

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE LIMPIEZA PARA EL CANAL DE ADUCCIÓN DE  
AGUAS ABIERTAS DE LA HIDROELÉCTRICA LA CASCADA**

**JEFFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO  
ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA  
2020**

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE LIMPIEZA PARA EL CANAL DE ADUCCIÓN DE  
AGUAS ABIERTAS DE LA HIDROELÉCTRICA LA CASCADA**

**JEFFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO  
ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO**

**Trabajo de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico**

**Director  
JAVIER RUGELES PEREZ  
Ing. Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
BUCARAMANGA  
2020**

## DEDICATORIAS

*A Dios, por brindarme sabiduría, salud y bienestar en todos los momentos que necesitaba.*

*A mis padres, Orlando Mejia Rueda y Luz Marina Solano Buitrago, por ser la pieza fundamental de mi desarrollo como persona y ser humano.*

*A mi hermana, Melissa Mejia, por siempre ayudarme y llenarme de motivación para culminar esta meta.*

*A mis familiares, por sus buenos deseos y cariño en todo momento.*

*A mis amigos y compañeros de la universidad, por los grandes momentos compartidos y por su sincera amistad brindada.*

*Jefferson Orlando Mejia Solano*

## DEDICATORIAS

*A mis padres Aura Murillo Sanchez y Luis German Rodriguez Cano por estar presente cada día en mi desarrollo como persona, brindándome su amor y cariño, el cual me ayudo a levantar en los momentos más difíciles de mi formación universitaria.*

*A mi hermana Aura Patricia Rodriguez Murillo que siempre será mi soporte.*

*A los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica por sus conocimientos aportados en mi formación universitaria la cual fueron bases fundamentales para el desarrollo del proyecto.*

*A mis amigos y compañeros de vida por su sincera amistad y apoyo incondicional.*

*Alvaro Enrique Rodriguez Murillo*

## **AGRADECIMIENTOS**

*A nuestro director, el ingeniero Javier Rúgeles Pérez, por apoyarnos y guiarnos con todo su conocimiento y así con su asesoría pudiéramos culminar con éxito nuestro proyecto de grado.*

*A la empresa INDUSTRIAS ELECTROMECHANICAS ACUÑA LTDA, por permitirnos realizar nuestro proyecto de grado, siempre ayudándonos y colaborándonos con todo lo que se nos podía presentar.*

*A los ingenieros Orlando Acuña Llanes y Orlando Mejía Rueda, los cuales, por su gran experiencia en la industria nos guiaron por el camino óptimo para elaborar este proyecto.*

*A la Universidad Industrial de Santander y principalmente a la escuela de ingeniería mecánica por convertirnos en personas que llevan los principios y valores de la institución que los formó.*

*Jefferson Orlando Mejía Solano y Alvaro Enrique Rodríguez Murillo*

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCION .....	20
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	21
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	21
1.2 JUSTIFICACION DE LA SOLUCION.....	23
1.3 OBJETIVOS.....	24
1.3.1 Objetivo General.....	24
1.3.2 Objetivos Específicos.....	25
2. MARCO TEORICO .....	26
2.1 CENTRALES HIDROELECTRICAS .....	26
2.1.2 Clasificación de las centrales hidroeléctricas según su potencia.....	26
2.1.3 Pequeñas centrales hidroeléctricas (PCH). .....	27
2.1.4 Central hidroeléctrica La Cascada. ....	30
2.1.5 Descripción general La Cascada. ....	31
2.1.6 Infraestructura y equipos electromecánicos planta cascada.....	32
2.1.7 Turbina Francis. ....	34
2.2 GASTO SÓLIDO.....	36
2.2.1 Gasto sólido de fondo (GSF). ....	37
2.2.2 Gasto sólido en suspensión o acarreo en suspensión (GSS).....	37

2.2.3 Efectos del gasto sólido en las centrales hidroeléctricas .....	38
2.3 CRIBADO.....	41
2.3.1 Cribado manual.....	42
2.3.2 Cribado mecánico .....	42
3. DISEÑO CONCEPTUAL.....	45
3.1 PARAMETROS REQUERIDOS.....	45
3.1.1 Material a transportar.....	45
3.1.2 Capacidad requerida.....	46
3.1.3 Trayectoria de la banda transportadora. ....	46
3.1.4 Ancho de la banda transportadora. ....	48
3.1.5 Velocidad de la banda transportadora. ....	49
3.2 PARAMETROS CALCULADOS.....	50
3.2.1 Capacidad máxima de transporte. ....	50
3.2.2 Fuerzas en las bandas.....	53
3.2.3 Fuerza para mover la banda en vacío y sus componentes.....	54
3.2.4 Fuerza horizontal. ....	56
3.2.5 Fuerza para elevar o bajar el material. ....	56
3.2.6 Potencias en la banda.....	57
3.2.6 Tensiones en la banda.....	58
3.2.7 Cadenas de transporte. ....	60
3.2.8 Fuerzas en una cadena transportadora .....	61
3.2.9 Lubricación de las cadenas.....	65

4.	DISEÑO METODOLOGICO.....	69
4.1	DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA.....	69
4.1.1	Condiciones .....	69
4.1.2	Datos.....	73
4.1.3	Selección de la malla metálica.....	73
4.1.4	Cálculos para la malla metálica .....	76
4.1.5	Cálculos banda transportadora .....	78
4.1.6	Cálculos de diseño del eje. ....	84
4.1.7	Selección de la cadena.....	91
4.1.8	Selección del piñón.....	93
4.1.9	Selección de los rodamientos. ....	94
4.1.10	Soporte central.....	102
4.1.11	Selección del motorreductor .....	106
4.1.12	Selección del acople.....	107
4.1.13	Selección de los pernos.....	113
4.2	INSTRUCTIVO DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE LIMPIEZA.....	116
5.	CONCLUSIONES .....	117
6.	RECOMENDACIONES .....	118
	BIBLIOGRAFIA.....	119
	ANEXOS.....	120

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Disminución de potencia a distintas condiciones de trabajo .....	38
Tabla 2. Anchos de banda mínimos recomendados .....	49
Tabla 3. Velocidad de banda máxima recomendada (m/s) .....	50
Tabla 4. Coeficiente de fricción de las partes giratorias .....	55
Tabla 5. Tracción en el transportador .....	61
Tabla 6. Cálculo empírico de $P_c$ en <i>Kgm</i> .....	63
Tabla 7. Coeficiente corrector de condiciones de trabajo mantenimiento y ambiente <b>C1</b> .....	64
Tabla 8. Coeficiente corrector según tipo de carga y periodos de trabajo <b>C2</b> .....	65
Tabla 9. Peso específico de los materiales .....	79
Tabla 10. Valores recomendados de espaciamiento entre rodillos .....	81
Tabla 11. Eficiencias mecánicas de equipos reductores de velocidad .....	82
Tabla 12. Factor de Corrección por Superficie .....	87
Tabla 13. Rata de supervivencia .....	87
Tabla 14. Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable .....	89
Tabla 15. Factores por duración y velocidad .....	95
Tabla 16. Valores orientativos para el coeficiente de seguridad estática .....	96
Tabla 17. Unidades de rodamientos con soporte tipo pie con carcasa en fundición, rodamiento tipo Y y tornillo prisionero .....	98
Tabla 18. Rodamientos tipo Y, con prisioneros .....	100

Tabla 19. Unidades de rodamientos con soporte tipo brida cuadrada con carcasa en fundición, rodamiento tipo Y y tornillo prisionero.....	101
Tabla 20. Propuesta motorreductor .....	107
Tabla 21. Clase según el tipo de carga. ....	108
Tabla 22. Factor de servicio. ....	109
Tabla 23. Selección del inserto.....	110
Tabla 24. Dimensiones del inserto.....	111
Tabla 25. Relación diámetro de acoples e insertos. ....	112
Tabla 26. Dimensiones de los acoples. ....	113
Tabla 27. Programa mantenimiento preventivo .....	116

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Canal de aducción de la hidroeléctrica La Cascada.....	22
Figura 2. Rejillas Filtradoras .....	23
Figura 3. Salida de agua de la casa de máquinas central hidroeléctrica La Cascada.....	28
Figura 4. Bocatoma PCH La Cascada.....	29
Figura 5. Desarenador PCH La Cascada .....	30
Figura 6. Imagen satelital hidroeléctrica La Cascada .....	32
Figura 7. Turbina tipo Francis, central hidroeléctrica La Cascada .....	35
Figura 8. Esquema turbina Francis.....	36
Figura 9. Modalidades del gasto sólido .....	37
Figura 10. Obstrucción mínima en la rejilla del canal de la PCH La Cascada ...	39
Figura 11. Mecanismos de desgaste abrasivo en piezas metálicas .....	40
Figura 12. Mecanismos de desgaste erosivo en piezas metálicas .....	41
Figura 13. Sistema con rejillas de limpieza frontal.....	43
Figura 14. Trayectoria de la banda transportadora.....	48
Figura 15. Configuración plana, en V y en artesa.....	51
Figura 16. Vista lateral de una banda transportadora.....	53
Figura 17. Diagrama tensión efectiva .....	58
Figura 18. Transportadores de carga .....	61
Figura 19. Esquema vista lateral de un transportador inclinado .....	63

