \text{ kN/m}$$

La carga viva de material corresponde a la carga de presión sobre el ancho tributario de la sección:

$$CV = \frac{Fret}{b}$$

Dónde:

Pret: Es la presión del material sobre la compuerta

b: Es el ancho tributario

Reemplazamos:

$$CV = \frac{216 \text{ KN}}{6\text{m}}$$

$$CV = 36 \frac{\text{KN}}{\text{m}}$$

Se consideran las cargas permanentes y la carga viva de material para el cálculo.

$$P = CM + CV$$

La sección de compuerta se considera como una viga de sección T simplemente soportada en ambos extremos con dos tipos de carga distribuida como se muestra en las siguientes figuras:

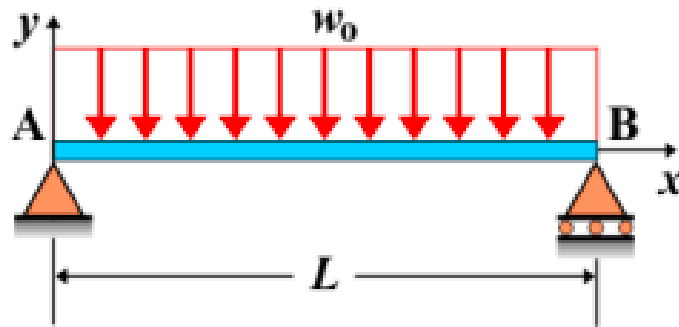


Figura 349. Modelo de la Viga

Fuente: Elaboración propia

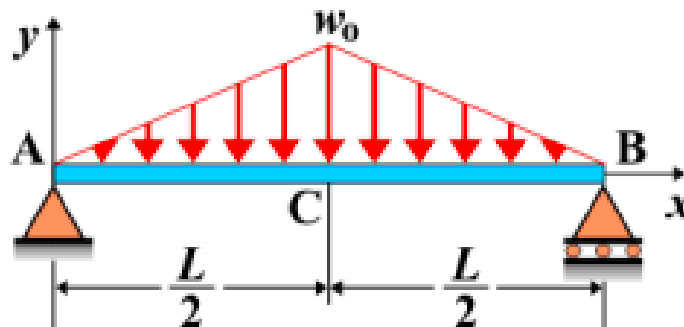


Figura 50. Modelo de la Viga

Fuente: Elaboración propia

Luego analizando:

$$P = CM + CV$$

$$W_o = P$$

$$W_o = 0.317 \frac{kN}{m} + 36 \frac{kN}{m} = 36.317 \text{ kN/m}$$

La longitud (L) es de 1600 mm o 1.6 m

Para el modelo de viga mostrado en la Fig. 48 tenemos:

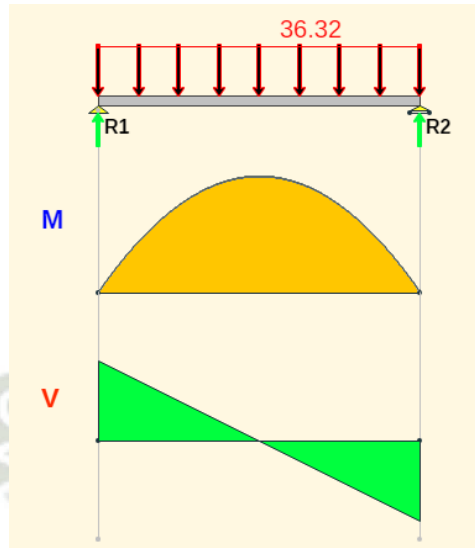


Figura 51. Diagrama de Corte y de Momentos

Fuente: Elaboración propia

Hallamos las reacciones:

$$R_1 = R_2 = \frac{wL}{2}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{36.317 \frac{kN}{m} \times 1.6 m}{2} = 29.0536 kN$$

La cortante máxima:

$$V_{max} = \frac{wL}{2}$$

$$V_{max} = \frac{36.317 \frac{kN}{m} \times 1.6 m}{2} = 29.0536 kN$$

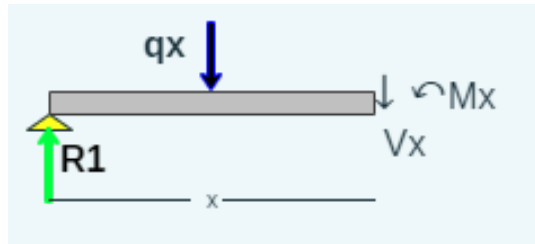
Para el momento máximo:

$$M_{max} = \frac{wL^2}{8}$$

$$M_{max} = \frac{36.317 \frac{kN}{m} \times (1.6 m)^2}{8} = 11.62144 kNm$$

Para obtener la deflexión máxima realizamos los siguientes:

Utilizamos momentos:



$$\sum M_B = 0$$

$$M_x = \frac{qLx}{2} - \frac{qx^2}{2} = 0$$

Utilizamos el área: $A = \frac{2}{3} ab$

Tenemos: $\phi_{1B} = \phi_1 = \frac{1}{EI}$ área entre A y B

$$\phi_1 = \frac{1}{EI} \left(\frac{2}{3}\right) \left(\frac{WL^2}{8}\right) \left(\frac{L}{2}\right)$$

$$\phi_1 = \frac{WL^3}{24EI}$$

Para la flecha máxima o deflexión aplicamos el segundo teorema de Mohr.

Calculamos la desviación tangencial en el extremo izquierdo de la elástica con respecto a la tangente trazada en el punto de flexión, en este caso corresponde a $L/2$.

$$t_{AB} = \frac{1}{EI} \int_A^B Mx dX$$

$$y_{max} = \frac{1}{EI} \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{qLx}{2} - \frac{qx^2}{2}\right) x dX$$

$$y_{max} = \frac{1}{EI} \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{qLX^2}{2} - \frac{qX^3}{2}\right) dX$$

$$y_{max} = \frac{1}{EI} \left(\frac{qL \left(\frac{L}{2}\right)^3}{6} - q \left(\frac{L}{2}\right)^4 \right)$$

$$y_{max} = \frac{qL^4}{48EI} - \frac{qL^4}{128EI}$$

$$y_{max} = \frac{5qL^4}{384EI}$$

Reemplazamos $q = W_0$

$$y_{max} = \frac{5W_0L^4}{384EI}$$

Dónde:

E: Es el módulo de Young del material, para Aceros 200 GPa

I: Es el momento de inercia de la sección

El momento de inercia lo calculamos con la geometría de la sección (Figura 51) y respecto al centro del área de la sección.

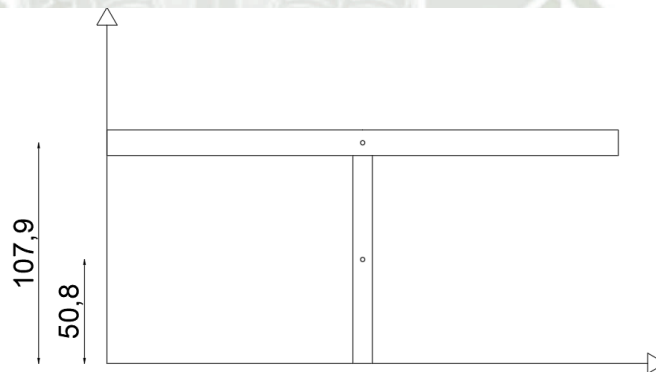


Figura 35. Centroides respecto al Eje Horizontal

Fuente: Elaboración propia

Primero calculamos el centroide de la sección compuesta

$$\bar{Y} = \frac{\sum \bar{y}_i A_i}{\sum A_i}$$

$$\bar{Y} = \frac{50.8 \text{ mm} \times (9.52 \text{ mm} \times 101.6 \text{ mm}) + 107.9 \text{ mm} \times (12.6 \text{ mm} \times 250 \text{ mm})}{(9.52 \text{ mm} \times 101.6 \text{ mm}) + (12.6 \text{ mm} \times 250 \text{ mm})}$$

$$\bar{Y} = 94.4859 \text{ mm}$$

Luego el momento de inercia de la plancha y la platina

$$I_{pl} = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{1}{12}250 \text{ mm} \times (12.6 \text{ mm})^3 = 41674.5 \text{ mm}^4$$

$$I_{pt} = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{1}{12}9.52 \text{ mm} \times (101.6 \text{ mm})^3 = 832025.863 \text{ mm}^4$$

Luego por el teorema de ejes paralelos con respecto al centroide se tiene

$$I_1 = I_{pl} + A_{pl} \times d_{pl}^2$$

$$I_2 = I_{pt} + A_{pt} \times d_{pt}^2$$

$$I_1 = 41674.5 \text{ mm}^4 + (12.6 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}) \times (90.486 \text{ mm} - 107.9 \text{ mm})^2$$

$$I_1 = 996903.7974 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 832026 \text{ mm}^4 + (9.52 \text{ mm} \times 101.6 \text{ mm}) \times (90.486 \text{ mm} - 50.8 \text{ mm})^2$$

$$I_2 = 2355395.697 \text{ mm}^4$$

$$I = I_1 + I_2 = 3352299,494 \text{ mm}^4$$

$$I = 3,352299 \text{ m}^4$$

Por último, reemplazamos, la deflexión máxima sería:

$$y_{max} = \frac{5(36.317 \times 10^3 \frac{N}{m})(1.6 \text{ m})^4}{384(2 \times 10^{10} \frac{N}{m^2})(3.28643 \text{ m}^4)}$$

$$y_{max} = 4.6223 \times 10^{-8} \text{ m} = 4.6223 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

Para el modelo de viga mostrado en la Fig. 49 tenemos:

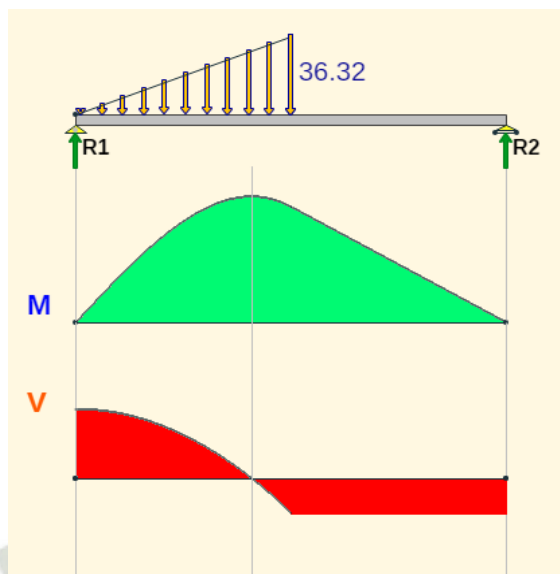


Figura 52. Diagrama de Corte y de Momentos

Fuente: Elaboración propia

Hallamos las reacciones:

$$R_1 = R_2 = \frac{wL}{4}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{36.317 \frac{kN}{m} \times 1.6 m}{4} = 14.5268 kN$$

La cortante máxima:

$$V_{max} = \frac{wL}{4}$$

$$V_{max} = \frac{36.317 \frac{kN}{m} \times 1.6 m}{4} = 14.5268 kN$$

Utilizamos momentos:

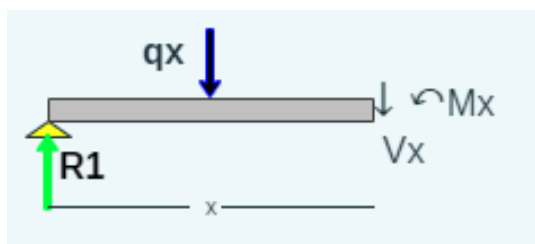


Figura 53. Diagrama de esfuerzos y de Momentos

Fuente: Elaboración propia

Determinamos la ecuación general de momento flector

$$\frac{q^*}{x} = \frac{q}{L/2}$$

$$q^* = \frac{2qx}{L}$$

$$Mx = \frac{qLx}{4} - \frac{2qx \cdot x}{3 \cdot 2}$$

$$Mx = \frac{qLx}{4} - \frac{qx^3}{3L}$$

Para el momento máximo:

$$M_{max} = \frac{wL^2}{12}$$

$$M_{max} = \frac{36.317 \frac{kN}{m} \cdot x (1.6 \text{ m})^2}{12} = 7.7476 kNm$$

Para obtener la deflexión máxima realizamos los siguientes:

Como la viga es simétrica, la tangente trazada por el punto medio de la elástica es de pendiente nula. Para determinar el ángulo en el apoyo calculamos el ángulo entre la tangente trazada en el extremo y la tangente trazada en $L/2$.

$$\phi_{AB} = \phi_A = \frac{1}{EI} \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{qLx}{4} - \frac{qx^3}{3L} \right) dx$$

$$\phi_A = \frac{1}{EI} \left(\frac{qL \left(\frac{L}{2}\right)^2}{8} - \frac{q \left(\frac{L}{2}\right)^4}{12L} \right)$$

$$\phi_A = \frac{qL^3}{32EI} - \frac{qL^3}{192EI}$$

$$\phi_A = \frac{5qL^3}{192EI}$$

Para determinar la flecha máxima se calcula la desviación tangencial en el extremo de la viga con respecto a la tangente trazada en $L/2$.

$$t_{AB} = \frac{1}{EI} \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{qLx}{4} - \frac{qx^3}{3L} \right) x dx$$

$$y_{max} = \frac{1}{EI} \int_0^{\frac{L}{2}} \left(\frac{qLx^2}{4} - \frac{qx^4}{3L} \right) x dx$$

$$y_{max} = \frac{1}{EI} \left(\frac{qL \left(\frac{L}{2} \right)^3}{12} - \frac{q \left(\frac{L}{2} \right)^5}{15L} \right)$$

$$y_{max} = \frac{qL^4}{96EI} - \frac{qL^4}{480EI}$$

$$y_{max} = \frac{qL^4}{120EI}$$

Reemplazamos $q = W_0$

$$y_{max} = \frac{W_0 L^4}{120EI}$$

Dónde:

E: Es el módulo de Young del material, para Aceros 200 GPa

I: Es el momento de inercia de la sección

Por último, reemplazamos, la deflexión máxima sería:

$$y_{max} = \frac{(36.317 \times 10^3 \frac{N}{m})(1.6 \text{ m})^4}{120(2 \times 10^{10} \frac{N}{m^2})(3.28643 \text{ m}^4)}$$

$$y_{max} = 2.9583 \times 10^{-8} \text{ m} = 2.9583 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

La deflexión total máxima es:

$$y_{max}^{Total} = y_{max1} + y_{max2} = 4.6223 \times 10^{-5} + 2.9583 \times 10^{-5}$$

$$y_{max} Total = 7.5806 \times 10^{-5} mm$$

a. Verificación por flexión

Para la verificación por flexión tenemos:

$$M_{max} = 3.933 \text{ kNm}$$

También el momento resistente elástico

$$M_p = F_y \times S$$

$$S = I/c$$

Donde

F_y es el esfuerzo admisible del material, 250 MPa para el Acero A-36

S : es el módulo elástico de la sección

I : es el momento de inercia de la sección, 3.28643 m^4

c : Es la distancia máxima desde el centroide hasta la parte inferior o superior de la sección, 94.48 mm

Entonces

$$S = \frac{3286426.82 \text{ mm}^4}{94.48 \text{ mm}} = 34782.19 \text{ mm}^3$$

$$S = 34782.19 \text{ mm}^3 = 3.4782 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$M_p = 250000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \times 3.4782 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$M_p = 8.7 \text{ kNm}$$

Luego, la resistencia admisible a la flexión según AISC 360-16: F1 es:

$$M_c = \frac{M_p}{\Omega_b}$$

Donde $\Omega_b = 1.67$ según AISC 360-16: F1

$$M_c = \frac{8.7 \text{ kNm}}{1.67} = 5.21 \text{ kNm}$$

Por último, el factor de utilización es

$$FU = \frac{M_{max}}{M_c} = \frac{3.93 \text{ kNm}}{5.21 \text{ kNm}} = 0.75$$

b. Verificación por corte

Para la verificación por corte tenemos:

$$V_{max} = 9.833 \text{ kN}$$

También el área requerida a corte según AISC 360-16: G2 es:

$$A = \Omega \times \frac{V_{max}}{0.6 \times F_y}$$

Donde F_y es el esfuerzo admisible del acero A-36 que es 250 MPa y $\Omega=1.67$ según AISC 360-16: G1, entonces.

$$A = 1.67 \times \frac{9.833}{0.6 \times 250000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}} = 0.000109475 \text{ m}^2$$

Para la sección, se considera que el área expuesta a corte

$$A_{nv} = \frac{A_g}{2}$$

Donde A_g es el área de la sección que es 0.004117 m², tenemos

$$A_{nv} = \frac{0.004117 \text{ m}^2}{2} = 0.002058 \text{ m}^2$$

Por último, podemos verificar que $A_{nv} > A$

c. Verificación por deflexión

Para verificar la deflexión tenemos:

$$y_{max} = 7.5806 \times 10^{-8} \text{ m}$$

El límite de deflexión no debe exceder de $y_{max} \leq L/360$ según la IBC 2009, entonces se verifica:

$$\frac{L}{360} = \frac{1.6 \text{ m}}{360} = 4.444 \times 10^{-3} \text{ m} \geq 7.5806 \times 10^{-8} \text{ m} \therefore \text{Cumple!}$$

Comprobamos por Autodesk Inventor Professional 2020 utilizaremos:

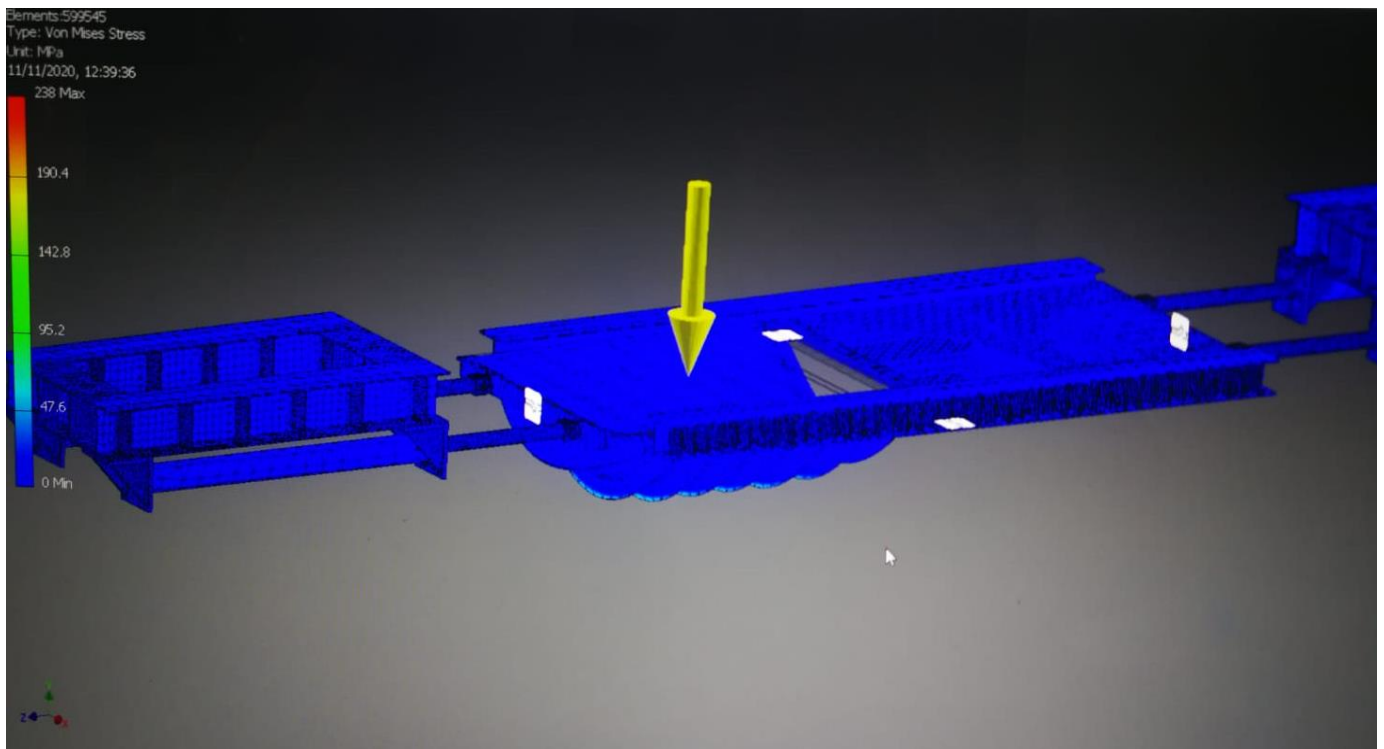


Figura 54. Diagrama de esfuerzos y de Momentos.

Fuente: Elaboración propia.

$$P = CM + CV$$

$$W_o = P$$

$$W_o = 0.317 \frac{kN}{m} + 36 \frac{kN}{m} = 36.317 \text{ kN/m}$$

Obtenemos los siguientes resultados:

Results

Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	108000 N	0 N	129062 N m	-129062 N m
		108000 N		0 N m
		0 N		0 N m

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	562312000 mm ³	
Mass	4414.15 kg	
Von Mises Stress	0 MPa	119.013 MPa
1st Principal Stress	-17.385 MPa	46.5591 MPa
3rd Principal Stress	-134.824 MPa	7.0139 MPa
Displacement	0 mm	0.582016 mm
Safety Factor	1.73931 ul	15 ul
Stress XX	-81.2791 MPa	46.5591 MPa
Stress XY	-56.8059 MPa	55.8731 MPa
Stress XZ	-16.2603 MPa	14.6204 MPa
Stress YY	-91.7348 MPa	17.254 MPa
Stress YZ	-6.39886 MPa	8.08923 MPa
Stress ZZ	-22.9313 MPa	20.2627 MPa
X Displacement	-0.0951129 mm	0.0958555 mm
Y Displacement	-0.582016 mm	0.00322092 mm
Z Displacement	-0.0428504 mm	0.164052 mm
Equivalent Strain	0 ul	0.000510811 ul
1st Principal Strain	-0.00000433156 ul	0.000221626 ul
3rd Principal Strain	-0.000592073 ul	0.00000102613 ul
Strain XX	-0.000333808 ul	0.000221626 ul
Strain XY	-0.000351656 ul	0.000345881 ul
Strain XZ	-0.000100659 ul	0.000090507 ul
Strain YY	-0.000381146 ul	0.000114475 ul
Strain YZ	-0.000039612 ul	0.0000500762 ul
Strain ZZ	-0.0000977912 ul	0.000150073 ul
Contact Pressure	0 MPa	321.53 MPa
Contact Pressure X	-220.255 MPa	148.888 MPa
Contact Pressure Y	-32.8174 MPa	209.462 MPa
Contact Pressure Z	-98.7246 MPa	104.856 MPa

Figura 55. Resultados de la simulación de esfuerzos en inventor.

Fuente: Elaboración propia.

3.5 Diseño del marco-guía de compuerta

Como menciona CORNEJO (2014): El marco guía se refiere a vigas compuestas, dispuestas de forma paralela en el eje largo del alimentador. Las compuertas deslizan entre ambos flanges, descansando en una placa intermedia que se apoya sobre el

flange inferior como se ve en la Figura 50. En esta configuración, se tiene que el flange está sometido a una carga de corte y el alma a tensión. (pág. 121).

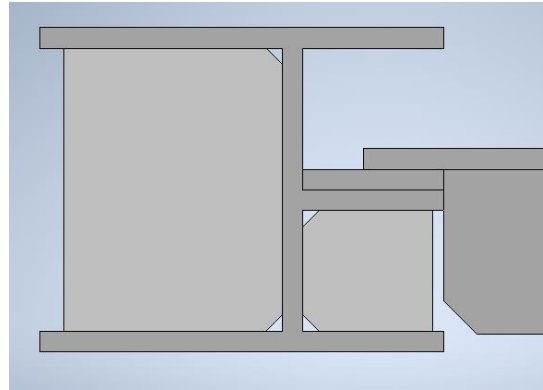


Figura 56. Sección de la viga Guía

Fuente: Elaboración propia

A. Verificación por corte

Se considera el mismo ancho tributario utilizado para calcular el eje atiesado.

Así, el área requerida por el flange para soportar el corte es:

$$A = \Omega x \frac{V_{max}}{0.6 x F_y}$$

Donde

V_{max} : Es la reacción dada en la sección atiesada, 9.833 kN

$\Omega = 1.67$ Según AISC 360-16: G2

F_y : Es el límite de fluencia del Acero, en este caso Acero A36 con límite de fluencia de 250 MPa

Entonces.

$$A = 1.67 x \frac{9.833 \text{ kN}}{0.6 x 250000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}$$

$$A = 0.000111544 \text{ m}^2 = 111.544 \text{ mm}^2$$

Para la sección compuesta, se considera que el área expuesta a corte es:

$$A_{nv} = b \times t_f$$

Donde

b: Es el ancho tributario que es de 250 mm

t_f : Es el espesor del flange de la viga. 12.7 mm

Entonces.

$$A_{nv} = 250 \text{ mm} \times 12.7 \text{ mm} = 3175 \text{ mm}^2$$

Así el ala cumple con lo requerido a corte si $A_{nv} > A$, por lo tanto, ¡cumple!

B. Verificación a tracción

El área requerida por el alma para soportar la tensión es:

$$A = \Omega \times \frac{V_{max}}{F_y}$$

V_{max} : Es la reacción dada en la sección atiesada, 9.833 kN

$\Omega = 1.67$ Según AISC 360-16: G2

F_y : Es el límite de fluencia del Acero, en este caso Acero A36 con límite de fluencia de 250 MPa

Entonces.

$$A = 1.67 \times \frac{9.833 \text{ kN}}{250000 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}}$$

$$A = 6.69266 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 66.92 \text{ mm}^2$$

Para la sección

n, se considera que el área expuesta a tensión es:

$$A_g = b \times t_w$$

Donde t_w es el espesor del alma de la viga.

$$A_g = 250 \text{ mm} \times 12.7 \text{ mm}$$

$$A_g = 0.003175 \text{ m}^2 = 3175 \text{ mm}^2$$

Con esto, el alma cumple con lo requerido a tensión si $A_g > A$, por lo tanto,
¡cumple!

3.6 Diseño del Sistema Oleo hidráulico

Para el sistema oleo hidráulico de las compuertas Guillotina se tomará lo siguientes parámetros:

- Una bomba abastecerá dos cilindros hidráulicos
- La presión del sistema es de 160 Bar

El Sistema Oleo hidráulico constara de los siguientes componentes:

- Tanque o depósito de aceite.
- Filtro
- Bomba
- Elementos de regulación y control
- Actuadores
- Redes de distribución

Definidos los parámetros según CEMBRANOS, J. (2008), tenemos lo siguiente:

- El mercado nos ofrece las Centrales hidráulicas que son los componentes en conjunto compuesto de Bomba-Motor, Depósito de aceite, Filtro y elementos de regulación y control. Son la base de los sistemas oleo hidráulicos el dimensionamiento y concepción son decisivos para la compatibilidad con el medio ambiente y la rentabilidad de todo el sistema. A través del complemento de central, bloque de mando y accesorios.



Figura 57. Central Hidraulica

Fuente: Rexroth (2020)

Para las compuertas guillotinas la velocidad de cierre y apertura típicos son de 1 cm/s, con este parámetro definido podemos calcular el caudal de extracción y retracción.

Calculamos el caudal de extracción

$$Q_{ext} = A_{ext} \times v$$

Donde el Área de extracción o Área de Pistón calculado en la **Sección 4.2** es de 153.94 cm²

$$Q_{ext} = 153.94 \text{ cm}^2 \times 1 \text{ cm/s}$$

$$Q_{ext} = 153.94 \text{ cm}^3/\text{s}$$

También calculamos el caudal de retracción

$$Q_{ret} = A_{ret} \times v$$

Donde el Área de retracción o Área anular calculada en la **Sección 4.2** es de 90.32 cm²

$$Q_{ret} = 90.32 \text{ cm}^2 \times 1 \text{ cm/s}$$

$$Q_{ret} = 90.32 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Con el fin de mantener un caudal constante y una velocidad aproximada de 1 cm/s para un cilindro hidráulico obtenemos el caudal promedio

$$Q_{prom} = \frac{Q_{ext} + Q_{ret}}{2} = 122.13 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Luego considerando que una bomba es para 2 cilindros hidráulicos

$$Q = 2 \times Q_{prom} = 2 \times 122.13 \frac{cm^3}{s} = 244.26 \frac{cm^3}{s}$$

Convirtiendo

$$Q_{prom} = 244.26 \frac{cm^3}{s} \times \frac{60 s}{1 min} = 14655.53 \frac{cm^3}{min}$$

$$Q_{prom} = 14.66 \frac{l}{min}$$

Luego considerando que una bomba es para 2 cilindros hidráulicos

También teniendo en cuenta la presión nominal del sistema es de 160 Bar

Luego hallamos la cilindrada

$$V = \frac{Q}{n}$$

Dónde:

V: Es la cilindrada en cm^3/rev

Q: Es el caudal promedio en cm^3/min

n: Es la velocidad de giro de la bomba en rpm, asumiremos 2000 rpm

$$V = \frac{14655.53 \frac{cm^3}{min}}{2000 \text{ rpm}} = 7.33 \frac{cm^3}{rev}$$

Entonces seleccionaremos una bomba con cilindrada aproximada de 7.33 cm^3/rev .

Con estos parámetros, cilindrada y presión de sistema buscamos en el catálogo de Rexroth y buscamos una bomba. Una bomba adecuada sería la del tipo engranaje externo ya que posee presiones y cilindradas bajas



Figura 58. Bomba de engranajes externos.

Fuente: Elaboración Propia

Del Anexo N°6 obtenemos la ficha técnica de la bomba BOSCH REXROTH de engranajes externos modelo AZPB tamaño 7.1 con presión nominal de 200 Bar obtenemos una cilindrada de 7.1 cm³/rev

Entonces.

$$n = \frac{Q}{V} = \frac{14655.53 \text{ cm}^3/\text{min}}{7.1 \text{ cm}^3/\text{rev}} = 2064.15 \text{ rpm}$$

Tomamos una velocidad de 2200 rpm, luego tenemos:

$$Q = 7.1 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \times 2200 \text{ rpm} = 15620 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$Q = 15.62 \text{ l/min}$$

Entonces según el fabricante aplicamos eficiencia volumétrica 95 % para obtener el caudal real.

$$Q = 0.95 \left(15.62 \frac{\text{l}}{\text{min}} \right) = 14.84 \text{ l/min}$$

También calculamos el torque y la potencia como sigue

$$M = \frac{V \times P}{20\pi \times \eta_m}$$

Dónde:

M: Es el torque, Nm

V: es la cilindrada, cm³/rev

P: es la presión del sistema, Bar

η_m : Es la eficiencia mecánica, 0.9

Entonces.

$$M = \frac{7.1 \frac{cm^3}{rev} \times 160Bar}{20\pi \times 0.9} = 20.1 Nm$$

Y la potencia estada dada por la siguiente expresión

$$N = \frac{2\pi \times M \times n}{600000}$$

Dónde:

N: Es la potencia, kW

M: es el torque, Nm

n: Es la velocidad de giro, rpm

Luego

$$N = \frac{2\pi \times 20.1 Nm \times 2200 rpm}{600000} = 4.63 kW$$

- En cuanto los actuadores son los cilindros hidráulicos fueron calculados en la **sección 4.2**
- CEMBRANOS, J. (2008) menciona; La red de distribución es por donde se debe garantizar la presión y velocidad del aceite en todos los puntos de uso. En las instalaciones oleohidráulicas, al contrario de las neumáticas, es necesario un circuito de retomo de fluido, ya que este se vuelve a utilizar una y otra vez. El material utilizado suele ser acero o plástico reforzado y depende de su uso.