Figura 20. Tipos de lubricación.....	66
Figura 21. Esquemas cadenas tipo VERTE .....	67
Figura 22. Medición aproximada del flujo másico .....	70
Figura 23. Medición aproximada del flujo másico .....	71
Figura 24. Correntómetro .....	72
Figura 25. Transmisor de nivel .....	72
Figura 26. Catálogo bandas transportadoras de malla metálica.....	74
Figura 27. Medidas de la malla metálica .....	74
Figura 28. Esquema de la espira.....	75
Figura 29. Diagrama de fuerzas que intervienen en la malla metálica .....	76
Figura 30. Angulo de sobrecarga en una banda ancha.....	80
Figura 31. Tensión en cada piñón.....	84
Figura 32. Esquema eje, diagramas de fuerza, cortante y momento.....	85
Figura 33. Valores típicos de Kf para chaflanes de hombro .....	88
Figura 34. Esquema eje motriz.....	90
Figura 35. Esquema eje.....	90
Figura 36. Ejes con recubrimiento .....	91
Figura 37. Catálogo de cadenas de rodillos con aletas SEDIS .....	92
Figura 38. Catálogo de cadenas de rodillos SEDIS.....	93
Figura 39. Piñones dentados 08B.....	94
Figura 40. Soporte central.....	102
Figura 41. Soporte central .....	104

Figura 42. Esquema rascador tipo escobilla.....	106
Figura 43. Anclaje de expansión de alto rendimiento HSL-3.....	114
Figura 44. Catálogo fabricante HILTI.....	115

## LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. COMPONENTES DEL PROYECTO .....	120
ANEXO B. SEPARACIÓN DE LOS COPONENTES EN CADA EJE .....	121
ANEXO C. PLANO EJE MOTRIZ .....	122
ANEXO D. PLANO SOPORTE CENTRAL .....	123
ANEXO E. PLANO POSICIÓN DEL TRANSPORTADOR EN EL CANAL.....	125
ANEXO F. PLANO MALLA METÁLICA .....	126
ANEXO G. PLANO RECUBRIMIENTO DE TEFLÓN .....	127
ANEXO H. PLANO CADENA CON ALETAS .....	128
ANEXO I. PLANO RASPADOR .....	129
ANEXO J. COTIZACIÓN Y PLANO MOTORREDUCTOR .....	130
ANEXO K. PLANO VISTA GENERAL DEL TRANSPORTADOR .....	132
ANEXO L. PLANO PIÑÓN.....	135
ANEXO M. PLANO EJES CONDUCIDOS.....	136
ANEXO N. MODELO 3D DEL SISTEMA DE LIMPIEZA PROPUESTO .....	137
ANEXO O. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL SOPORTE CENTRAL .....	139
ANEXO P. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE MOTRIZ.....	153

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO DE UN SISTEMA DE LIMPIEZA PARA EL CANAL DE ADUCCIÓN DE AGUAS ABIERTAS DE LA HIDROELÉCTRICA LA CASCADA\*

**AUTORES:** JEFFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO, ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO\*\*

**PALABRAS CLAVES:** HIDROELÉCTRICA, CRIBADO, GASTO SOLIDO, CANAL, BANDA TRANSPORTADORA.

La limpieza del canal de aducción es una de las primeras operaciones que se deben considerar en una pequeña central hidroeléctrica, ya que esto repercute en la calidad del agua que entra en las turbinas de generación. Una no adecuada limpieza del canal acarrea a largo plazo daños en los álabes de las turbinas y un descenso en la generación de energía por la disminución del caudal lo cual implica pérdidas económicas para la empresa.

Para evitar que el personal de la planta arriesgue su integridad física al realizar esta labor, se sugiere implementar un sistema de limpieza donde la función del operario sea la de vigilar el proceso y retirar los residuos recolectados por el sistema mencionado. Una gran cantidad de materiales en suspensión que se encuentran en el canal de aducción de la central hidroeléctrica La Cascada, ubicada en San Gil, el cual no cuenta con un sistema de limpieza eficiente permitiendo que se acumulen residuos como hojas, envolturas plásticas, pitillos, etc. en las rejillas filtradoras teniendo esto como efecto la reducción del caudal que alimenta las turbinas las cuales para regular su frecuencia de operación ajustan la potencia entregada, debido a esto se ha decidido implementar un sistema de limpieza automático para retirar dichos materiales.

---

\* Trabajo de Grado.

\*\* Facultad de Ingenierías Físicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Javier Rugeles Perez.

## ABSTRACT

**TITLE:** DESIGN OF A CLEANING SYSTEM FOR THE OPEN WATER ADDUCTION CHANNEL OF LA CASCADA HYDROELECTRIC\*

**AUTHORS:** JEFFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO, ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO\*\*

**KEY WORDS:** HYDROELECTRIC, SCREENING, SOLID EXPENSE, CHANNEL, CONVEYOR BAND.

The cleanliness of the adduction channel is one of the first operations that should be considered in a small hydroelectric plant, since this has an impact on the quality of the water entering the generation turbines. Inadequate cleaning of the canal leads to long-term damage to the turbine blades and a decrease in power generation due to the decrease in flow, which implies economic losses for the company.

In order to prevent plant personnel from risking their physical integrity when performing this work, it is suggested to implement a cleaning system where the operator's function is to monitor the process and remove the waste collected by the mentioned system. A large quantity of suspended materials found in the adduction channel of the La Cascada hydroelectric power plant, located in San Gil, which does not have an efficient cleaning system allowing waste to accumulate such as leaves, plastic wrappers, cigarette lids, etc. In the filter grids, this has the effect of reducing the flow that feeds the turbines, which adjust the power delivered to regulate their operating frequency. Due to this, it has been decided to implement an automatic cleaning system to remove said materials.

---

\* Bachelor Thesis.

\*\* Faculty of Physical Mechanical engineering's. School of Mechanical Engineering. Directed by Ing. Javier Rugeles Perez.

## INTRODUCCION

A lo largo de la historia el transporte de material ha sido uno de los procesos más costosos para las empresas, en el último tiempo, se han producido mejoras sustanciales en el transporte de materiales con el fin de optimizar el proceso. Se han desarrollado sistemas como por ejemplo los elevadores de cangilones, entre otros, pero hoy en día el elemento más utilizado en la industria es la cinta transportadora, esta es capaz de transportar altas cantidades de material de forma rápida, eficiente y segura, lo que aumenta la productividad y las ganancias de una empresa. Una de las ventajas es la flexibilidad de adaptarse en cuanto a longitud de transporte, altura, terreno, materiales a transportar, etc.

El diseño de una cinta transportadora requiere aplicar conocimientos de la ingeniería mecánica como la expresión gráfica, diseño de máquinas, resistencia de materiales, entre otros. Por esto, su diseño representa un reto donde se pueden combinar y aplicar diversos conocimientos adquiridos en la carrera.

El objetivo de este proyecto consiste en diseñar una cinta transportadora la cual se adapte a las necesidades de un sistema de limpieza para un canal de aducción de una pequeña central hidroeléctrica, la cinta transportadora será la encargada de trasladar de forma continua los residuos en suspensión del agua hasta un punto encima del canal donde sea fácil su recolección.

# 1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

## 1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La generación de energía mediante pequeñas centrales hidroeléctricas (PCH), es considerada una de las alternativas más amigables con el medio ambiente como lo corroboran los estudios de Análisis de Ciclo de Vida (ACV)<sup>2</sup> realizados para distintas tecnologías, sumado a esto su gran rentabilidad respecto a su inversión y ganancias la hace una de las más duraderas a largo plazo. Colombia ha sido clasificada, como el cuarto país en el mundo con capacidad hidráulica, según el IDEAM en su Estudio Nacional del Agua del 2014<sup>3</sup>, Colombia tiene un caudal en los principales ríos de 52.075, m<sup>3</sup>/s y un área total de 1.141.748 km<sup>2</sup>. En Colombia, las PCH's comenzaron a implantarse a finales de 1889, con la puesta en marcha de plantas en Bogotá, Bucaramanga y Cúcuta.

---

<sup>2</sup> Universidad Politécnica de Cataluña, «ACV en la aplicación de energías renovables en el ciclo urbano del agua», s/f, [https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/5502/Analisis%20de%20Ciclo%20de%20Vida\\_PFC.pdf?sequence=1](https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/5502/Analisis%20de%20Ciclo%20de%20Vida_PFC.pdf?sequence=1) (Consultada el 08 de Febrero de 2018)

<sup>3</sup> IDEAM, «Estudio Nacional del Agua», 2014, [http://documentacion.ideam.gov.co/openbiblio/bvirtual/023080/ENA\\_2014.pdf](http://documentacion.ideam.gov.co/openbiblio/bvirtual/023080/ENA_2014.pdf) (Consultada el 10 de Febrero de 2018)

Figura 1. Canal de aducción de la hidroeléctrica La Cascada



Fuente: Autores

La PCH La Cascada, propiedad de la Electrificadora de Santander SA. ESP, está ubicada en San Gil a orillas del río Fonce, fue inaugurada en el año 1955 con capacidad para producir aproximadamente 23.000 MW/año operando a filo de agua. La Cascada por muchos años se ha enfrentado a la contaminación de las aguas del río Fonce, las cuales capta para su funcionamiento mediante un canal de aproximadamente 1.5 kilómetros de longitud y 4 metros de ancho, el cual no cuenta con un sistema de limpieza eficiente permitiendo que se acumulen residuos como hojas, envolturas plásticas, pitillos, etc. en las rejillas filtradoras teniendo esto como efecto la reducción del caudal que alimenta las turbinas las cuales para regular su frecuencia de operación ajustan la potencia entregada. Como consecuencia se evidencia un descenso significativo de la energía generada por la central que va desde 0.5 MW/día hasta 1,2 MW/día dependiendo de las condiciones climáticas de cada época del año y en algunas ocasiones se realizan paradas de planta por la excesiva contaminación en las rejillas hasta que se realiza la limpieza de estas, lo que visto a largo plazo se resume en pérdidas millonarias para la Electrificadora de Santander SA. ESP.