3.7 Circuito Hidráulico

El circuito del sistema hidráulico representa gráficamente cada uno de los elementos equipo hidráulico, así como de su interacción y por lo consiguiente visualizar el funcionamiento de tal.

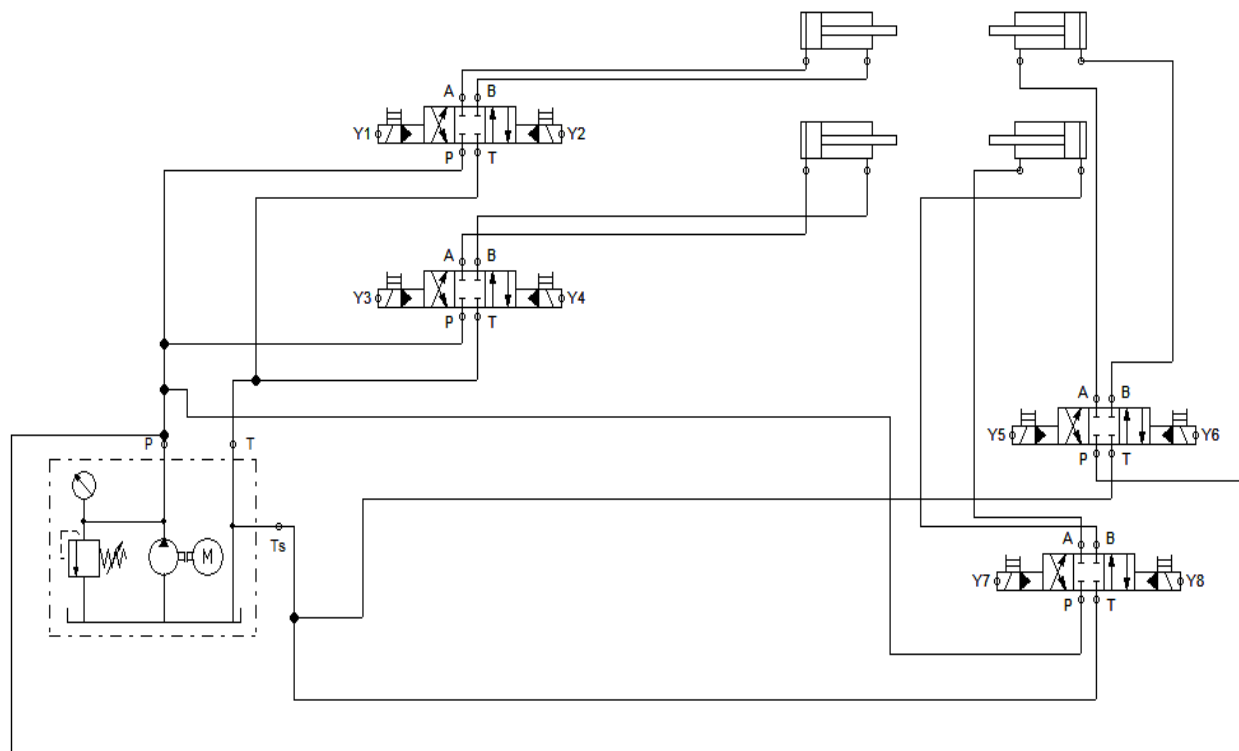


Figura 59. Circuito Hidráulico

Fuente: Elaboración propia

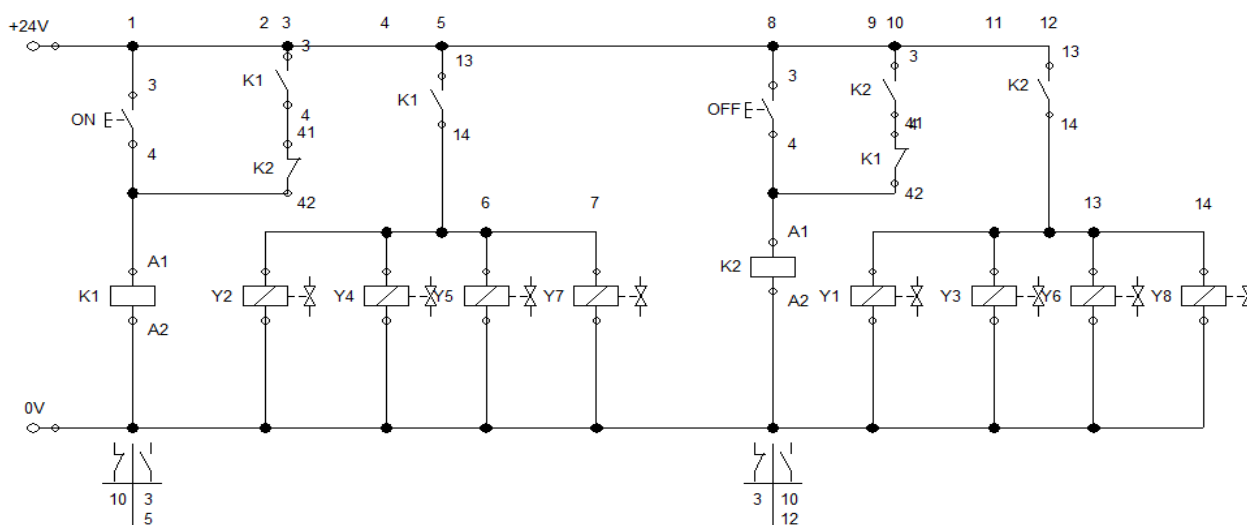


Figura 60. Circuito Eléctrico

Fuente: Elaboración Propia

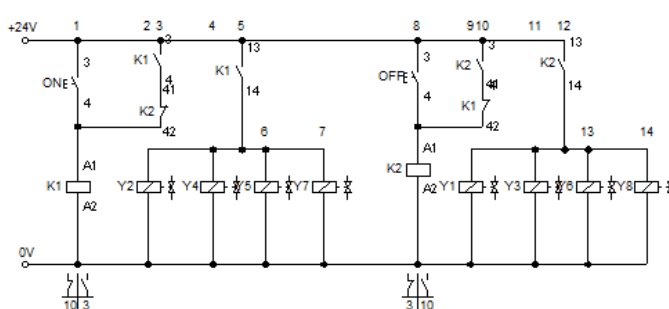
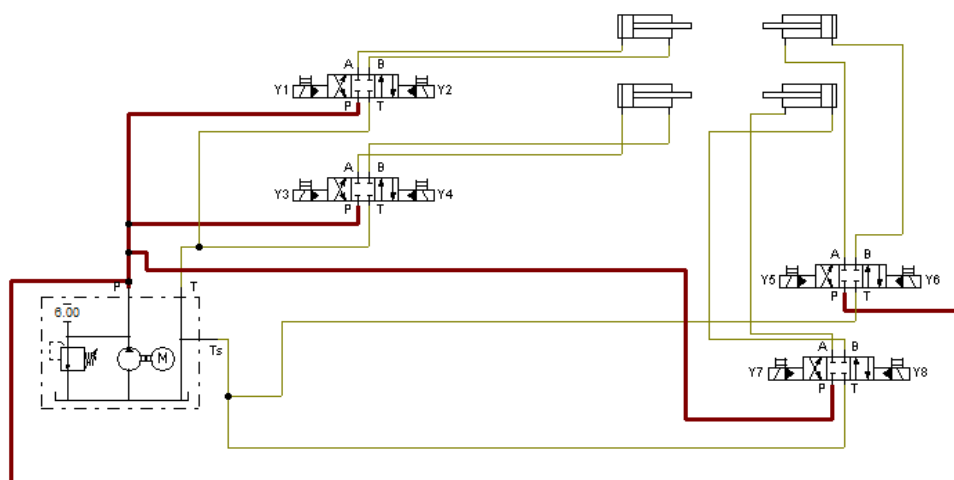


Figura 61. Inicio del circuito hidráulico eléctrico.

Fuente: Elaboración Propia

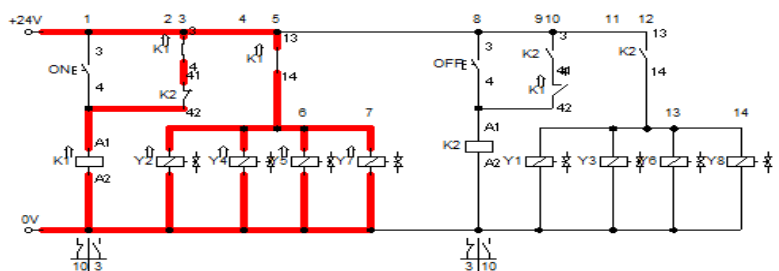
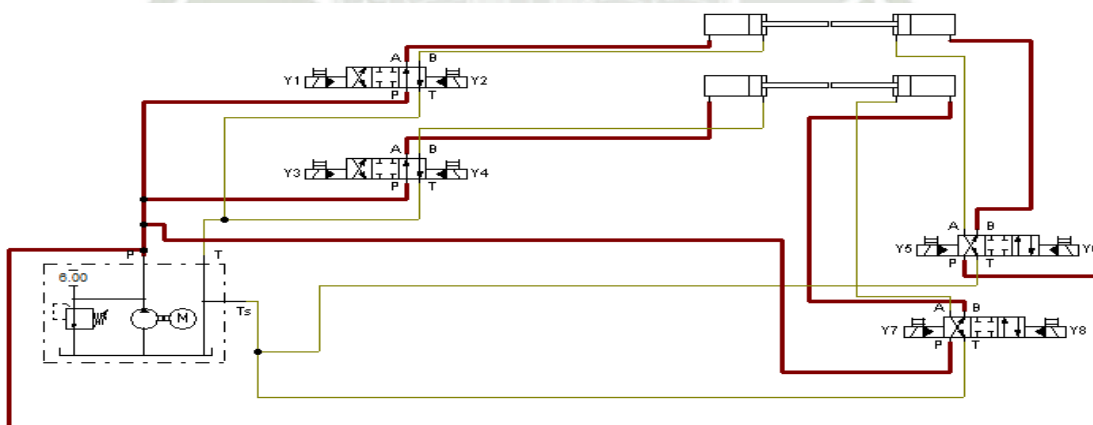


Figura 62a. Circuito en funcionamiento vástago extendido.

Fuente: Elaboración Propia

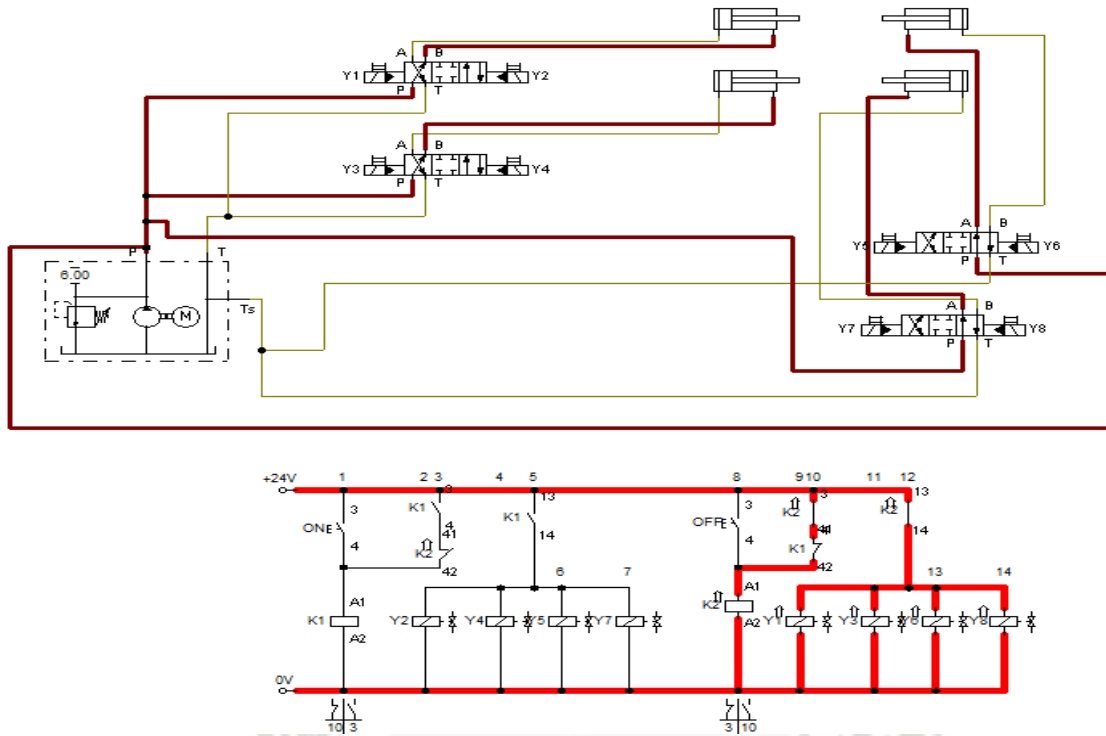


Figura 62b. Circuito en funcionamiento vástago retraído.

Fuente: Elaboración Propia

En la tabla a continuación se muestra de manera numerada cada uno de los elementos de nuestro equipo hidráulico, así como los demás elementos que intervienen en el funcionamiento del accionamiento del sistema, graficado anterior en el circuito.

Tabla 3. Elementos esquematizados en el circuito hidráulico

ELEMENTO
1. Cilindro de doble efecto
2. Válvula direccional quíntuple de 2 vías con interruptor de selección
3. Válvula direccional triple de 2 vías con pulsador de presión
4. Unidad de Mantenimiento
5. Fuente de aire Comprimido

CAPITULO IV

4. COSTOS Y PRESUPUESTOS

En este capítulo se verificará y calculará los costos y presupuestos del Diseño del sistema de retención de mineral para mantenimiento en los Belt Feeder, análisis de precio unitario fabricación estructural, montaje estructural y equipos, de esta manera poder hacer la evaluación correspondiente de los costos de diseño para poder decir al final en este capítulo si dicho es beneficioso para su implementación para realizar dichos mantenimientos e inspecciones cuando pare por parte de operaciones.

la implementación de este diseño para los mantenimientos de los Belt Feeder se da ya que cada vez la minera avanza y requiere de nuevas innovaciones y mejoras para optimizar tiempos para continuar con la producción de explotación de mineral.

Este diseño se enfoca en reemplazar el lanceo por medio de lanzas que toma determinado tiempo 12 hrs aproximadamente un turno de trabajo a reducir el tiempo aprox. 2 hrs por medio de la instalación de compuertas tipo guillotina.

Eso será más beneficioso en costos y además se realizará trabajos con menos riesgo ya que el personal que ingrese a realizar trabajos, ingresará ya una vez cerrado el chute ya que se encuentra bloqueada dicho feeder.

Tabla 4

Medidas Compuertas MK001, Ensamble MK002, Ensamble MK003

Item	Descripción	Marca	Medidas(mm)	Cantidad	Peso (kg)		Área (m ²)	
					Unidad	Total	Unidad	Total
1	COMPUERTA MK001							
1.1	PL 3/8" ASTM A36	P01	102x1600	18	12.20	219.6	0.330	5.940
1.2	PL 1/2" ASTM A37	P02	1700x2130	2	361.00	722	7.240	14.480
2	ENSAMBLE MK002							
2.1	PERFIL W 12x65 ASTM A36	W01	2385	4	230.70	922.80	5.260	21.040
2.2	PERFIL W 12x65 ASTM A37	W002	978	4	94.60	378.40	1.740	6.960
2.3	PL 3/8" ASTM A36	P01	135x275	32	2.78	88.96	0.074	2.368
2.4	PL 1 " ASTM A36	P02	310x310	16	9.58	153.28	0.193	3.088
2.5	PL 1 -1/4" ASTM A36	P03	270x270	16	7.27	116.32	0.146	2.336
3	ENSAMBLE MK003							
2.1	PERFIL W 8x40 ASTM A36	W01	2385	2	141.98	283.96	2.860	5.720
2.2	PL 3/8" ASTM A36	P01	90x180	82	1.21	99.22	0.032	2.624
						2984.54		64.56

Fuente: Elaboración propia

Tabla 5

Análisis de Precio Unitario

ANÁLISIS DE PRECIO UNITARIO						
Partida	Fabricación Estructural					
Rendimiento	kg/DIA	336.0000	Costo unitario directo por: kg			S/. 11.911
Código	Descripción Recurso	Unidad	Cuadrilla	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra						
0101010007	Capataz Mecánico	hh.	0.1500	0.0036	25.000	0.013
0101010008	Operario Mecánico	hh.	1.0000	0.0238	20.000	0.476
0101010009	Peón Mecánico	hh.	2.0000	0.0476	15.000	1.429
01010200010002	Soldador 3g	hh.	1.0000	0.0238	20.000	0.476
01010200010009	Operario Mecánico	hh.	2.0000	0.0476	18.000	1.714
						4.109

Fuente: Elaboración propia

Materiales

02030300010023	TRANSPORTE DE MATERIALES LIMA-AQP	kg		1.0500	0.250	0.263
02040600010071	ACERO A-36 (perfiles)	kg		1.0500	3.600	3.780
0255010001	Acetileno 10 kg	BLN		0.0002	200.000	0.040
0255060006	OXIGENO INDUSTRIAL (BOTELLA DE 10 m3)	bal		0.0007	92.000	0.064
02550800010006	SOLDADURA E6011 DE 1/8"	kg		0.0150	18.000	0.270
02550800030003	SOLDADURA E7018 DE 1/8"	kg		0.0150	17.000	0.255
0276020079	DISCO DE CORTE DE 1/8" X 7/8" X 7"	und		0.0033	7.500	0.025
0276020080	DISCO DE DESBASTE DE 1/4" X 7/8" X 7"	und		0.0033	9.500	0.031
						4.728

Equipos

0301010006	HERRAMIENTAS MANUALES	%mo		2.0000	1.304	2.608
03011400070013	TALADRO MAGNETICO	hm	0.2500	0.0060	3.500	0.021
03012700010004	MAQUINA DE SOLDAR ELECT. TRIF. ALT/CONT. 350 AMP.	hm	4.0000	0.0952	3.500	0.333
03013300050007	ESMERIL MANUAL BOSCH P/DISCO DE 7"	hm	1.0000	0.0238	1.200	0.029
0301330008	E. OXICORTE (INC. ACCESORIOS, MANGUERA, MANOMETR)	hm	1.0000	0.0238	2.000	0.048
						3.038

011101010500	GRANALLADO DE ESTRUCTURAS METÁLICAS SP6	m2	0.0216	0.0399	14.000	0.012
---------------------	---	----	--------	--------	--------	-------

010119020916	PINTADO DE ESTRUCTURAS METÁLICAS A 6 MILS	m2	0.0216	0.0399	27.630	0.024
						0.036

Partida Montaje Estructural

Rendimiento kg/DIA 480.0000 Costo unitario directo por: kg S/. 7.839

Código	Descripción Recursos	Unidad	Cuadrilla	Cantidad	Precio S/.	Parcial S/.
Mano de Obra						
0101010010	CAPATAZ MECANICO - CAMPO	hh	0.2000	0.0016	25.000	0.008
0101010011	PEON MECANICO - CAMPO	hh	2.0000	0.0163	20.000	0.652
0101010012	OPERARIO MECANICO - CAMPO	hh	2.0000	0.0163	15.000	0.489
01010200010015	OFICIAL MECANICO - CAMPO	hh	1.0000	0.0327	20.000	0.654
01010200010016	SOLDADOR 3G - CAMPO	hh	1.0000	0.0163	18.000	0.293
						2.096

Materiales

0255010001	Acetileno 10 kg	BLN		0.0002	200.000	0.040
0255060006	Oxigeno industrial (botella de 10 m3)	bal		0.0005	92.000	0.046
02550800010006	Soldadura e6011 de 1/8"	kg		0.0020	18.000	0.036
02550800030003	Soldadura e7018 de 1/8"	kg		0.0020	17.000	0.034
0276020079	Disco de corte de 1/8" x 7/8" x 7"	und		0.0020	7.500	0.015
0276020080	Disco de desbaste de 1/4" x 7/8" x 7"	und		0.0020	9.500	0.019
						0.190

Equipos

0301010006	Herramientas manuales	%mo		5.0000	1.475	0.074
03011400070013	Taladro magnético	hm	0.5000	0.0083	3.500	0.029
0301220018	Camión Grúa 10tn	hm	1.0000	0.0167	160.000	2.667
0301250001	Grupo electrógeno	hm	1.0000	0.0167	120.000	2.000
03012700010004	Máquina de soldar elect. trif. alt/cont. 350 A.	hm	2.0000	0.0333	3.500	0.117
03013300050007	esmeril manual Bosch p/disco de 7"	hm	2.0000	0.0333	2.500	0.083
03013400010009	Andamios	día	2.0000	0.0333	17.500	0.583
						5.553

Tabla 6

Costo Sistema Hidráulico

SISTEMA HIDRAULICO					
Item.	Descripción	Cantidad	Unidad	Unitario S/.	Total, S/.
1.1	Actuadores Hidráulicos	2.00	Unid	3450.00	6900.00
1.2	Bomba Hidráulica	1.00	Unid	4500.00	4500.00
1.3	Tuberías y accesorios	1.00	Juego	2300.00	2300.00
1.4	Otros	1.00	Unid.	1200.00	1200.00
				Soles sin IGV	14900.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 7

Sumatoria Final Costos Finales

Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Unitario S/.	Total, S/.
1.1	Fabricaciones Estructurales	2984.54	Kg	11.91	35548.01
1.2	Montaje Estructural	2984.54	Kg	7.84	23396.75
1.3	Piezas mecanizadas	32	Pzas	120.00	3840.00
1.4	Sistemas Hidráulicos	1	Unid.	14900.00	14900.00
					77684.76

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4: Se interpreta medidas de Compuertas MK001, Ensamble MK002 y Ensamble MK003. Área y peso requerido para el diseño del mismo.

Tabla 5: Análisis de Precio Unitario, descripción de recursos requeridos para la Fabricación estructural mano de obra, equipos y materiales.

Análisis de Precio Unitario, descripción de recursos requeridos para la Montaje estructural mano de obra, equipos y materiales.

Tabla 6: Costo de Sistema Hidráulico, equipos que se requiere montaje y funcionamiento de compuertas guillotina.

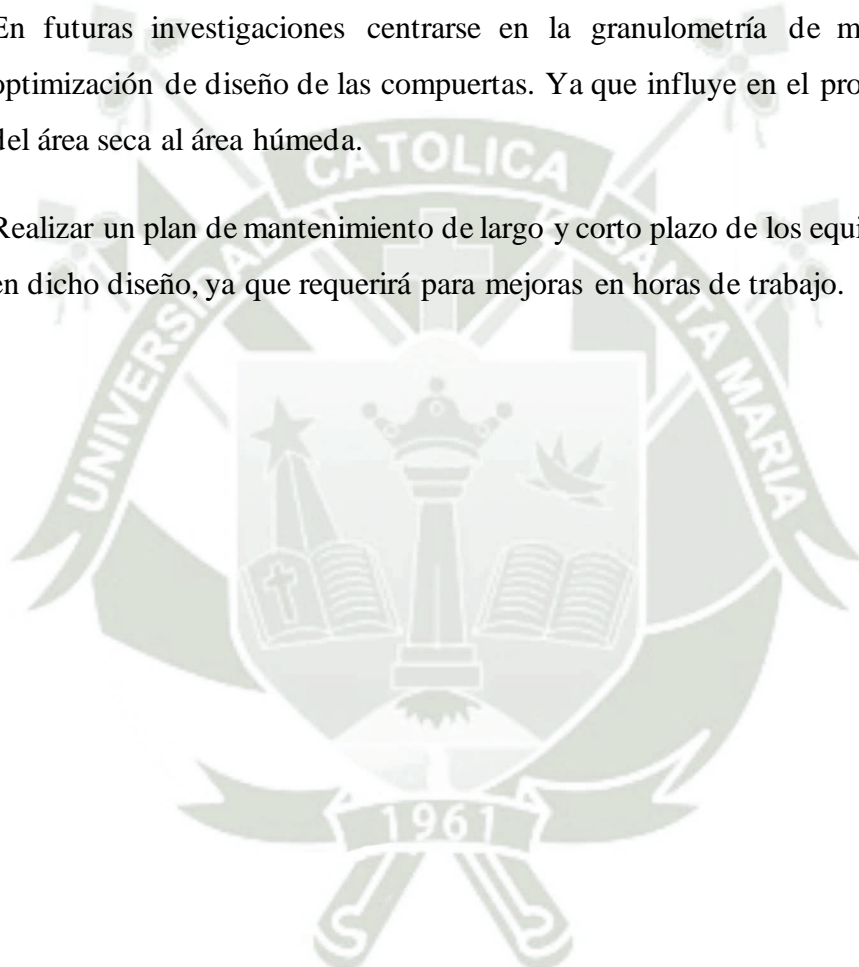
Tabla 7: Sumatoria de costos finales; fabricación estructural, montaje estructural, piezas mecanizadas y sistema hidráulico.

CONCLUSIONES

- Se diseñó el sistema de retención de mineral para mantenimiento en los Belt Feeder mediante la instalación de compuertas tipo guillotina con capacidad de 40 TN.
- Es factible diseñar el sistema de retención de mineral para mantenimiento en los Belt Feeder mediante la instalación de compuertas con capacidad de 40TN. Para lo cual se ha desarrollado los cálculos justificativos correspondientes de sus componentes.
- Se realizó el modelamiento mediante cálculos convencionales y método de elementos finitos de los diversos componentes del feeder y de las compuertas para la retención de mineral mediante de Inventor Simulation, verificando los Esfuerzos y deformaciones de los componentes y estructuras.
- Se seleccionó los componentes para la fabricación de las compuertas, estos comprenden el soporte de los cilindros, los cilindros hidráulicos, las compuertas y el marco guía de la compuerta. Al mismo tiempo también se seleccionó los materiales para estos componentes tales como los aceros ASTM A36, AISI 1045 Laminado en caliente, AISI 1045 Calibrados, ASTM A514 y St. 52. El cual se verifica en los planos correspondientes del diseño de sistema de retención de mineral.
- Se logró determinar los costos presupuestados del diseño de compuertas tipo guillotina verificando metrado total necesario, fabricación estructural, materiales, equipos mano de obra, y equipos necesarios para su implementación.

RECOMENDACIONES

- Emplear diferentes perfiles de vigas para analizar su comportamiento al someterlos a las diferentes fuerzas existentes partiendo de los análisis efectuados en el diseño.
- Implementar en futuras investigaciones costo – beneficios que debe dar en una implementación de innovación.
- En futuras investigaciones centrarse en la granulometría de material para una optimización de diseño de las compuertas. Ya que influye en el proceso del material del área seca al área húmeda.
- Realizar un plan de mantenimiento de largo y corto plazo de los equipos involucrados en dicho diseño, ya que requerirá para mejoras en horas de trabajo.



REFERENCIA

- AMAYA, C. (2016). *"Diseño y simulación de una compuerta plana deslizante para la empresa Armetco"*, [TESIS PREGRADO]. UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA, CUENCA, ECUADOR.
- AMIGO, O. (2013). *Proposición de un plan de mantenimiento Sistemas de Correas Transportadoras*. Chile, Bio Bio: Universidad de Bio Bio.
- CONTRERAS, F. (2017). "Sistema Electrohidráulico para accionamiento de chutes". 6.
- CORNEJO, R. (2014). Metodología de diseño de sistemas de retención de carga en transiciones de flujo vertical/horizontal (piques, stock piles y otros). 2014. Universidad de Chile, CHILE.
- DROBNJAKOVIC, B., MILANOVIC, D., & DROBNJAKOVIC, V. (2012). (Selección de un grupo impulsor de alimentación por correa de una planta de trituración para mineral/desecho en el tajo abierto de la mina Veliki Krivelj). (C. f. (CEON/CEES), Ed.) *OpenAIRE*, 12. doi:10.5937
- ENCALADA, M. (2018). *"Metodología de cálculo de un sistema de compuerta de obras hidráulicas de captación"*, [TESIS PREGRADO]. UNSA, AREQUIPA.
- Los Desafíos y avances en el diseño de tolvas y alimentadores de banda. (01 de 07 de 2006).
- PAREDES, P. (2018). *Mejoramiento del sistema de accionamiento de lanzas del APROM FEEDER chancado primario – compañía minera ANTAPACCA Y S.A."*. [TESIS PREGRADO]. UNIVERSIDAD PEDRO RUIZ GALLO, LAMBAYEQUE.
- PAREDES, P. (s.f.). *Mejoramiento del sistema de accionamiento de lanzas del APROM FEEDER chancado primario – compañía minera ANTAPACCA Y S.A."*[TESIS PREGRADO]. 2018. UNIVERSIDAD PEDRO RUIZ GALLO, LAMBAYEQUE.
- QING, L., XIAOHUI, W., & LIYUN, Z. (11-13 Agosto 2012). Research and Design of Monitoring System for Belt Conveyor. *International Conference on Computer Science and Service System* (págs. 1943–1945). Nanjing, China: IEEE. doi:10.1109/CSSS.2012.485

ROJAS, J. (2017). *"Diseño y cálculo de una compuerta tipo segmento radial para el control de represamiento de agua en el sistema de irrigación Yocara san Román"*, [TESIS].

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO, JULIACA.

SOTOMAYOR, A. (2017). *Tecnologías limpias: medio ambiente y comercialización de minerales*.

REPOSITORIO INSTITUCIONAL UNIVERSIDAD DE LIMA, LIMA, PERU.

STRYDOM, E., AFRICA, H., & GALLO, M. (01 de JULIO de 2006). The challenges and advances in belt feeder and hopper design. *ETDEWeb*, 26(2), 10. doi:20850873

QR INGENIERIA (2018), APRON FEEDER Y BELT FEEDER – QR Ingeniería

Resistencia de materiales - EcuRed

CABREJOS, F. (2012) *"Diseño y operación de Stockpiles en Operaciones mineras"*. Chile: Jenike and Johanson Chile S.A.

Alimentadores de correa - Metso Outotec (mogroup.com)

CEMBRANOS, J. (2008) *"Automatismo Eléctrico Neumáticos e Hidráulicos"*. España: Editorial Paraninfo.