Figura 2. Rejillas Filtradoras



Fuente: Autores

Por esta razón se destinó a la empresa INDUSTRIAS ELECTROMECANICAS ACUÑA LTDA para que realizara el diseño y construcción de un sistema de limpieza del canal de aducción que permita subsanar las pérdidas de caudal a la entrada de las turbinas de generación.

## 1.2 JUSTIFICACION DE LA SOLUCION

Uno de los principales problemas que se presentan en las hidroeléctricas es la contaminación de las fuentes hídricas que las abastece, a diario toneladas de basura caen en los ríos y son arrastradas por la corriente hasta llegar a la central generadora causando daños en la maquinaria y obstrucciones en el canal de aducción de aguas abiertas lo cual, provoca disminución en el caudal de entrada a la turbina hidráulica haciendo que esta funcione ineficientemente en la

transformación de energía mecánica a eléctrica reflejando pérdidas millonarias a largo plazo.

Por este motivo actualmente la empresa implementa un sistema de limpieza manual en el canal, en el cual, unos trabajadores por medio de rastrillos extraen los desechos que llegan con el torrente a las rejillas filtradoras, esta labor es realizada sobre una plataforma ubicada encima del canal, lo cual es muy peligroso para el trabajador, ya que pone en riesgo su integridad física por algún accidente laboral y se expone a un riesgo biomecánico alto al realizar movimientos repetitivos por un tiempo prolongado, a su vez es muy ineficiente permitiendo la acumulación de residuos en la rejilla y como consecuencia se evidencia una considerable disminución del flujo de agua que llega a la entrada de las turbinas.

Por esto la relevancia de este proyecto es automatizar el proceso de filtrado y extracción de residuos haciéndolo más eficiente, por medio de un dispositivo que se ubicará en una sección del canal que retiraría los residuos en suspensión fuera de él, con el fin de salvaguardar el bienestar del empleado y reducir las pérdidas económicas por el déficit en la producción de la energía.

### **1.3 OBJETIVOS**

**1.3.1 Objetivo General.** Diseñar un sistema de limpieza para el canal de aducción de aguas abiertas de la hidroeléctrica La Cascada para automatizar el proceso de extracción de residuos reduciendo la pérdida de caudal a la entrada de las turbinas.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Garantizar un caudal promedio de 20 m<sup>3</sup>/s a la entrada de las turbinas, necesario para mantener la generación de energía al día en 3,2 MW.
- Mantener un área de filtrado del sistema de limpieza igual o inferior al existente (3 m<sup>2</sup>) para evitar disminuciones en el caudal.
- Modelar en un software CAD 3D (SolidWorks) el prototipo propuesto.
- Establecer instructivos de mantenimiento del sistema.
- Realizar el diseño del sistema de limpieza teniendo en cuenta un flujo de residuos en suspensión de 0,5 Ton/h (Valor promedio medido en un día de fuerte lluvia).

## 2. MARCO TEORICO

### 2.1 CENTRALES HIDROELECTRICAS

**2.1.2 Clasificación de las centrales hidroeléctricas según su potencia.** No existe un criterio unificado sobre la clasificación de las centrales hidroeléctricas en función de su potencia; así, por ejemplo, la Comunidad Europea considera que minicentrales son todas aquellas que su potencia es menor o igual a 10 MW (IDAE, 2006). Las normas rusas mantienen la misma clasificación adoptada para las presas, según su altura, el tipo de suelo y los riesgos económicos y humanos.

De acuerdo con INEA (1997) se las clasifica en: Picocentrales (0,5 a 5 kW); Microcentrales (5 a 50 kW); Minicentrales (50 a 500 kW); Pequeñas Centrales de 500 kW a 5 MW. A falta de una mayor precisión, se consideraría que las grandes son la que superan los 5 MW.

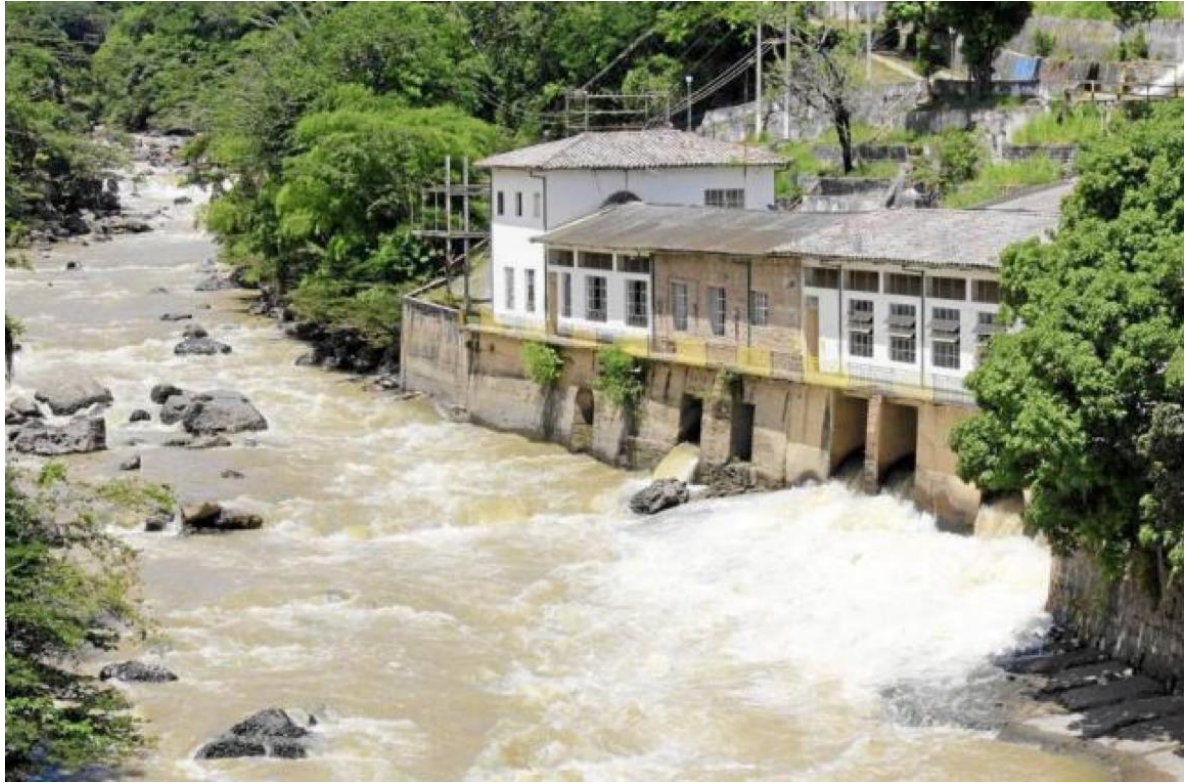
A continuación, se presenta una clasificación que se la podría aplicar para las centrales hidroeléctricas, según su potencia:

- Nano Central  $P < 1 \text{ Kw}$
- Pico Central  $1 \text{ kW} < P < 10 \text{ kW}$
- Micro Centrales  $10 \text{ kW} < P < 50 \text{ kW}$
- Minicentral  $50 \text{ kW} < P < 1000 \text{ kW}$
- Pequeña Central  $1 \text{ MW} < P < 5 \text{ MW}$
- Mediana Central  $5\text{MW} < P < 50 \text{ MW}$
- Gran Central  $P > 50 \text{ MW}$

**2.1.3 Pequeñas centrales hidroeléctricas (PCH).** PCH es el acrónimo de Pequeña Central Hidroeléctrica, la cual es una instalación que permite aprovechar pequeñas cantidades de agua en movimiento que circulan por los ríos, el flujo de agua al pasar por las turbinas provoca un movimiento de rotación que transforma en energía eléctrica por medio de generadores, con una potencia instalada entre 1 MW y 30 MW. Existen diferentes tipos de pequeñas centrales hidroeléctricas; en este proyecto se hablará de las centrales hidroeléctricas que son de generación a filo de agua o de aprovechamiento de agua fluyente, son llamadas así por sus instalaciones que captan una parte del caudal del río y lo conducen hacia la central para su aprovechamiento y después lo devuelve al cauce del río.

Este tipo de centrales tiene un impacto mínimo al medio ambiente, porque al no bloquear el cauce del río, no inunda terrenos adyacentes y los trabajos de construcción de una PCH son muy reducidos en comparación con las grandes centrales hidroeléctricas.

Figura 3. Salida de agua de la casa de máquinas central hidroeléctrica La Cascada



Fuente: Autores

Los elementos que conforman una PCH son: Toma de agua o bocatoma; desarenador; sistema de conducción a gravedad (canal) o presión (tubería); tanque de presión o carga; tubería forzada o de presión; chimenea de equilibrio; válvula de control; turbina; generador; tubo de succión o aspiración o descarga; y, canal de salida.

Figura 4. Bocatoma PCH La Cascada



Fuente: Autores

Figura 5. Desarenador PCH La Cascada



Fuente: Autores

**2.1.4 Central hidroeléctrica La Cascada.** La central eléctrica de la Cascada fue fundada el 20 de noviembre de 1923 cuando los señores Santiago Ordoñez, Ricardo Márquez, Cedreleón Patiño, Moisés García, Raimundo Rueda y Herminia Silva de Rueda formaron una sociedad civil.