MARC, R. (2017) *"Mantenimiento industrial: Parada de Planta"*.

RAMOS, B. (2014) *"Servicios Auxiliares Mineros. Perú: Universidad Continental"*.

REY, F. (2002) *"Mantenimiento Total de la Producción. España: Fundación Confemetal"*.

CARRASCO, S. (2009). *"Metodología de investigación científica: Pautas metodológicas para diseñar y elaborar el proyecto de investigación"*. Lima: Editorial San Marcos, p. 226.

ÑAUPAS, H.; VALDIVIA, M.; PALACIOS, J.; ROMERO, H. (2014). *"Metodología de la investigación, Cuantitativa, Cualitativa y redacción de Tesis"*. Bogotá: ediciones de la U. 5ta. Edición.

ANEXOS

ANEXON°1

PROPIEDADES ACERO SAE 1045

Características.

SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro; laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido).

Aplicaciones.

Es utilizado para todo tipo de elementos que requieran mediana resistencia mecánica y tenacidad como piñones, cuñas, manivelas, cadenas, engranajes de baja velocidad, partes de maquinaria, herramientas agrícolas, bases portamoldes y bases portatroqueles.

Especificaciones
Más Cercanas.

ANALISIS TIPICO				
C	Mn	Si	P	S
0,43	0,6	0,2	0,04Max	0,05Max
0,5	0,9	0,4		

AISI..... 1045
SAE..... C1045
DIN..... CK45



Propiedades Mecánicas

en condiciones de suministro

ACERO AISI / SEA 1045	
Dureza	163 HBRINELL
Esfuerzo de Fluencia	310 Mpa
Esfuerzo Máximo	565 Mpa
Elongación	16% en 50 mm
Reducción de Área	40%
Densidad	7,85 g/ cm ³

ANEXONº2

FICHA TECNICA TUBO DE ACERO

Barras y tubos de acero	Barras y tubos de acero
Tubo lapeado ST-52 H8	Seamless cold-draw tubes ST-52 H8
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	TECHNICAL DATA

- ACERO: St-52 BK+S según norma DIN 2391.
- TOLERANCIA: ISO H8.
- RUGOSIDAD: 0,15 – 0,25 µm en la superficie interior
- RECTILINEIDAD: 1 mm / 1000 mm.
- TOLERANCIA SOBRE EL ESPESOR: ± 7,5 %.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS:

	BK+S DISTENSIONADO
■ Resistencia a la rotura:	R ≥ 570 N/mm ²
■ Limite elástico convencional al 0,2 %:	Rs ≥ 470 N/mm ²
■ Alargamiento:	14 % mínimo

- STEEL: St-52 BK+S according to norm DIN 2391.
- TOLERANCE: ISO H8.
- ROUGHNESS: 0,15 – 0,25 µm on the internal surface.
- RECTITUDE: 1 mm / 1000 mm.
- THICKNESS TOLERANCE: ± 7,5 %.

MECHANICAL CHARACTERISTICS:

	BK+S DISTENTIONED
■ Breaking load:	R ≥ 570 N/mm ²
■ Conventional yield strenght at 0,2 %:	Rs ≥ 470 N/mm ²
■ Elongation:	14 % min.



Barras y tubos de acero

Tubo lapeado ST-52 H8

REF.	Ø EXTERIOR Ø OUTSIDE	Ø INTERIOR Ø INSIDE	Ø ESPESOR Ø THICKNESS mm	Ø PESO Ø WEIGHT Kg/m
TL5040H8	50	40	5	5,55
TL5240H8	52	40	6	6,81
TL5540H8	55	40	7,5	8,79
TL6040H8	60	40	10	12,33
TL5545H8	55	45	5	6,16
TL6045H8	60	45	7,5	9,71
TL6545H8	65	45	10	13,56
TL6050H8	60	50	5	6,78
TL6250H8	62	50	6	8,29
TL6550H8	65	50	7,5	10,64
TL7050H8	70	50	10	14,80
TL63505080H8	63,5	50,8	6,35	8,95
TL6555H8	65	55	5	7,40
TL7055H8	70	55	7,5	11,56
TL7555H8	75	55	10	16,03
TL7060H8	70	60	5	8,01
TL7260H8	72	60	6	9,77
TL7560H8	75	60	7,5	12,48
TL8060H8	80	60	10	17,26
TL7363H8	73	63	5	8,38
TL7563H8	75	63	6	10,21
TL8363H8	83	63	10	18,00
TL76206350H8	76,2	63,5	6,35	10,94
TL7565H8	75	65	5	8,63
TL8065H8	80	65	7,5	13,41
TL8565H8	85	65	10	18,50
TL8070H8	80	70	5	9,25
TL8270H8	82	70	6	11,25
TL8570H8	85	70	7,5	14,33
TL9070H8	90	70	10	19,73
TL8575H8	85	75	5	9,86
TL9075H8	90	75	7,5	15,26
TL9575H8	95	75	10	20,96
TL88907620H8	88,9	76,2	6,35	12,93
TL95257620H8	95,25	76,2	9,525	20,14
TL9080H8	90	80	5	10,48
TL9280H8	92	80	6	12,73
TL9580H8	95	80	7,5	16,18
TL95258255H8	95,25	82,55	6,35	13,92
TL98428255H8	98,42	82,55	7,935	17,77
TL9585H8	95	85	5	11,10
TL10080H8	100	80	10	22,10
TL10085H8	100	85	7,5	17,11
TL10585H8	105	85	10	23,43
TL10090H8	100	90	5	11,71
TL10290H8	102	90	6	14,21
TL10590H8	105	90	7,5	18,03
TL11090H8	110	90	10	24,66
TL10595H8	105	95	5	12,33
TL11095H8	110	95	7,5	18,96
TL11595H8	115	95	10	25,89
TL110100H8	110	100	5	12,95
TL112100H8	112	100	6	15,68
TL115100H8	115	100	7,5	19,88

Otros diámetros bajo consulta | Other diameters on request

Barras y tubos de acero

Seamless cold-draw tubes ST-52 H8

REF.	Ø EXTERIOR Ø OUTSIDE	Ø INTERIOR Ø INSIDE	Ø ESPESOR Ø THICKNESS mm	Ø PESO Ø WEIGHT Kg/m
TL120100H8	120	100	10	27,13
TL125100H8	125	100	12,5	34,68
TL1143010160H8	114,3	101,6	6,35	16,91
TL1206510160H8	120,65	101,6	9,525	26,1
TL120105H8	120	105	7,5	20,81
TL125105H8	125	105	10	28,36
TL12710795H8	127	107,95	9,525	27,6
TL120110H8	120	110	5	14,18
TL125110H8	125	110	7,5	21,73
TL130110H8	130	110	10	29,59
TL133511430H8	133,35	114,3	9,525	29,09
TL125115H8	125	115	10	14,80
TL130115H8	130	115	7,5	22,66
TL135115H8	135	115	10	30,83
TL130120H8	130	120	5	15,41
TL135120H8	135	120	7,5	23,58
TL140120H8	140	120	10	32,06
TL135125H8	135	125	5	16,03
TL140125H8	140	125	7,5	24,51
TL145125H8	145	125	10	33,29
TL150125H8	150	125	12,5	42,38
TL155125H8	155	125	15	51,79
TL140130H8	140	130	5	16,65
TL145130H8	145	130	7,5	25,43
TL150130H8	150	130	10	34,53
TL1587513970H8	158,75	139,7	9,525	35,05
TL150140H8	150	140	5	17,88
TL155140H8	155	140	7,5	27,28
TL160140H8	160	140	10	36,99
TL165140H8	165	140	12,5	47,01
TL170140H8	170	140	15	57,34
TL160150H8	160	150	5	19,11
TL165150H8	165	150	7,5	29,13
TL170150H8	170	150	10	39,46
TL175150H8	175	150	12,5	50,09
TL180150H8	180	150	15	61,04
TL1714515240H8	171,45	152,4	9,525	38,04
TL170160H8	170	160	5	20,35
TL175160H8	175	160	7,5	30,98
TL180160H8	180	160	10	41,92
TL185160H8	185	160	12,5	53,17
TL190160H8	190	160	15	64,74
TL190170H8	190	170	10	44,39
TL200170H8	200	170	15	68,44
TL190180H8	190	180	5	22,81
TL200180H8	200	180	10	46,86
TL205180H8	205	180	12,5	59,34
TL210180H8	210	180	15	72,14
TL210200H8	210	200	5	25,28
TL215200H8	215	200	7,5	38,38
TL220200H8	220	200	10	51,79
TL230200H8	230	200	15	79,53
TL2985250H8	298,5	250	24	164,00

ANEXON°3

FICHA TECNICA BARRAS REDONDAS CALIBRADAS



BARRAS REDONDAS CALIBRADAS SAE 1045

Denominación
Eje Calibrado SAE 1045

CARACTERÍSTICAS:

Producto de sección redonda, que se obtiene por laminación en frío, obteniendo una gran exactitud dimensional (DIN/EN 10278 h9) y buena calidad superficial.

Tienen mayor resistencia en comparación con las otras variantes de acero SAE 1045. Es el acero de transmisión más común en el rango de aceros de carbono medio.

CALIBRADA SAE 1045		
Diámetro	Peso	
	(kg/m)	(kg/6m)
1/2"	0.99	5.97
5/8"	2.24	9.32
3/4"	1.55	13.42
1"	3.98	23.87
1 1/4"	6.22	37.29
1 1/2"	8.95	53.70

PROPIEDADES MECÁNICAS	
Límite de Fluencia mín. (Mpa)	580
Resistencia la Tracción (Mpa)	680
Alargamiento mín. en 2%	12%
Dureza min (HB)	180



NORMA TÉCNICA:

AISI/SAE 1045
Tolerancia Dimensional DIN/EN 10278 h9

PRESENTACIÓN:

Barras de 6m de largo + ó - 0.50m.

USO:

Es utilizado para todo tipo de elementos que requieren de dureza y tenacidad como ejes, manivelas, chavetas, engranajes de baja velocidad, pasadores y cigüeñales.

DIÁMETRO mm.	TOLERANCIA h9 mm.
Hasta 3mm	-0.025 / +0.0
<3 - 6]	-0.030 / +0.0
<6 - 10]	-0.036 / +0.0
<10 - 18]	-0.043 / +0.0
<18 - 30]	-0.052 / +0.0
<30 - 50]	-0.062 / +0.0
<50 - 80]	-0.074 / +0.0
<80 - 120]	-0.087 / +0.0
<120 - 180]	-0.100 / +0.0
<180 - 200]	-0.115 / +0.0

COMPOSICIÓN QUÍMICA	
Carbono (% máx.)	0.43-0.50
Manganeso (% máx.)	0.60-0.90
Fósforo (% máx.)	0.04
Azufre (% máx.)	0.05



ANEXONº4

FICHA TECNICA PLATINAS ASTM A36

Platinas

CALIDAD: ASTM A36

DENOMINACIÓN:
PLAT A36.

DESCRIPCIÓN:

Producto de acero que ha sido laminado en caliente en sus cuatro superficies, con una sección transversal rectangular. Tiene las superficies lisas.

USOS:

En la fabricación de estructuras metálicas, puertas, ventanas, rejas, piezas forjadas y otros.

NORMAS TÉCNICAS:

- Propiedades Mecánicas: ASTM A36/A36M
- Tolerancias Dimensionales: ISO 1035/4

PRESENTACIÓN:

Se produce en barras de 6 metros de longitud. Se suministra en paquetes de 2 TM, formados por paquetes de 1 TM c/u.

DIMENSIONES Y PESOS:

DIMENSIONES NOMINALES (pulg)	PESO NOMINAL	
	Kg/m	Kg/6m
1/8" x 1/2" x 6 m	0.32	1.92
1/8" x 5/8" x 6 m	0.39	2.34
1/8" x 3/4" x 6 m	0.48	2.88
1/8" x 1" x 6 m	0.64	3.84
1/8" x 1 1/4" x 6 m	0.80	4.80
1/8" x 1 1/2" x 6 m	0.95	5.70
1/8" x 2" x 6 m	1.27	7.62
3/16" x 1/2" x 6 m	0.48	2.88
3/16" x 5/8" x 6 m	0.61	3.66
3/16" x 3/4" x 6 m	0.74	4.44
3/16" x 1" x 6 m	0.98	5.88
3/16" x 1 1/4" x 6 m	1.18	7.08
3/16" x 1 1/2" x 6 m	1.42	8.52
3/16" x 2" x 6 m	1.90	11.40
3/16" x 2 1/4" x 6 m	2.14	12.84
3/16" x 2 1/2" x 6 m	2.37	14.22
3/16" x 3" x 6 m	2.85	17.10
1/4" x 1/2" x 6 m	0.64	3.84
1/4" x 5/8" x 6 m	0.80	4.80
1/4" x 3/4" x 6 m	0.95	5.70
1/4" x 1" x 6 m	1.28	7.68
1/4" x 1 1/4" x 6 m	1.58	9.48
1/4" x 1 1/2" x 6 m	1.90	11.40
1/4" x 2" x 6 m	2.53	15.18
1/4" x 2 1/2" x 6 m	3.16	18.96
1/4" x 3" x 6 m	3.80	22.80
1/4" x 4" x 6 m	5.06	30.36
3/8" x 1" x 6 m	1.92	11.52
3/8" x 1 1/4" x 6 m	2.38	14.28
3/8" x 1 1/2" x 6 m	2.85	17.10
3/8" x 2" x 6 m	3.80	22.80
3/8" x 2 1/2" x 6 m	4.74	28.44
3/8" x 3" x 6 m	5.70	34.20
3/8" x 4" x 6 m	7.60	45.60

DIMENSIONES NOMINALES (pulg)	PESO NOMINAL	
	Kg/m	Kg/6m
1/2" x 1" x 6 m	2.54	15.24
1/2" x 1 1/2" x 6 m	3.79	22.74
1/2" x 2" x 6 m	5.06	30.36
1/2" x 2 1/2" x 6 m	6.33	37.98
1/2" x 3" x 6 m	7.60	45.60
1/2" x 4" x 6 m	10.13	60.78
5/8" x 2 1/2" x 6 m	7.91	47.46
5/8" x 3" x 6 m	9.50	57.00
5/8" x 4" x 6 m	12.66	75.96
3/4" x 4" x 6 m	15.19	91.14
1" x 3" x 6 m	15.19	91.14
1" x 4" x 6 m	20.26	121.56

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN LA CUCHARA (%):

NORMA	%C máx	%Si máx	%P máx	%S máx
ASTM A36/A36M	0.26	0.40	0.04	0.05

PROPIEDADES MECÁNICAS:

- Límite de Fluencia mínimo = 2,530 kg/cm²
- Resistencia a la Tracción = 4,080 - 5,620 kg/cm²
- Alargamiento en 200 mm:
 - 1/8" y 3/16" = 15.0% mínimo.
 - 1/4" = 17.5% mínimo.
 - 5/16", 3/8", 5/8", 3/4" y 1" = 20.0% mínimo.
- Doblado a 180° = Bueno.
- Soldabilidad = Buena.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES Y DE FORMA:

DIMENSIÓN NOMINAL b (pulg)	ANCHO b (mm)	TOLERANCIAS (mm)		DESVIACIÓN MÁX. DE RECTITUD (mm/m)	LONGITUD (mm)
		ESPESOR			
b < 2"	±0.8	±0.4	±0.8	4.0	+50 -0
2" ≤ b < 3"	±1.2	±0.5	±1.0		
3" ≤ b < 4"	±1.5				
b ≥ 4"	±2.0				



QCQA01-F104 / 02 / FEB 16

ANEXON°5

FICHA TECNICA PLANCHA ACERO ASTM A36



Vigas - Planchas - Tubos - Angulos - Canales - Válvulas - Fittings

PLANCHAS DE ACERO ESTRUCTURAL LAMINADAS EN CALIENTE ASTM A 36/A 36M

Descripción

Productos planos, que se obtienen por laminación en caliente, a partir de planchones de acero estructural.

Usos

Estructuras metálicas, equipos mineros, tolvas, autopartes, tanques de almacenamiento, vigas, puentes, torres de alta tensión, silos, etc.

Normas Suministradas y Composición Química

NORMA TECNICA	C %	Mn %	Si %	P %	S %	TIPO DE ACERO
ASTM A 36/A 36M	0.26 máx	1.20 máx	0.4 máx	0.04 máx	0.05 máx	RESISTENCIA MEDIA

Propiedades Mecánicas

NORMA TECNICA	Limite de Fluencia			Resistencia a la Tracción			Elongación	
	Kg/mm ²	ksi	Mpa	Kg/mm ²	ksi	Mpa	Probeta 2"	Probeta 8"
ASTM A 36/A 36M	25.3 mín	36 mín	250 mín	41 - 56	58 - 80	400 - 550	23 % mín	20% mín

Dimensiones y Pesos Teóricos

SISTEMA METRICO			SISTEMA INGLES, REFERENCIAL			PESOS TEORICOS			AREA DE PLANCHA	
Espesor mm	Ancho mm	Largo mm	Espesor	Ancho pie	Largo pie	kg/plancha	kg/m ²	kg/pie ²	m ²	pie ²
1.5	1200	2400	1/16"	4	8	33.91	11.78	1.09	2.88	31.0
1.8	1200	2400	9/128"	4	8	40.69	14.13	1.31	2.88	31.0
2.0	1200	2400	5/64"	4	8	45.22	15.70	1.46	2.88	31.0
2.2	1200	2400	11/128"	4	8	49.74	17.27	1.60	2.88	31.0
2.3	1200	2400	12/128"	4	8	52.00	18.06	1.68	2.88	31.0
2.4	1200	2400	3/32"	4	8	54.26	18.84	1.75	2.88	31.0
2.5	1200	2400	3/32"	4	8	56.52	19.63	1.82	2.88	31.0
2.7	1200	2400	7/64"	4	8	61.04	21.20	1.97	2.88	31.0
2.9	1200	2400	1/8"	4	8	65.56	22.77	2.11	2.88	31.0
3.9	1200	2400	5/32"	4	8	88.17	30.62	2.84	2.88	31.0
4.0	1200	2400	5/32"	4	8	90.43	31.40	2.92	2.88	31.0
4.4	1200	2400	3/16"	4	8	99.48	34.54	3.21	2.88	31.0
4.5	1200	2400	3/16"	4	8	101.74	35.33	3.28	2.88	31.0

Tolerancias de Acuerdo al JIS G 3193

ANEXON°6

FICHA TECNICA BOMBA TIPO AZP

Bombas a engranajes con dentado exterior

- Tamaño nominal TN1 a 28
- Series constructivas B y F
- Cojinetes de deslizamiento para grandes cargas
- Ejes de accionamiento según ISO o SAE y estándares específicos del cliente
- Es posible la combinación de varias bombas
- Conexiones de tuberías: bridas de conexión o conexiones roscadas
- Las bombas con conexiones roscadas tienen presiones admisibles reducidas



Tipo AZP

Tamaño constructivo B, serie 1X	TN		1	2	3	4	5		
Cilindrada	$V_{g \max}$	cm ³	1	2	3	3,8	4,6		
Presión de servicio continua	$p_{1 \max}$	bar	210	210	210	190	140		
Presión de servicio intermitente	p_2	bar	230	230	230	210	160		
Velocidad de rotación máx.	con p_2	n	min ⁻¹	6000	5000	4000	4000	4000	
Velocidad de rotación mín.	con p_2	n	min ⁻¹	1000	850	750	750	750	

Tamaño constructivo B, serie 2X	TN		1	2	2,5	3	4	4,5	5	6	7
Cilindrada	$V_{g \max}$	cm ³	1	2	2,5	3,15	4	4,5	5	6,3	7,1
Presión de servicio continua	$p_{1 \max}$	bar	250	250	250	250	250	250	250	225	200
Presión de servicio intermitente	p_2	bar	280	280	280	280	280	280	280	255	200
Velocidad de rotación máx.	con p_2	n	min ⁻¹	6000	5000	5000	4000	4000	4000	3500	3500
Velocidad de rotación mín.	con p_2	n	min ⁻¹	750	750	750	750	750	750	750	750

Tamaño constructivo F, serie 1X	TN		4	5	8	11	14	16	19	22	22 ¹⁾	
Cilindrada	$V_{g \max}$	cm ³	4	5,5	8	11	14	16	19	22,5	22,5	
Presión de servicio continua	$p_{1 \max}$	bar	250	250	250	250	250	250	210	180	210	
Presión de servicio intermitente	p_3	bar	280	280	280	280	280	280	230	210	230	
Velocidad de rotación máx.	con p_2	n	min ⁻¹	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3000	2500	3000
Velocidad de rotación mín.	con p_2	n	min ⁻¹	700	700	700	600	500	500	500	500	500

Tamaño constructivo F, serie 2X	TN		4	5	8	11	14	16	19	22	25	28	
Cilindrada	$V_{g \max}$	cm ³	4	5,5	8	11	14	16	19	22,5	25	28	
Presión de servicio continua	$p_{1 \max}$	bar	250	250	250	250	250	250	250	220	195	170	
Presión de servicio intermitente	p_3	bar	280	280	280	280	280	280	280	250	225	200	
Velocidad de rotación máx.	con p_2	n	min ⁻¹	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3500	3500	3000	3000
Velocidad de rotación mín.	con p_2	n	min ⁻¹	700	700	700	600	500	500	500	500	500	500

Informaciones detalladas:
RS 10087
RS 10089

Nota:
- En versiones con garra, las presiones máximas están en parte reducidas.
- Válido con una viscosidad de aceite de 25 mm²/s y una temperatura de aceite de 55 °C con HLP 46
- La presión en el racor de aspiración es de mín. 0,7 bar y de máx. 3 bar absolutos.
1) Con cojinetes prolongados

RE 10088/01.2019
Replaces: 09.2013

rexroth
A Bosch Company

High-Performance external gear pump AZPB



- ▶ Platform B
- ▶ Fixed displacement
- ▶ Sizes 1 ... 7.1
- ▶ Continuous pressure up to 220 bar
- ▶ Intermittent pressure up to 250 bar (up to size 6,3)

Features

- ▶ Consistently high quality due to high-volume series production
- ▶ Long service life
- ▶ Slide bearings for high loads
- ▶ Drive shafts conform to ISO or SAE and custom solutions
- ▶ Line connections: Connection flange or screw-in thread
- ▶ Combinations of several pumps possible

Contents

Product description	2
AZPB preferred types product overview	3
Single-pump type codes	4
Multi-pump type codes	5
Technical data	6
Hydraulic fluid	7
Graphs/curves	8
Drive	13
Max. transmissible drive torques	14
Multiple gear pumps	15
Dimensions – drive shaft	16
Dimensions – front cover	17
Dimensions – line connection	18
Dimensions – preferred series	19
Accessories	32
Project planning notes	33
Order number overview	34
AZ configurator	37
Fit4SILENCE app	37

Product description

General

The key task of external gear pumps is to convert mechanical energy (torque and rotational speed) into hydraulic energy (flow and pressure). To reduce heat loss, Rexroth external gear units are designed to be extremely efficient. This efficiency is achieved through pressure-based gap sealing and high-precision manufacturing technology.

Rexroth external gear pumps are available in four platforms: B, F, N and G, with different gear widths within a platform for different displacements. The pumps come in Standard, High-Performance, SILENCE and SILENCE PLUS versions. Different flanges, shafts, valve arrangements and multiple pump combinations produce additional variants for each version.

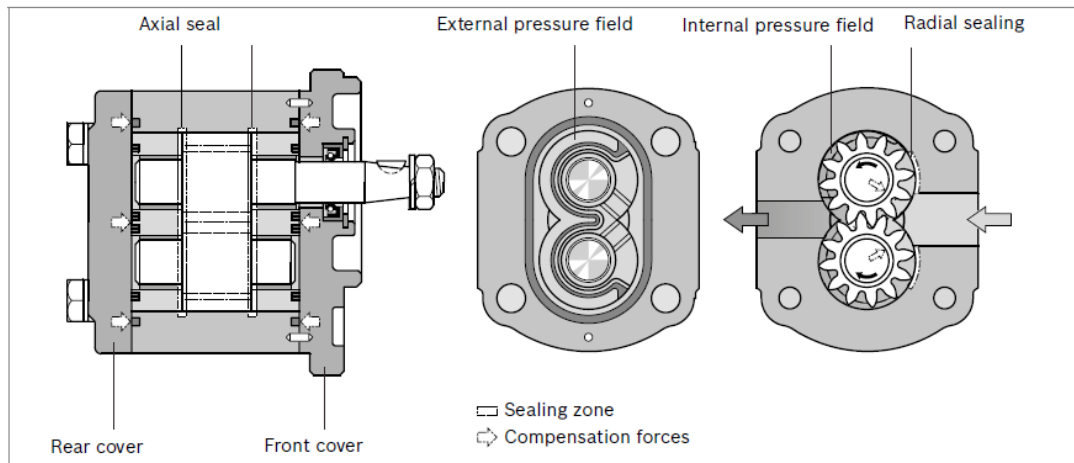
Construction

The external gear pump consists essentially of a pair of gear wheels supported in bearing bushes and the housing with a front and a rear cover.

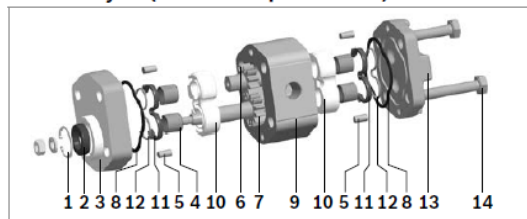
The drive shaft protrudes from the front cover where it is usually sealed by the shaft seal. The bearing forces are absorbed by slide bearings. These were designed for high pressures and have excellent emergency running properties, especially at low rotational speeds.

The gear wheels have 12 teeth. This keeps both flow pulsation and noise emission to a minimum. The internal sealing of the pressure chambers is achieved by delivery pressure-dependent forces. This ensures optimum efficiency. On the rear side, the movable bearing bushes are pressurized with working pressure and pressed as seals against the gear wheels. The pressurized compression springs are limited by special seals. The seal on the area between the gear teeth and the housing is ensured by the smallest of gaps that adjust depending on the pressure between the gear teeth and housing.

▼ **External gear pump layout**



▼ **AZPB layout (schematic representation)**



- | | |
|------------------|-----------------------|
| 1 Retaining ring | 8 Housing seal ring |
| 2 Shaft seal | 9 Pump housing |
| 3 Front cover | 10 Bearing bushing |
| 4 Slide bearings | 11 Axial field seal |
| 5 Centering pin | 12 Supporting element |
| 6 Gear wheel | 13 Rear cover |
| 7 Drive shaft | 14 Hex screw |

Technical data

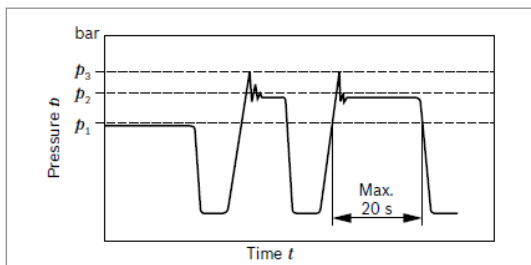
▼ **Table of values**

Size		1.0	2.0	2.5	3.1	4.0	4.5	5.0	6.3	7.1	
Series		Series 3x									
Geometric displacement per revolution	V_g cm ³	1.0	2.0	2.5	3.15	4.0	4.5	5.0	6.3	7.1	
Max. continuous pressure	p_1 bar	220	220	220	220	220	220	220	220	200	
Max. intermittent pressure ¹⁾	p_2 bar	250	250	250	250	250	250	250	250	230	
Max. pressure peak	p_3 bar	270	270	270	270	270	270	270	270	250	
Pressure in suction port	Absolute p_e bar	0.7 ... 3									
Min. rotational speed at p_2	n_{min} rpm	750	750	750	750	750	750	750	750	750	
Max. rotational speed at p_2	n_{max} rpm	6000	5000	5000	4000	4000	4000	4000	3500	3500	

General data

Installation position	No restrictions
Type of mounting	See offer drawing
Line connections	See chapter "Dimensions – line connection"
Direction of rotation as viewed on drive shaft	Clockwise or counterclockwise; only operate the pump in the direction indicated

▼ **Pressure definition**



- p_1 Max. continuous pressure
- p_2 Max. intermittent pressure
- p_3 Max. pressure peak

Determining characteristics

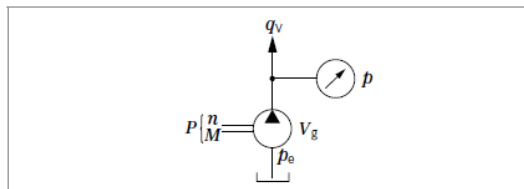
Flow	$q_v = \frac{V_g \times n \times \eta_v}{1000}$	[L/min]
Torque	$M = \frac{V_g \times \Delta p}{20 \times \pi \times \eta_{hm}}$	[Nm]
Power	$P = \frac{2 \pi \times M \times n}{60000} = \frac{q_v \times \Delta p}{600 \times \eta_t}$	[kW]

Key

- V_g Displacement per revolution [cm³]
- Δp Differential pressure [bar] ($\Delta p = p - p_e$)
- n Rotational speed [rpm]
- η_v Volumetric efficiency¹⁾
- η_{hm} Hydraulic-mechanical efficiency²⁾
- η_t Total efficiency ($\eta_t = \eta_v \times \eta_{hm}$)²⁾

- 1) Up to 280 bar possible with consultation
- 2) Parameter as a decimal, e.g., 0.9

Bosch Rexroth AG, RE 10088/01.2019

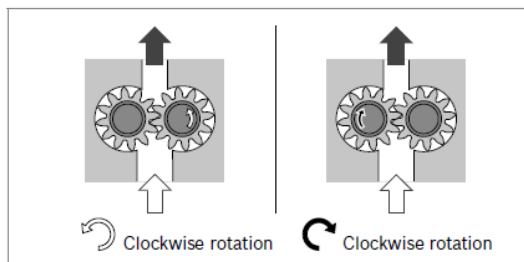


Notice

- The chapters "Curves" and "Graphs" contain graphs for a rough calculation.
- Observe the safety requirements for the overall system.
- Please contact us regarding applications with frequent load cycles.

▼ **Direction of rotation as viewed on drive shaft**

The dimensional drawings in the chapter "Dimensions" show pumps for clockwise rotation. For counterclockwise rotation, the location of the drive shaft/suction and pressure port is different.



Hydraulic fluid

The external gear unit is designed for operation with HLP mineral oil complying with DIN 51524 1–3. For higher loads, Bosch Rexroth recommends HLP complying with DIN 51524 Part 2 at minimum.¹⁾

See the following data sheets for application instructions and requirements for selecting hydraulic fluid, behavior during operation as well as disposal and environmental protection before you begin planning:

- ▶ 90220: Hydraulic fluids based on mineral oils and related hydrocarbons

Explanation regarding the selection of hydraulic fluid

The hydraulic fluid should be selected so the operating viscosity in the operating temperature range is within the optimal range (v_{opt} ; see selection diagram).