Al año siguiente, 1924, se iniciaría la construcción de las obras del sitio la cascada de la quebrada Curití, con un pequeño generador de 30 KW, pero solo sería hasta 1927 que la generación de energía, interrumpida por problemas técnicos y conflictos municipales, pudo proveer a San Gil y Barichara, en 1929 a Curití, extendiendo en 1930 su servicio a Cabrera.

La modesta capacidad se copó rápidamente con el desarrollo creciente de la ciudad y el primer ensanche se hizo en 1939, trasladando la planta de generación al cauce del río Fonce para aprovechar la fuerza de sus aguas, en cuya margen izquierda se

hallan ubicadas las diferentes instalaciones. Aumentando su capacidad a 270kW. En 1942, el concejo autorizo al municipio para la compra de la Cascada.

Luego en 1950, se incrementó en 230kW y finalmente en 1953 se subió a un total de 800kW. Para 1958, y recién instalado el primer gobierno del Frente Nacional, La Cascada pasó a propiedad del departamento y consigue instalar dos grupos de generadores de 1500 kW, lo que permite atender la demanda interna y extender la electrificación a Guane y Villanueva. Para la época cada watio (W) costaba entonces “un centavo y dos décimas” al mes.

**2.1.5 Descripción general La Cascada.** La central hidroeléctrica La Cascada está localizada en el departamento de Santander sobre la margen izquierda del río Fonce, a la altura del municipio de San Gil. Es una planta a filo de agua que cuenta con obras de derivación y captación de agua, obras de conducción y la casa de máquinas. La planta Cascada se ha diseñado para un caudal de 18 m<sup>3</sup>/s y una capacidad instalada de 3.4 MW distribuidos en cinco (5) unidades generadoras de eje horizontal tipo Francis. La planta cuenta con un salto bruto de 32 m y un salto neto de 24 m. En la Figura 6 se aprecia una imagen satelital donde se alcanza a ver la captación de agua, el canal de aducción y la casa de máquinas.

Figura 6. Imagen satelital hidroeléctrica La Cascada



Fuente: Google Earth

### 2.1.6 Infraestructura y equipos electromecánicos planta cascada.

- **Estructura de captación.**

Corresponde a un pequeño azud en concreto de 42 m de longitud, un canal de aducción de 90 m de longitud y un tanque de captación con compuertas de regulación que, en conjunto tienen como función la captación y regulación del caudal de agua del rio Fonce hacia la planta. La estructura de captación está ubicada sobre la margen izquierda del rio Fonce. La regulación del agua se realiza por medio de la operación de 8 compuertas deslizantes de accionamiento manual.

- **Canal de conducción.**

Es una estructura construida con muros de gravedad en piedra pegada y revestido con mortero. Esta característica no cumple para algunos tramos que han sido reconstruidos en concreto reforzado. Su longitud total es de 900 m con pendiente variable entre 0.5% y 0.8%. Su sección transversal es irregular y con tramos entre

3.60 m y 5.60 m de ancho y altura entre 1.45 m y 2.60 m. Toda la sección transversal de canal es rectangular.

- **Tanque desarenador.**

Estructura que consta de dos cámaras de separación de sedimentos, con longitud total de 20 m y ancho total de 34 m. Este tanque tiene como función la separación de lodos, arena, material orgánico y basuras del agua de proceso. Anterior al tanque desarenador se encuentran ubicadas una batería compuesta por dos rejillas coladeras que actúan como elementos separadores de palos, troncos y elementos extraños que son arrastrados por el río Fonce.

- **Tanque de carga.**

Estructura que tiene como función principal generar la cabeza hidráulica aprovechable para la planta. Como funciones secundarias se encuentra permitir la limpieza final del agua de proceso y facilitar la regulación del caudal. Este tanque cuenta con baterías de rejillas coladeras destinadas a la separación del material orgánico fino del agua de proceso. El tanque de carga es un tanque multicámara construido con muros de gravedad de pared robusta, del cual se desprenden 4 tuberías de carga destinadas a la operación de las 5 unidades generadoras. El tanque de carga cuenta con un canal vertedero de excesos de agua que permite evacuar el agua al momento en el que se ha sobrepasado su nivel de operación.

- **Tuberías de carga.**

Se cuenta con 4 tuberías de carga, cada una con longitud de 32 m y diámetros desde 1.2 m hasta 1.5 m. Las tuberías de carga están construidas en lámina de acero ASTM 283 grado C, en espesor de  $\frac{1}{4}$ ". La tubería de carga No.1 alimenta la unidad generadora No.1, La tubería de carga No.1 alimenta la unidad generadora No.1, la tubería de carga No.2 alimenta las unidades generadoras No.2 y No.3, la

tubería de carga No.3 alimenta la unidad generadora No.4 y la tubería de carga No.4 alimenta la unidad generadora No.5.

- **Casa de máquinas.**

Consiste en una estructura superficial de 13 m de ancho y 44 m de longitud, orientada en forma paralela al río Fonce por la margen izquierda de este. La edificación alberga las cinco unidades generadoras, los equipos auxiliares, tableros de control, válvulas de admisión, los reguladores de velocidad y la sala de control. La edificación incluye dos pisos principales que son: El piso socav y el piso turbina - generador - sala de control.

- **Unidades generadoras.**

La planta cuenta con cinco turbogeneradores hidráulicos impulsados por turbinas tipo Francis de eje horizontal. Cada turbogenerador cuenta con un generador síncrono.

- Unidad No.1 potencia nominal del generador 610 KVA, 720 rpm. Caudal 2.6 m<sup>3</sup>/s.
- Unidad No.2 potencia nominal del generador 296 KVA, 900 rpm. Caudal 1.3 m<sup>3</sup>/s
- Unidad No.3 potencia nominal del generador 270 KVA, 900 rpm. Caudal 1.16 m<sup>3</sup>/s
- Unidad No.4 potencia nominal del generador 1500 KVA, 450 rpm. Caudal 6.4 m<sup>3</sup>/s
- Unidad No.5 potencia nominal del generador 1500 KVA, 450 rpm. Caudal 6.4 m<sup>3</sup>/s

**2.1.7 Turbina Francis.** Este tipo de turbina se caracteriza porque todo su cuerpo se encuentra sumergido en el agua y el flujo ingresa en dirección radial y sale en sentido axial respecto al eje de la turbina. En la Figura 7 vemos una foto de la casa de máquinas de La Cascada, donde se aprecia una turbina Francis. La rotación de

la turbina puede ser horizontal o vertical. Los caudales para los que se utiliza este tipo de turbinas varían desde uno a varios cientos de metros cúbicos por segundo, en tanto que las cargas recomendables van desde 15 a 300 m. Las turbinas Francis se las clasifica en función de la velocidad específica del rotor y la altura de la carga:

- Francis lentas, para alturas  $H > 200$  m y velocidades de entre 50 y 100 rpm.
- Francis normales, para alturas  $20 \text{ m} \leq H \leq 200$  m y velocidades de entre 125 y 200 rpm.
- Francis rápidas, para alturas  $H < 20$  m y velocidades de entre 225 y 500 rpm.

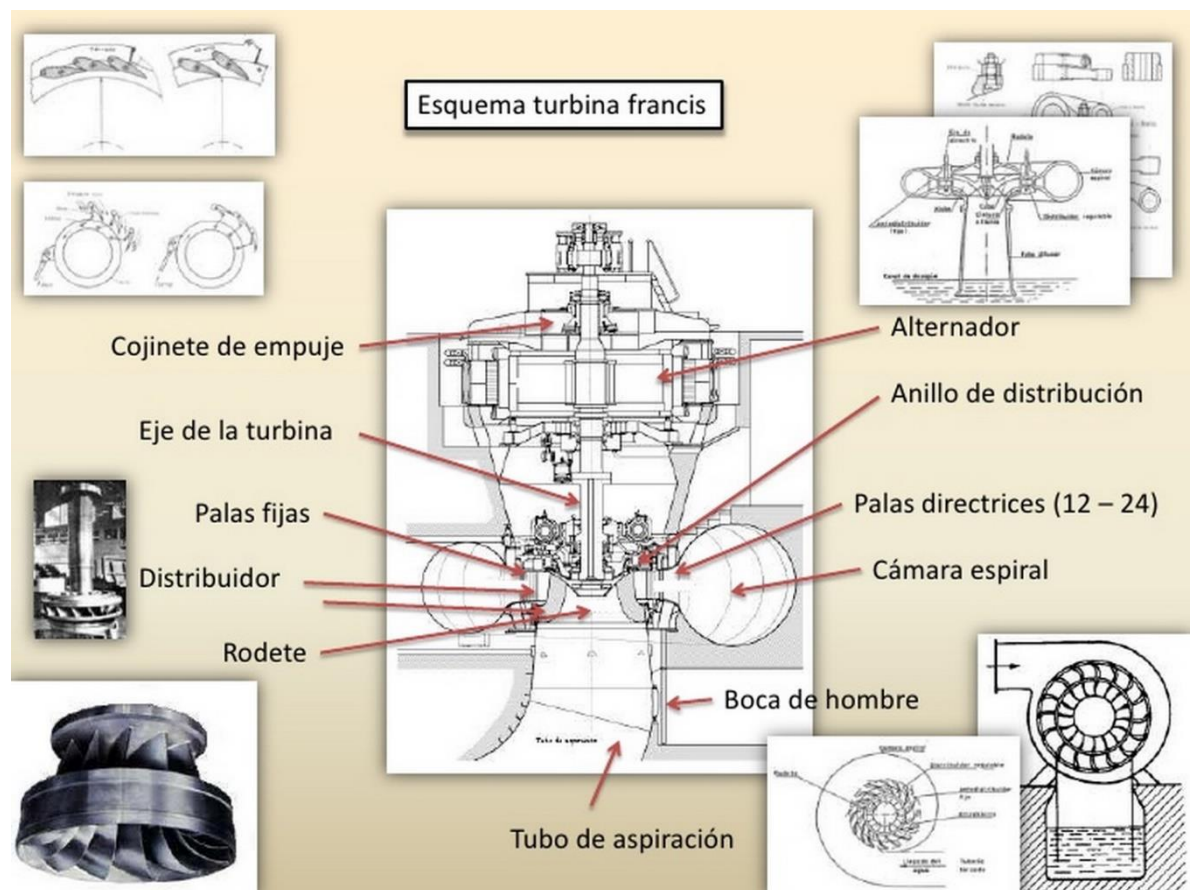
Los rodetes de las turbinas Francis forman un solo cuerpo, como se observa en la Figura 8, y tienen diámetros bastante considerables.

Figura 7. Turbina tipo Francis, central hidroeléctrica La Cascada



Fuente: Autores

Figura 8. Esquema turbina Francis



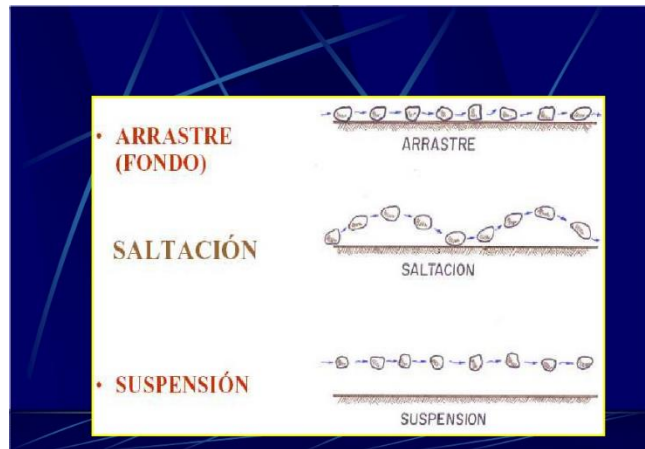
Fuente: [www.ieshuelin.com](http://www.ieshuelin.com)

## 2.2 GASTO SÓLIDO

Muchas obras hidráulicas tienen contacto directo con los cauces naturales, tales como puentes, canales, obras de captación, CH, protecciones fluviales, etc. Estas obras tienen contacto con el caudal líquido y también con las partículas de suelo arrastradas desde ríos y quebradas.

Este acarreo recibe el nombre de gasto sólido, en la Figura 9 podemos apreciar las modalidades del gasto sólido que se pueden encontrar, siendo las más comunes el gasto sólido de fondo y el gasto sólido en suspensión.

Figura 9. Modalidades del gasto sólido



**2.2.1 Gasto sólido de fondo (GSF).** Corresponde al movimiento de sólidos en su fracción más gruesa y se presenta de dos formas como un arrastre continuo o bien por saltación.

Dado que las velocidades en los ríos son más lentas en ciertas zonas, el GSF tiende a depositarse y formar bancos, modificando la sección de escurrimiento de los caudales líquidos. También producen desgastes en canales y maquinarias y en las presas pueden reducir fuertemente su vida útil.

**2.2.2 Gasto sólido en suspensión o acarreo en suspensión (GSS).** Estas partículas se mezclan con el caudal líquido formando una mezcla que se mantiene por la turbulencia del flujo. Son mucho más abundantes que el GSF, pero son de gran movilidad y "pasan" en general a través de las estructuras hidráulicas o bien se depositan, pero son fácilmente removidas, excepto en grandes estructuras como las presas. Pueden también producir abrasión en álabes de turbinas y bombas,

además de los sedimentos del cauce hay ramas, hojas, basuras y otros elementos externos que también se suman al GSS pero que también deben ser evaluados pues ellos podrían obstruir o limitar el uso de las estructuras hidráulicas.

### 2.2.3 Efectos del gasto sólido en las centrales hidroeléctricas

- **Obstrucción del flujo en una turbina**

El rendimiento de una turbina está sujeto al comportamiento del flujo a través de las directrices del distribuidor y de los álabes del rodete. El agua suministrada por la fuente hídrica es conducida por el conducto forzado hasta la turbina hidráulica y a su salida es conducida hasta el embalse inferior.

El conducto forzado dispone de elementos como rejillas y rejillas que impiden que los cuerpos sólidos de grandes dimensiones puedan producir obstrucciones y desperfectos en la turbina. Cuando estos sistemas de protección fallan y algún objeto de grandes dimensiones se introduce en la turbina se puede producir la obstrucción de los canales del distribuidor y/o en los canales del rodete, produciéndose una disminución del rendimiento de la turbina, así como un desequilibrio en el rodete que puede generar un mayor desgaste de los rodamientos.

En la Tabla 2 se muestra los resultados aproximados obtenidos en la turbina al trabajar con distintas condiciones de obstrucción en el canal de aducción, en épocas críticas del año donde se presentan lluvias constantes el personal de limpieza no logra mantener las rejillas del canal limpias y se opta por parar las maquinas.

Tabla 1. Disminución de potencia a distintas condiciones de trabajo

<b>Obstrucción</b>	<b>Caudal (m<sup>3</sup>/s )</b>	<b>Potencia neta producida ( MW/día)</b>
Sin	20	3,2

Parcial	15 a 17,5	2,4 a 2,8
Total	0 a 8.75	0 a 1,4

Fuente: Autores

Figura 10. Obstrucción mínima en la rejilla del canal de la PCH La Cascada



Fuente: Autores

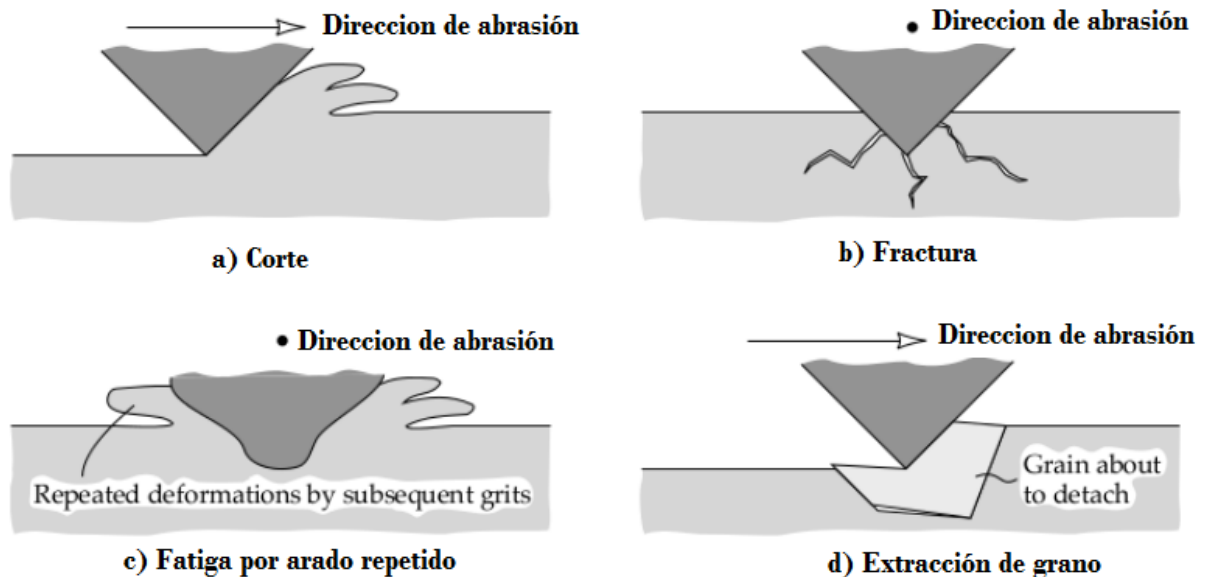
- **Desgaste de las máquinas hidráulicas por sedimentos**

Uno de los desafíos que enfrentan las plantas de generación hidroeléctrica es la erosión debida a los sedimentos. El tipo de sedimentos que pueden llegar a ingresar a través de los canales de estas centrales, pueden contener gasto sólido resistentes al impacto, que tienen el potencial de generar daños en los diferentes componentes de las máquinas hidráulicas vinculadas en el proceso de generación. Al entrar este gasto sólido en contacto con los diferentes elementos mecánicos que integran el proceso de generación de energía, se crean efectos como la disminución del tiempo de operación de la turbina debido a la remoción de material generado por los sedimentos. Existen dos principales formas de desgaste en las piezas metálicas por los sedimentos:

- Desgaste abrasivo:

Corresponde a la eliminación de material debido al efecto que causa el deslizamiento sobre la superficie de partículas duras (a través del agua en el caso de las máquinas hidráulicas), las cuales se desplazan con un vector de velocidad paralelo a la superficie, razón por la cual es retirado el material por efecto de corte (Stachowiak & Batchelor, 2013). En la Figura 11 podemos apreciar con más detalle los mecanismos de desgaste abrasivo.