Viscosity and temperature of hydraulic fluids

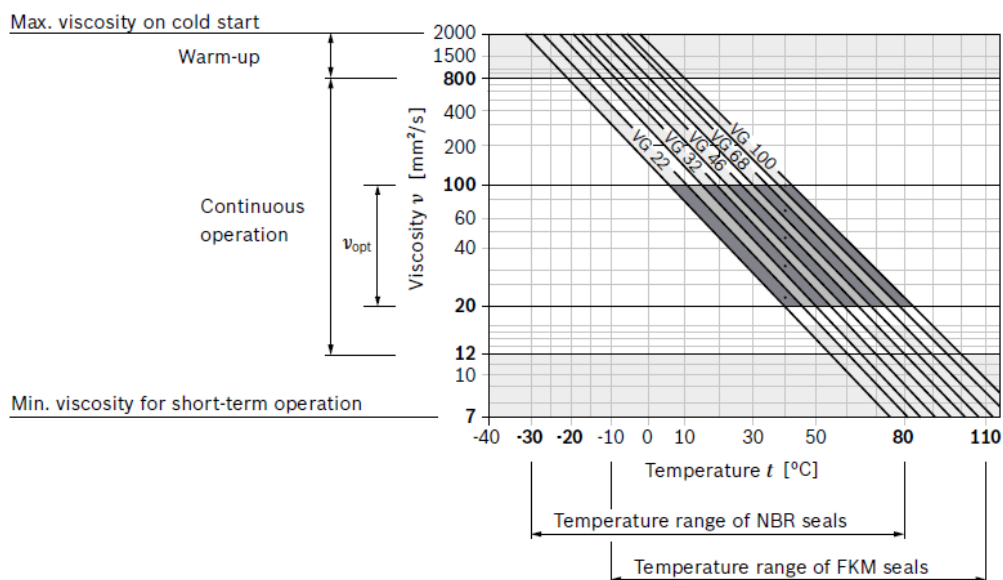
Viscosity range

Permissible in continuous operation	$v = 12 \dots 800 \text{ mm}^2/\text{s}$
Recommended in continuous operation	$v_{opt} = 20 \dots 100 \text{ mm}^2/\text{s}$
Permissible for cold start	$v_{max} \leq 2000 \text{ mm}^2/\text{s}$

Temperature range

With NBR seals (NBR = nitrile rubber)	$t = -30 \text{ °C} \dots +80 \text{ °C}$
With FKM seals (FKM = fluoroelastomer)	$t = -10 \text{ °C} \dots +110 \text{ °C}$

▼ Selection diagram



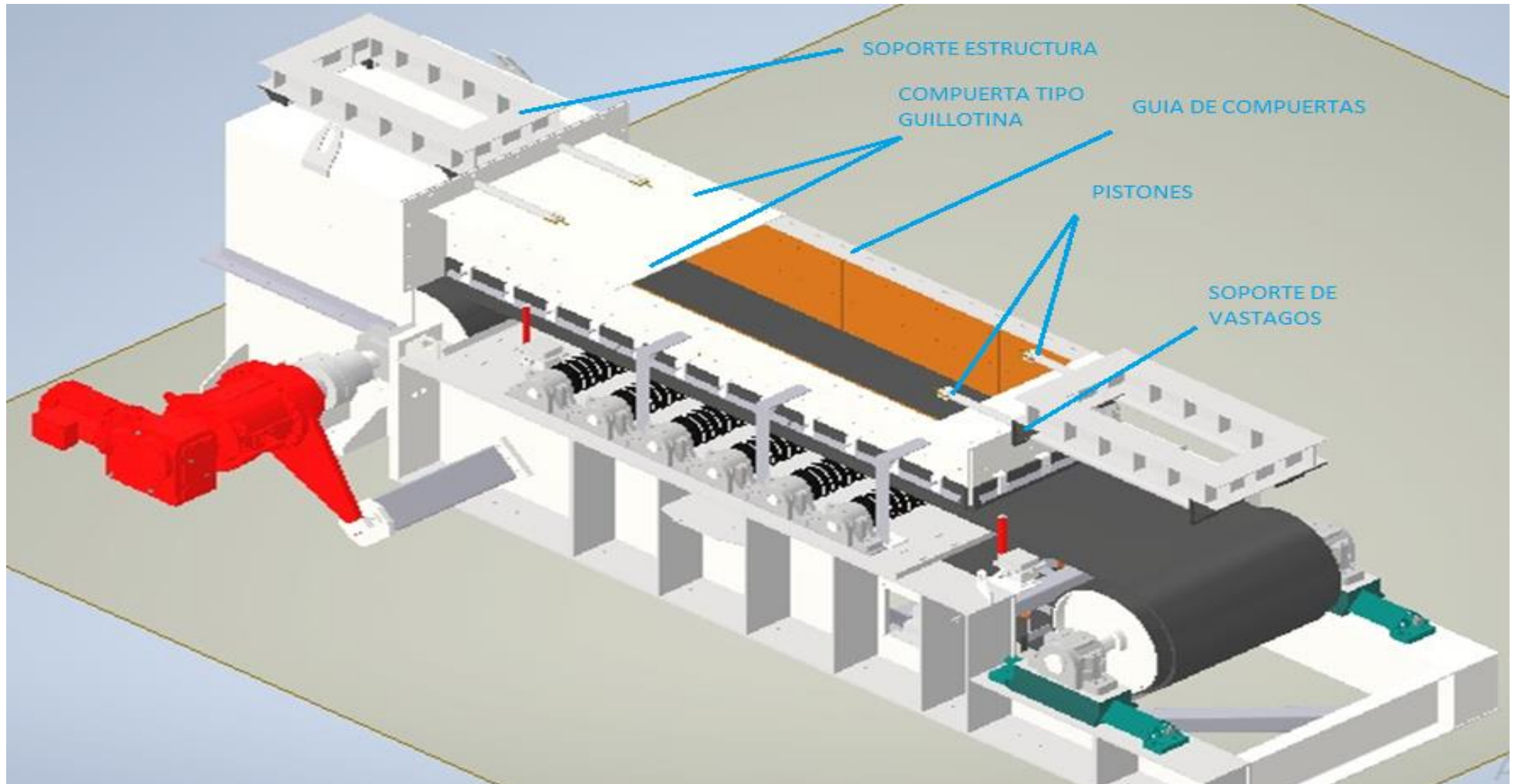
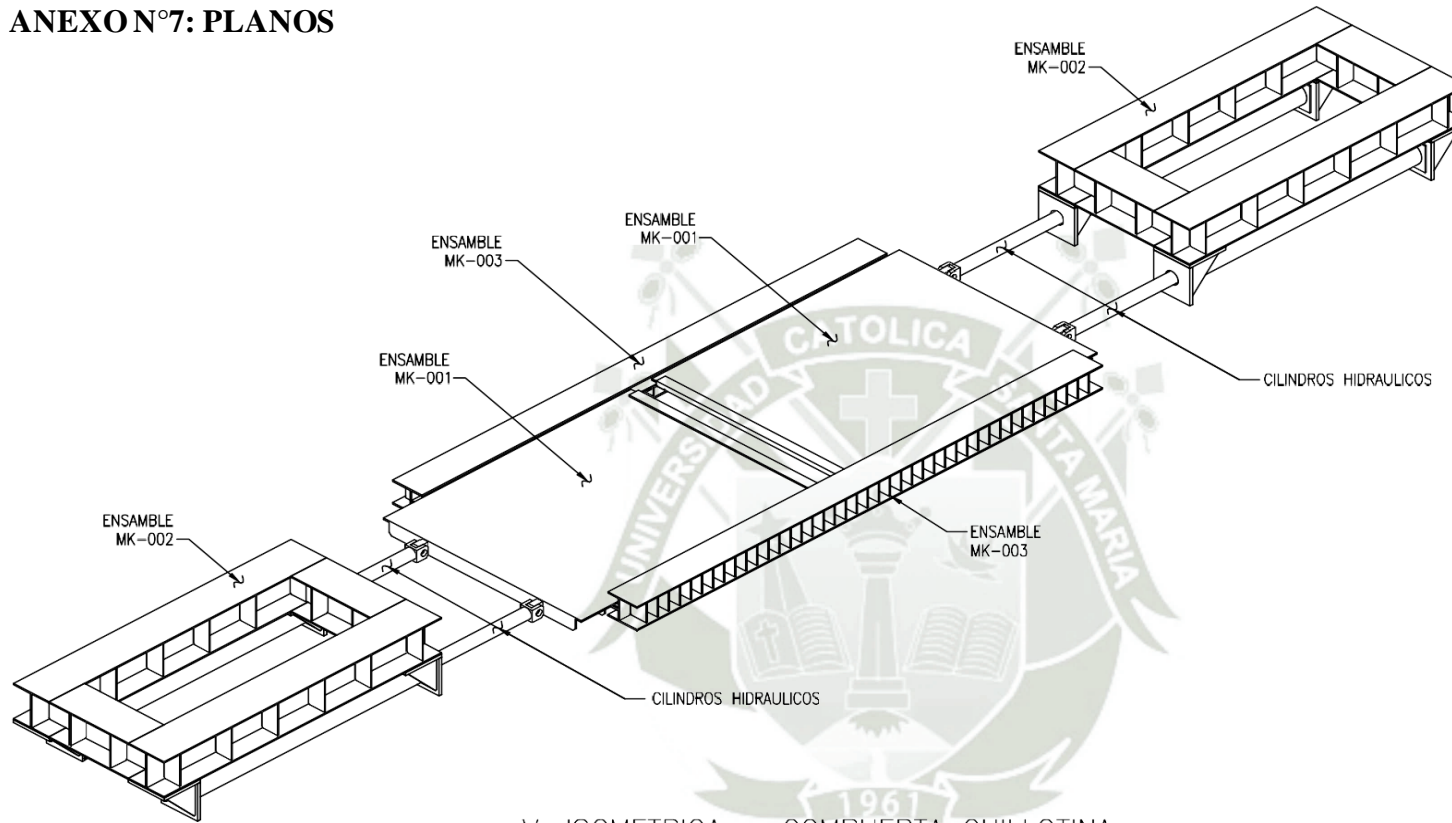


Figura 63. Partes de Belt Feeder 3D

Fuente: Elaboración Propia

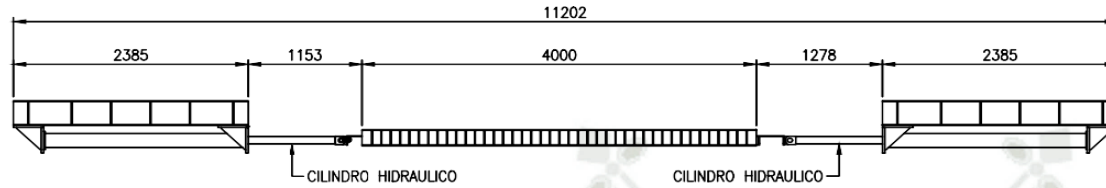
ANEXO N°7: PLANOS



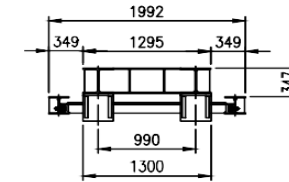
V. ISOMETRICA – COMPUERTA GUILLOTINA

ESCALA 1/25

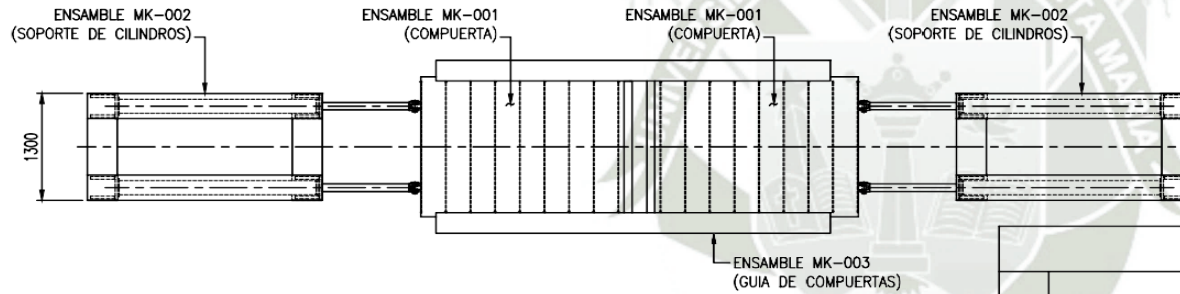
JESUS DONAYRE	19/05/2021	PLANO	COMPUERTA GUILLOTINA VISTA ISOMETRICA GENERAL	
APROBADO POR : MARIO VALENCIA	FECHA : 19/05/2021			
JEFE DE PROYECTO: RENATO HUARSAYA	FECHA : 19/05/2021			
CLIENTE : UCSM	FECHA : 19/05/2021	ESCALA 1:25	NUMERO DE PLANO A3-UCSM-001	REV 0



COMPUERTA GUILLOTINA
V. FRONTAL
ESCALA 1/50



V. LATERAL
ESCALA 1/50



V. PLANTA
ESCALA 1/50

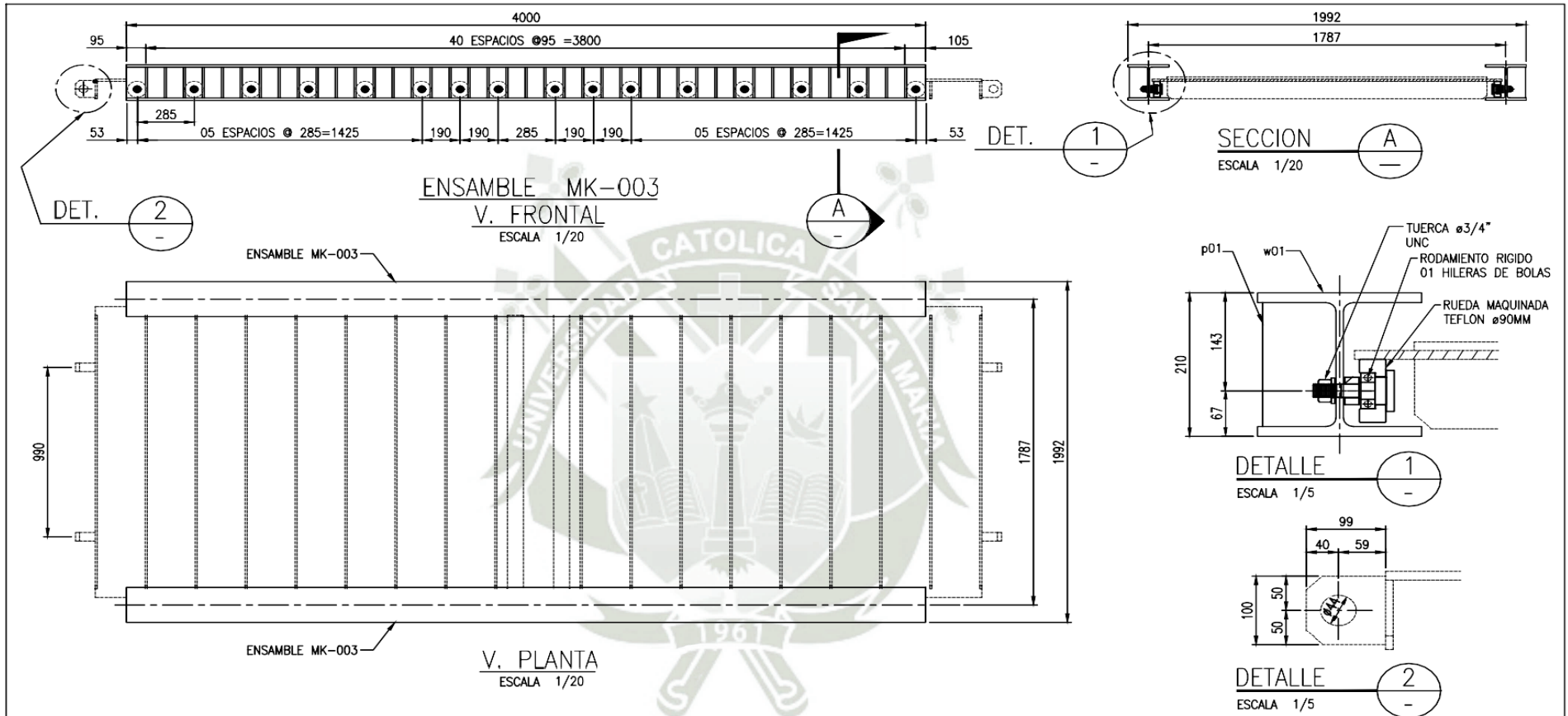
LISTA DE ENSAMBLES

ITEM	DESCRIPCION	MARCA	LONG. mm	CAN T.	PESO (Kg)		AREA (M ₂)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	UNIT.	TOTAL	
1	COMPUERTA	MK-001	2130*1700	2	470.82	941.64	10.18	20.36	VER: A3-UCSM-005
2	SOPORTE DE CILINDROS	MK-002	2385*1300	2	829.81	1659.62	15.90	31.80	VER: A3-UCSM-004
3	GUIA DE COMPUERTAS	MK-003	4000*205	2	191.64	383.28	4.19	8.37	VER: A3-UCSM-003
TOTAL						2984.54		60.53	