Figura 11. Mecanismos de desgaste abrasivo en piezas metálicas



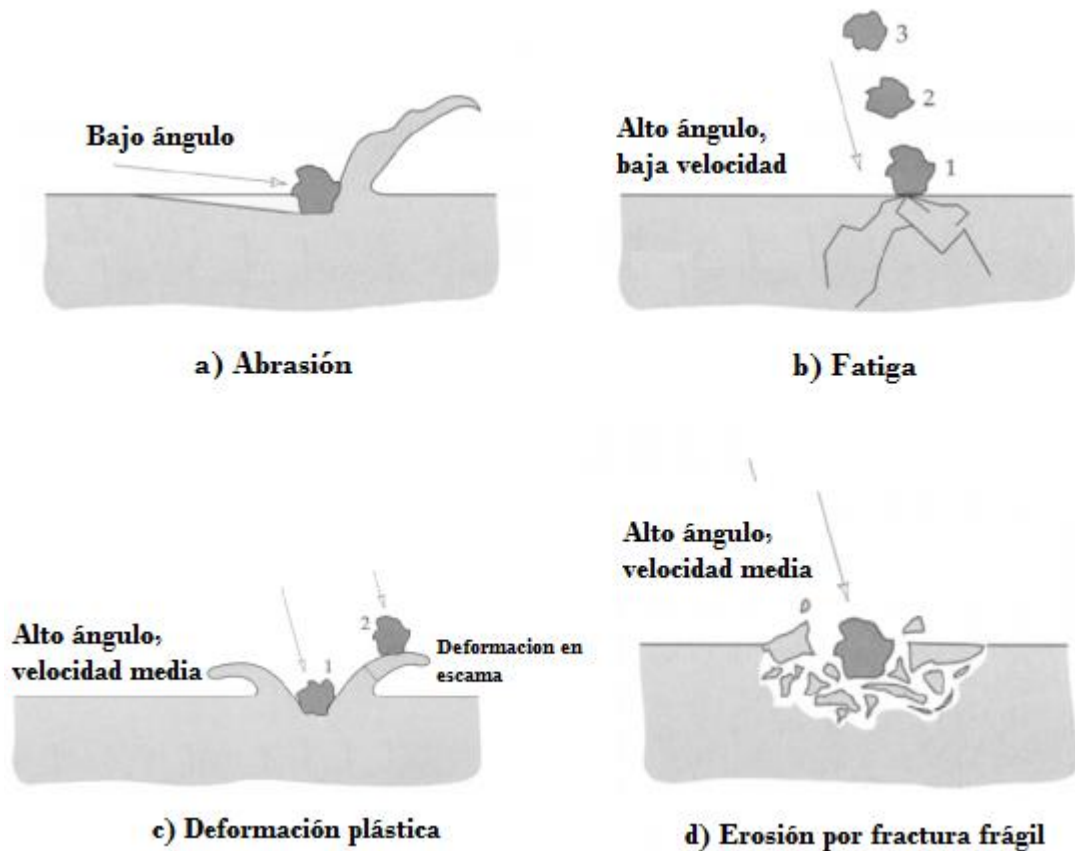
Fuente: Stachowiak & Batchelor

- Desgaste por erosión:

Causado por efecto de partículas que chocan con la superficie de una pieza, con una velocidad y un ángulo. Este impacto continuo, da como resultado deformación

plástica del material, corte, agrietamiento por fatiga o una combinación de estos efectos (ver Figura 12), que con el paso del tiempo ocasiona el desprendimiento de pequeñas cantidades de material (Stachowiak & Batchelor, 2013).

Figura 12. Mecanismos de desgaste erosivo en piezas metálicas



Fuente: Stachowiak & Batchelor

### 2.3 CRIBADO

El primer proceso encontrado generalmente en el canal de aducción de una pequeña central hidroeléctrica es el cribado. Es un dispositivo con aberturas,

generalmente uniformes, que se utiliza para retener sólidos que se encuentran en el agua. Estos sólidos representan una amenaza para el óptimo funcionamiento del proceso de generación de energía.

El cribado se define como una operación de clasificación por tamaño de fragmentos de dimensiones y formas variadas, obligándolos a enfrentarse a una superficie con aberturas (superficie de cribado) que permitirá el paso de aquellas partículas con dimensiones inferiores al tamaño de la abertura (pasante) y reteniendo o rechazando aquellos otros con un tamaño superior a la dimensión de la abertura (rechazo).

### **2.3.1 Cribado manual**

- **Rejillas de limpieza manual:** Se emplean en instalaciones pequeñas y con un espaciamiento de las rejillas relativamente grande, son instaladas aguas arriba de las rejillas mecanizadas ya que se destinan a la retención de objetos de grandes dimensiones por ejemplo zapatos, animales muertos, troncos grandes, piedras grandes, etc. que podrían dañar estos equipos. Generalmente se emplean en niveles de baja complejidad y en caudales que se encuentran en un rango de 5 a 15 L/s, para los cuales estos sistemas manuales son opciones viables en términos de construcción, instalación, operación y mantenimiento.

### **2.3.2 Cribado mecánico**

- **Rejillas mecanizadas:** Solo deben ser empleadas en condiciones estrictamente necesarias ya que requieren una labor de mantenimiento muy cuidadosa. Sus diseños incluyen la utilización de materiales resistentes a la corrosión tales como acero inoxidable o polímeros.

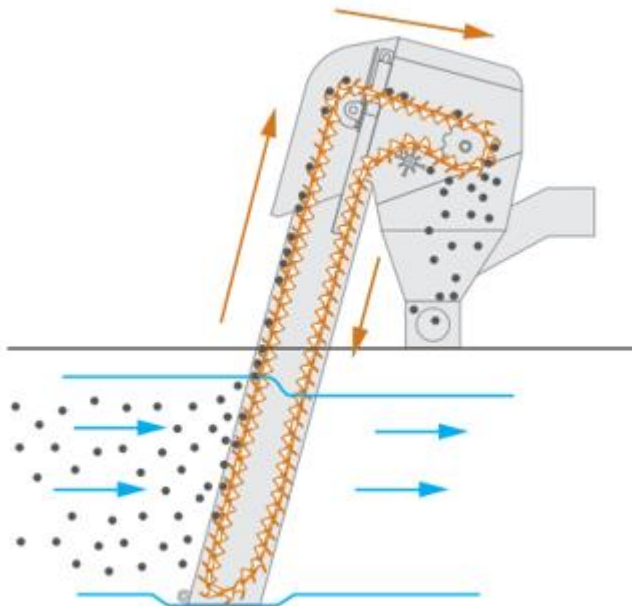
Los tipos básicos de rejillas mecanizadas son:

- Rejillas de funcionamiento mediante cadenas
- Rejillas de movimiento oscilatorio
- Catenarias
- Rejillas accionadas por cables

Adicionalmente se dividen por el tipo de limpieza que puede ser por la cara anterior (aguas arriba) o por la parte posterior de la misma (aguas abajo). A pesar de que su funcionamiento básicamente es el mismo, cada tipo de rejilla tiene sus ventajas e inconvenientes.

Las rejillas de limpieza frontal son más modernas y eficientes en la retención de sólidos, pero son menos robustas y más susceptibles a que el rastrillo o peine se atore por la acumulación de sólidos en la base de la rejilla.

Figura 13. Sistema con rejillas de limpieza frontal



Fuente: Parkson Corporation.

<https://www.parkson.com/sites/default/files/documents/document-aqua-guard-brochure-spanish-664.pdf>

En las rejillas de limpieza posterior, las barras protegen al rastrillo de posibles daños. Sin embargo, este tipo de rejilla presenta problemas de arrastre de sólidos aguas debajo de la rejilla, especialmente cuando los rastrillos empiezan a presentar un desgaste importante, aparte de que este tipo de rejilla es menos robusta porque la parte superior no está soportada para permitir el paso de los dientes del rastrillo de limpieza.

### 3. DISEÑO CONCEPTUAL

#### 3.1 PARAMETROS REQUERIDOS

Se describirán los parámetros técnicos requeridos para efectuar los cálculos del diseño de la banda transportadora propuesta para retirar los residuos que contenga el canal de aducción.

**3.1.1 Material a transportar.** El parámetro más importante al momento de diseñar y seleccionar los componentes de una banda transportadora es el material para transportar, las siguientes son las características principales por considerar para el cálculo y diseño:

- Peso específico del material ( $\gamma$ )

Se expresa en toneladas por metro cúbico en el Sistema Internacional o en libras por pie cúbico en el Sistema Ingles. En muchos materiales el peso específico presenta variaciones debido al tamaño del material y su grado de humedad.

- Ángulo de sobrecarga ( $\beta$ )

Es el ángulo con respecto a la horizontal que forma la sección transversa del material sobre la banda transportadora, se recomienda emplear  $15^\circ$  como ángulo de sobrecarga para la mayoría de los materiales, para materiales muy finos se emplea  $10^\circ$ .

- Ángulo máximo de inclinación ( $\varphi$ )

Es el ángulo bajo el cual el material es transportado sobre la banda sin necesidad de elementos especiales para evitar el deslizamiento del material en la banda. Este ángulo depende de la fricción entre el material y la banda.

- Características de flujo

Se determina si el material es de flujo libre, flujo moderado o flujo lento.

- Abrasividad de material

Se tiene en cuenta la abrasividad del material al momento de seleccionar el tipo de banda transportadora y su espesor.

- Temperatura del material transportado

Determina el tipo y calidad de la banda transportadora.

- Corrosividad del material

Se tiene en cuenta también al seleccionar el tipo y la calidad de la banda transportadora.

**3.1.2 Capacidad requerida.** Se expresa en toneladas por hora y denota el valor máximo de capacidad requerida por el proceso. Se emplea al momento de calcular las tensiones en la banda y la potencia requerida para mover la banda transportadora.

**3.1.3 Trayectoria de la banda transportadora.** Para el correcto cálculo y diseño de la banda transportadora es necesario definir la trayectoria de recorrido de la banda transportadora desde el lugar de alimentación del material hasta el punto de descarga, para ello se deben tener definidos los siguientes parámetros:

- Proyección horizontal de la longitud total de la banda ( $L$ )

Es la sumatoria de todos los tramos horizontales más la sumatoria de la proyección horizontal de todos los tramos inclinados dada en metros. Se define de la siguiente manera:

$$L = \sum L_h + \sum L_p$$

- Longitud de los tramos horizontales ( $L_h$ )

Distancia en metros de los tramos horizontales que componen el perfil de la banda.

- Proyección horizontal de los tramos inclinados ( $L_p$ )

Longitud de la proyección horizontal de todos los tramos que componen el perfil de la banda.

- Altura (H)

Es la diferencia de elevaciones entre los puntos de carga del material sobre la banda y el de descarga. Para una banda transportadora con varios tramos de elevación se debe especificar la altura correspondiente a cada tramo.

- Longitud de los tramos inclinados ( $L_i$ )

Es la distancia de todos los tramos inclinados de la banda a lo largo de la trayectoria de la cinta. Se calcula de la siguiente manera:

$$L_i = \sqrt{H^2 + L_p^2}$$

- Ángulo de inclinación de la banda ( $\varphi$ )

Está determinado por el tipo de material a transportar y por el ángulo máximo de inclinación del material sin que ocurra deslizamiento del material en la banda. Se calcula de la siguiente manera:

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{H}{L_p}\right)$$

- Longitud total de la trayectoria de la banda ( $L_t$ )

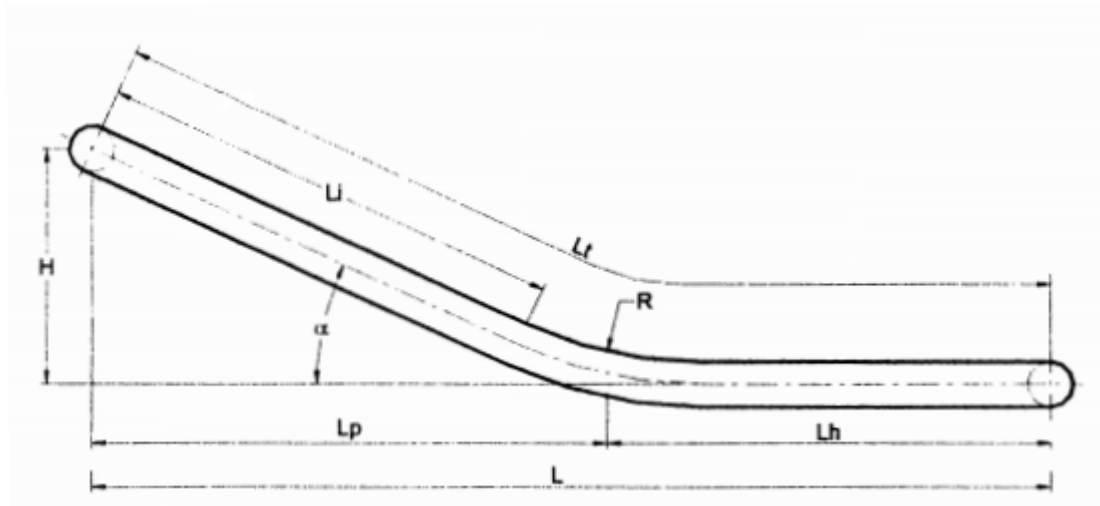
Es la longitud de la banda transportadora desde el punto de alimentación hasta el punto de descarga. Se calcula de la siguiente manera:

$$L_t = \sum L_h + \sum L_i$$

- Radio de curvatura ( $R$ )

Es el radio de empalme entre el tramo horizontal y el tramo inclinado, este radio de curvatura puede ser cóncavo o convexo. (ver Figura 14)

Figura 14. Trayectoria de la banda transportadora.



**3.1.4 Ancho de la banda transportadora.** Según la Goodyear<sup>4</sup>, al momento seleccionar el ancho de la banda se debe dar gran importancia al tipo de material y al tamaño de terrón máximo del material, este ancho no debe ser menor de tres veces la dimensión más grande del mayor trozo de material a transportar. La Tabla 3 indica los valores mínimos sugeridos de ancho de la cinta en función del tamaño de terrón máximo del material.

En este caso el ancho de la banda transportadora está dado por el ancho del tramo del canal de aducción en el cual se encuentra ubicada la rejilla de filtrado.

<sup>4</sup> GOODYEAR Handbook of Conveyor and Elevator belt, 1975, pag 5-7

Tabla 2. Anchos de banda mínimos recomendados

Ancho de Banda		tamaño de terrón máximo			
mm	pulg	tamaños uniformes		mezclado con 90% finos	
		mm	pulg	mm	pulg
350	14	50	2	100	4
400	16	50	2	125	5
450	18	75	3	150	6
500	20	100	4	150	6
600	24	125	5	175	7
650	26	125	5	200	8
750	30	150	6	250	10
800	32	175	7	300	12
900	36	175	7	300	12
1000	40	200	8	350	14
1050	42	250	10	400	16
1200	48	275	11	400	16
1350	54	350	14	450	18
1400	56	400	16	500	20
1500	60	400	16	500	20
1600	64	450	18	650	26
1650	66	450	18	650	26
1800	72	550	22	700	28
1950	78	600	24	700	28
2000	80	600	24	750	30
2200	88	600	24	750	30
2250	90	600	24	750	30
2400	96	600	24	750	30
2550	102	600	24	750	30
2700	108	600	24	750	30
2850	114	600	24	750	30
3000	120	600	24	750	30

Fuente: ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras

**3.1.5 Velocidad de la banda transportadora.** La velocidad de una banda transportadora va ligada por un lado a las características físicas del material o limitaciones en la naturaleza del material transportado; estas limitaciones pueden ser la degradación de materiales friables, pérdidas de material muy liviano o pulverizado, etc. Otros factores que influyen en la selección de la velocidad

apropiada es la capacidad requerida, la tensión de la banda y la potencia requerida. La Tabla 4 muestra los valores recomendados de máxima velocidad de banda considerando la densidad del material y ancho de la banda.

Tabla 3. Velocidad de banda máxima recomendada (m/s)

Ancho de Banda		Material		
mm	pulg	ligero(<0.8ton/m <sup>3</sup> ) grano fino	mediano(0.8-1.6 ton/m <sup>3</sup> ) abrasivo	pesado(>1.6ton/m <sup>3</sup> ) muy abrasivo
350	14	2	1.5	1.5
400	16	2.5	1.6	1.25
450	18	2.5	2	1.6
500	20	3.15	2.0	1.6
600	24	3.15	2.5	1.8
650	26	3.15	2.5	1.8
750	30	3.5	2.5	1.8
800	32	3.55	2.5	1.8
900	36	4.0	3.15	2.24
1000	40	4.0	3.15	2.24
1050	42	4.0	3.15	2.24
1200	48	4.0	3.15	2.24
1350	54	4.0	3.15	2.24
1400	56	4.0	3.15	2.24
1500	60	4.0	3.15	2.5
1600	64	4.0	3.55	2.5
1650	66	4.0	3.55	2.5
1800	72	4.5	3.55	2.5
2000	80	4.5	3.55	2.5
2200	88	4.5	3.55	2.5

Fuente: ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras

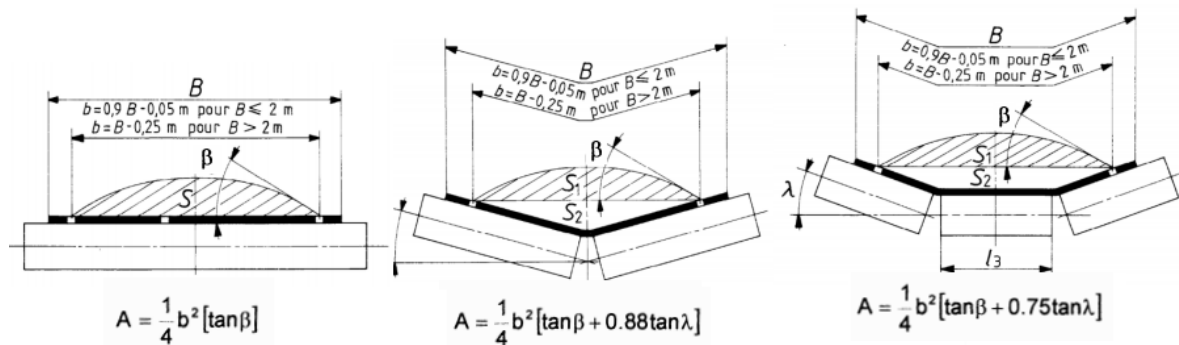
### 3.2 PARAMETROS CALCULADOS

**3.2.1 Capacidad máxima de transporte.** La capacidad volumétrica de una banda transportadora está determinada por el área de la sección transversal de la carga

que puede ser apilada encima de la cinta sin ocasionar derrame del material excesivo en los puntos de carga o subsecuentemente debido a pequeñas ondulaciones de la banda en su paso sobre los rodillos. Esta área de la sección transversal es afectada por la granulometría del material, su contenido de humedad, la forma de las partículas, todo lo cual influye en la pendiente a la cual el material reposa sobre la banda, o sea el ángulo de sobrecarga.

Debido a que resulta usualmente impráctico evaluar cada uno de estos factores específicamente para predecir sus efectos sobre el área de la sección transversal de la carga, las ecuaciones que se detallan a continuación son lo suficientemente conservativas para aceptar cualquier combinación de las condiciones arriba mencionadas. Según la configuración, la sección transversal será diferente. La norma UNE 58204 en su apartado 6 contempla el cálculo del área para las siguientes configuraciones mostradas en la Figura 15.