REVISADO POR : JESUS DONAIRE	FECHA : 19/05/2021	PLANO
APROBADO POR : MARIO VALENCIA	FECHA : 19/05/2021	
JEFE DE PROYECTO: RENATO HUARSAYA	FECHA : 19/05/2021	ESCALA
CLIENTE : UCSM	FECHA : 19/05/2021	

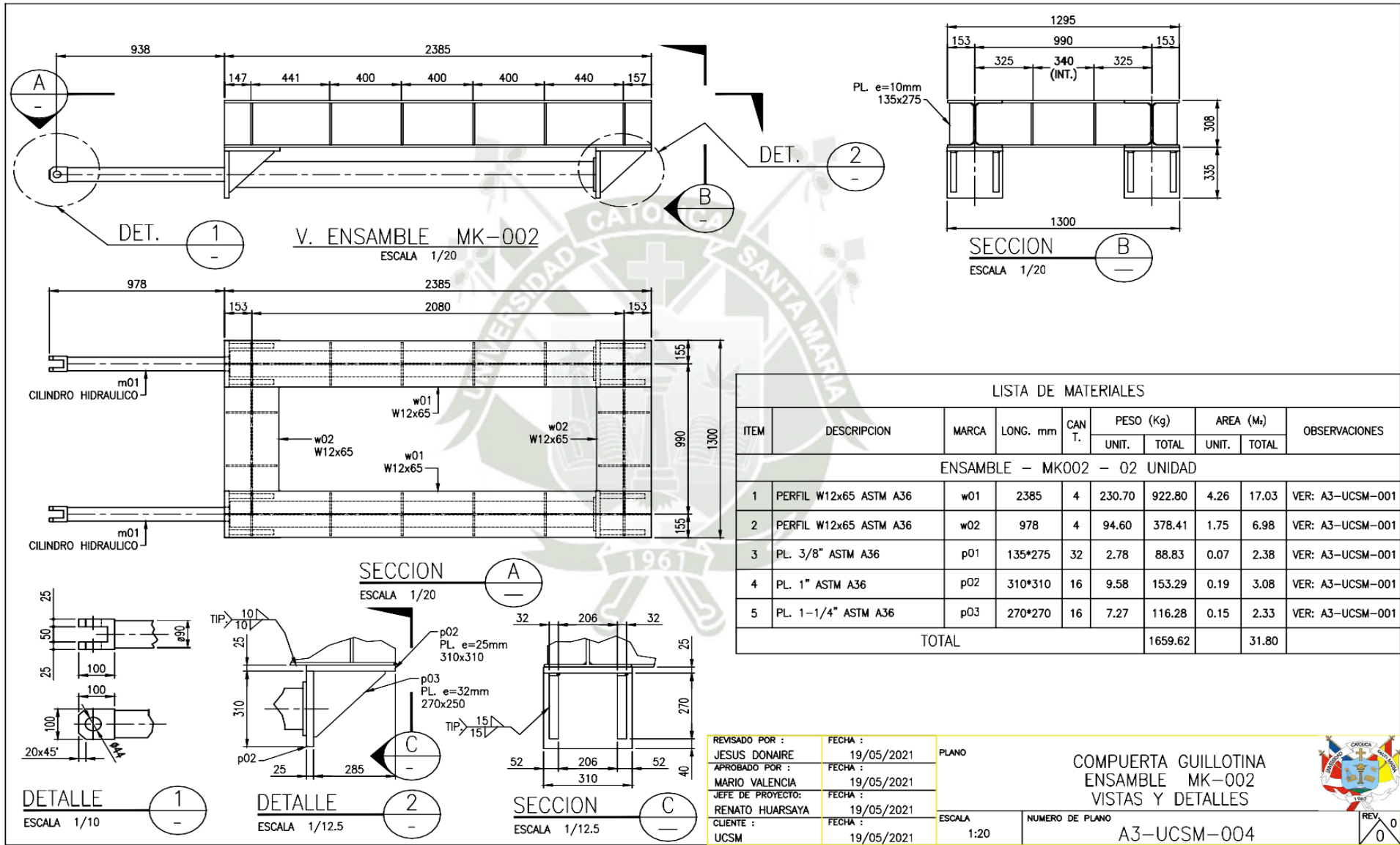
COMPUERTA GUILLOTINA VISTAS GENERALES GENERAL		NUMERO DE PLANO A3-UCSM-002
ESCALA 1::50	REV 0	





LISTA DE MATERIALES									
ITEM	DESCRIPCION	MARCA	LONG. mm	CAN T.	PESO (Kg)		AREA (M ²)		OBSERVACIONES
					UNIT.	TOTAL	UNIT.	TOTAL	
ENSAMBLE - MK003 - 02 UNIDAD									
1	PERFIL W8x40 ASTM A36	w01	2385	2	141.98	283.96	2.86	5.71	VER: A3-UCSM-RH-001
2	PL. 3/8" ASTM A36	p01	90*180	82	1.21	99.33	0.03	2.66	VER: A3-UCSM-RH-001
TOTAL						383.28		8.37	

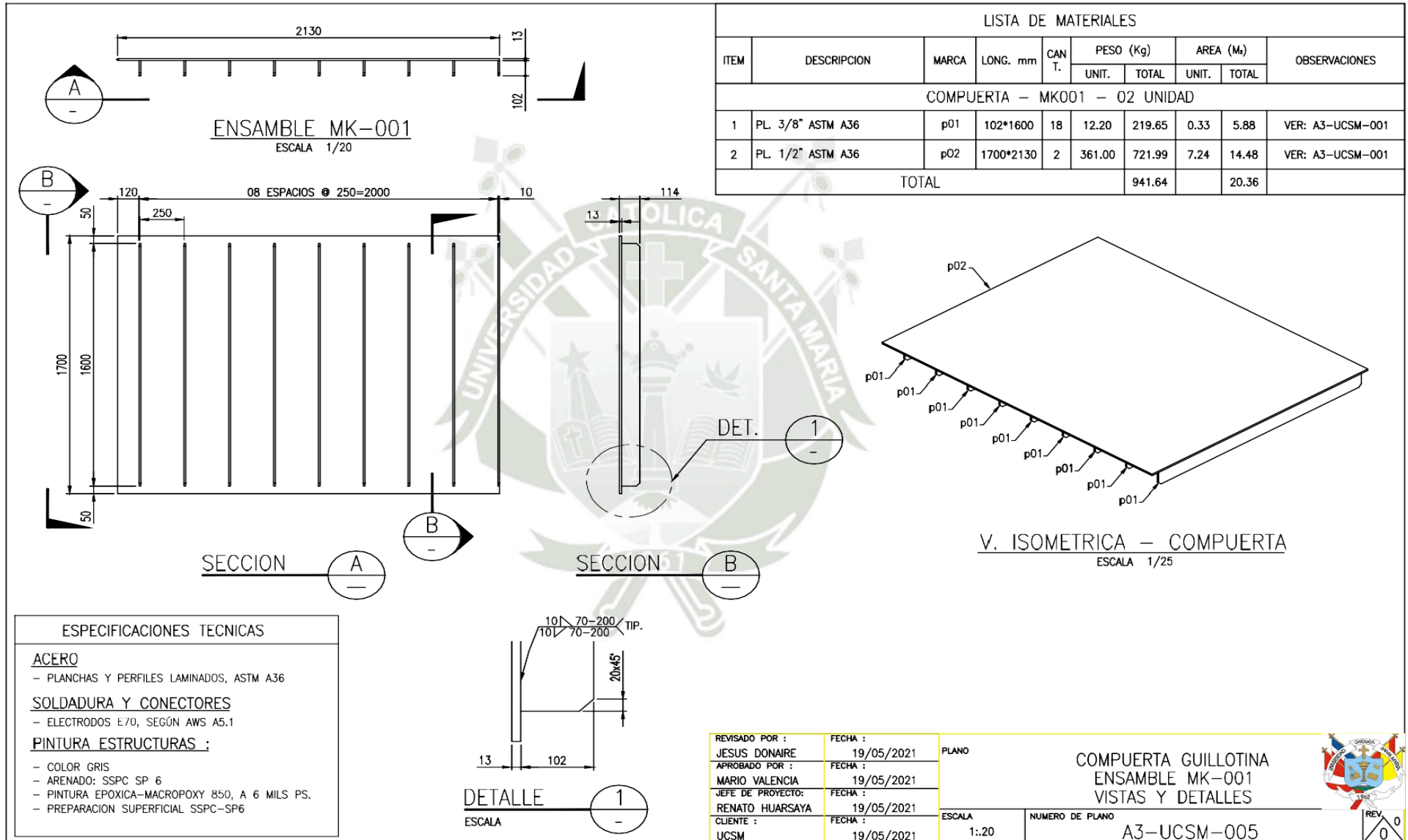
REVISADO POR : JESUS DONAIRE	FECHA : 19/05/2021	PLANO	COMPUERTA GUILLOTINA ENSAMBLE MK-003 VISTAS Y DETALLES	REV 0 0
APROBADO POR : MARIO VALENCIA	FECHA : 19/05/2021			
JEFE DE PROYECTO: RENATO HUARSAYA	FECHA : 19/05/2021			
CLIENTE : UCSM	FECHA : 19/05/2021			
		ESCALA 1:20	NUMERO DE PLANO A3-UCSM-003	



REVISADO POR : JESUS DONAIRE	FECHA : 19/05/2021	PLANO	COMPUERTA GUILLOTINA ENSAMBLE MK-002 VISTAS Y DETALLES
APROBADO POR : MARIO VALENCIA	FECHA : 19/05/2021		
JEFE DE PROYECTO: RENATO HUARSAYA	FECHA : 19/05/2021	ESCALA 1:20	NUMERO DE PLANO A3-UCSM-004
CLIENTE : UCSM	FECHA : 19/05/2021		



REV 0



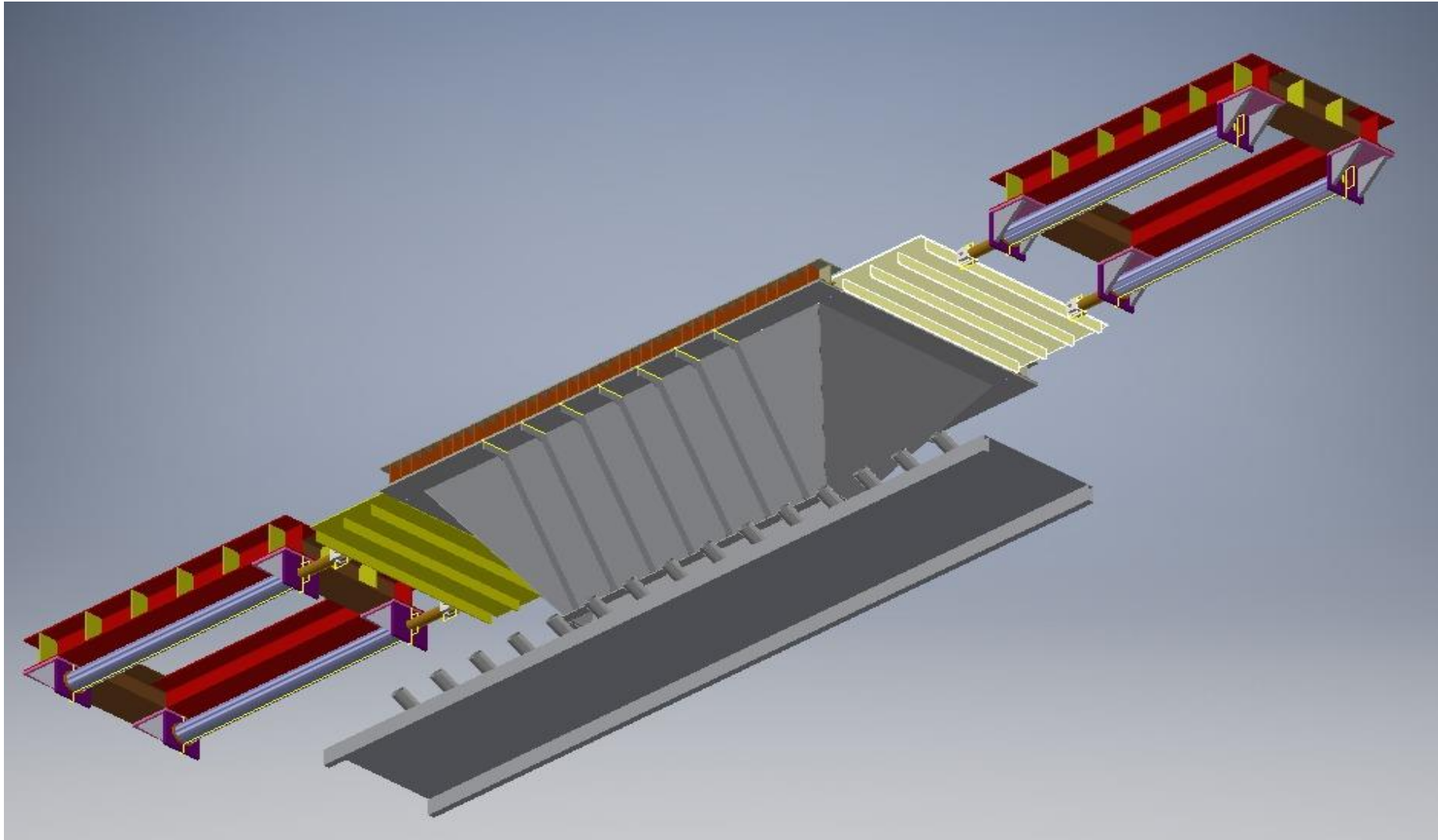


Figura 64. Tolva Descarga con Compuertas Guillotina

Fuente: Elaboración Propia