Figura 15. Configuración plana, en V y en artesa



Fuente: NORMA UNE 58204

Luego, la capacidad volumétrica de carga de la banda transportadora, conocida el área de la sección transversal del material y la velocidad de transporte de la banda puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot V$$

Donde:

$Q_v$  = Capacidad volumétrica de la banda [ $m^3/h$ ]

$A$  = Área de la sección transversal del material [ $m^2$ ]

$V$  = Velocidad de la [ $m/s$ ]

Si la banda transportadora es inclinada ya sea ascendente o descendente, el área efectiva de la sección transversal del material se reduce de acuerdo con un factor que está en función del ángulo dependiente de la banda, este factor por inclinación de banda  $k$  puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$k = 1 - 1.64 \left( \frac{\varphi \cdot \pi}{180} \right)^2$$

Donde:

$k$  = Factor de inclinación de la banda

$\varphi$  = Ángulo de inclinación de la banda (grados)

Por lo tanto, la capacidad volumétrica efectiva para bandas con inclinación ascendente o descendente viene dada por:

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot V \cdot k$$

La capacidad de transporte en toneladas por hora se obtiene multiplicando la capacidad volumétrica por el peso específico del material transportado:

$$Q_t = \gamma \cdot Q_v$$

Donde:

$Q_v$  = Capacidad volumétrica de la banda [ $m^3/h$ ]

$Q_t$  = Capacidad volumétrica de la banda  $[ton/h]$

$\gamma$  = Peso específico del material  $[ton/m^3]$

**3.2.2 Fuerzas en las bandas.** Una banda transportadora es simplemente un medio para trasladar el material desde un punto inicial A hasta un punto B (ver Figura 16).

Figura 16. Vista lateral de una banda transportadora



Para ejecutar este trabajo la banda requiere una potencia que es suministrada por un motor que acciona a un tambor conductor o motriz. El torque del motor se transmite en la forma de una fuerza tangencial en la superficie del tambor motriz. Este es el empuje o fuerza requerida por la banda para mover el material desde el punto A al punto B y está compuesta de la suma de las siguientes fuerzas componentes:

- Fuerza necesaria para mover la banda vacía y los componentes que giran por ella.
- Fuerza necesaria para desplazar la carga horizontalmente.
- Fuerza necesaria para elevar o bajar la carga.

La contribución relativa de cada uno de estos componentes en la fuerza total varia ampliamente dependiendo de la inclinación del transportador y de la carga sobre la banda de la siguiente manera:

1. En una banda vacía (horizontal o inclinada) se tiene una carga compuesta únicamente por la fuerza del ítem a.
2. En una banda cargada horizontal se tendrá una carga compuesta por las fuerzas de los ítems a + b
3. En una banda cargada inclinada se tendrá una carga compuesta por las fuerzas de los tres ítems a + b + c. Esta última, la fuerza para elevar o bajar la carga, tendrá signo positivo cuando la carga esté siendo elevada y tendrá signo negativo cuando la carga está descendiendo.

**3.2.3 Fuerza para mover la banda en vacío y sus componentes.** La fuerza necesaria para mover la cinta y los componentes móviles que giran por ella, sin material o carga, puede ser calculada de la siguiente manera:

$$F_v = (C \cdot f \cdot L \cdot W_p) \cdot g$$

Donde:

$F_v$  = Fuerza para mover la banda en vacío [N]

$C$  = Factor de fricción por longitud de banda

$f$  = Factor de fricción de las partes móviles

$W_p$  = Peso de las partes móviles [ $Kg/m$ ]

$g$  = Aceleración de la gravedad [ $m/s^2$ ]

El coeficiente C de fricción por la longitud de banda, está dado por:

$$C = 15,9 \cdot L^{-0.61} + 0,77$$

Donde:

$L$  = Proyección horizontal de la longitud total de la banda [m]

$C$  = Factor de fricción por longitud de banda

El peso de las partes móviles esta dado por la siguiente ecuación:

$$W_p = 2 \cdot W_b + \frac{W_R}{S_r}$$

Donde

$W_p$  = Pesos de las partes móviles [ $Kg/m$ ]

$W_b$  = Peso de la banda [ $Kg/m$ ]

$W_R$  = Peso de los rodillos [ $Kg$ ]

$S_r$  = Separación entre rodillos [m]

El coeficiente de fricción de las partes móviles  $f$ , está dado por la tabla 5.

Tabla 4. Coeficiente de fricción de las partes giratorias

Condición	coeficiente $f$
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material	0.017
Valor standard para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0.012

Fuente: ROULUNDS Catálogo de transportadores, pag. 13

**3.2.4 Fuerza horizontal.** Esta es la fuerza necesaria para vencer la inercia de material y desplazarse en dirección horizontal desde el punto de alimentación hasta el de descarga, se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$F_H = \left( \frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t}{3,6 \cdot V} \right) \cdot g$$

Donde:

$F_H$  = Fuerza para desplazar el material horizontalmente [N]

$Q_t$  = Capacidad volumétrica de la banda [ton/h]

$g$  = Aceleración de la gravedad [ $m/s^2$ ]

$V$  = Velocidad de la [ $m/s$ ]

**3.2.5 Fuerza para elevar o bajar el material.** Es la fuerza correspondiente a la elevación o descenso de la carga, se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_e = \left( \frac{H \cdot Q_t}{3,6 \cdot V} \right) \cdot g$$

Donde

$F_e$  = Fuerza para desplazar verticalmente el material [N]

$H$  = Peso de la banda [ $Kg/m$ ]

$g$  = Aceleración de la gravedad [ $m/s^2$ ]

$V$  = Velocidad de la [ $m/s$ ]

$Q_t$  = Capacidad volumétrica de la banda [ton/h]

**3.2.6 Potencias en la banda.** La potencia requerida para accionar la banda transportadora está compuesta por la potencia necesaria para desplazar el material, más las potencias adicionales debido a la fricción.

- Potencia teórica

La potencia teórica es la suma de la potencia para desplazar el material, más las potencias adicionales por pérdidas, por lo tanto, tenemos:

$$P = \frac{(F_e + F_v + F_H) \cdot V}{746} + P_S$$

Donde:

$P$  = Potencia Teorica [Hp]

$F_v$  = Fuerza para mover la banda en vacío [N]

$F_e$  = Fuerza para desplazar verticalmente el material [N]

$F_H$  = Fuerza para desplazar el material horizontalmente [N]

$V$  = Velocidad de la [m/s]

$P_S$  = Potencia por pérdidas [Hp]

- Potencia del motor

En el cálculo de las tensiones en la banda, solo se ha considerado la potencia requerida en el tambor motriz. Los métodos para conectar el motor con el tambor motriz son numerosos. La velocidad puede ser reducida a través del uso de bandas-poleas, cadenas-catalinas, engranajes, cajas reductoras, o alguna combinación de estas. Estas transmisiones generan pérdidas mecánicas que deben ser consideradas para determinar la potencia real del motor, que comprenden: pérdidas por el tipo de transmisión, eficiencia del motor y eficiencia del tipo de acople si lo hubiere. Por lo tanto, la potencia del motor se determina así:

$$P_m = \frac{P}{\eta \cdot \varepsilon}$$

Donde:

$P$  = Potencia Teórica [Hp]

$P_m$  = Potencia del motor [Hp]

$\eta$  = Eficiencia del motor

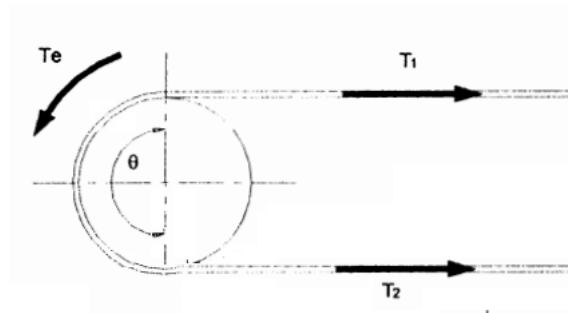
$\varepsilon$  = Eficiencia mecánica de la transmisión

### 3.2.6 Tensiones en la banda

- Tensión efectiva

En cualquier accionamiento por bandas, sea este para transmisión de potencia, transporte o elevación, debe existir una diferencia de tensiones en la banda a ambos lados del tambor conductor para que se produzca el movimiento.

Figura 17. Diagrama tensión efectiva



La diferencia entre la tensión del lado apretado y la tensión del lado flojo se conoce como Tensión Efectiva  $T_e$ , debido a que es esta tensión la que realmente ejecuta el trabajo. Conociendo la potencia total que se debe aplicar al tambor motriz, la tensión efectiva puede ser determinada de la siguiente manera:

$$T_e = \frac{746 \cdot P}{V}$$

Donde:

$P$  = Potencia Teórica [Hp]

$V$  = Velocidad de la banda [ $m/s$ ]

$T_e$  = Tensión Efectiva [N]

- Tensión por metro de longitud

La carga del producto por metro de banda puede ser calculado de la siguiente manera:

$$M_{pm} = \frac{Q_t}{3,6 \cdot V}$$

Donde:

$Q_t$  = Capacidad volumétrica de la banda [ $ton/h$ ]

$V$  = Velocidad de la banda [ $m/s$ ]

- Tensión de trabajo unitaria ( $T_U$ )

La tensión de trabajo unitaria es la máxima tensión a la que estará sometida la cinta transportadora por mm de ancho de banda. Con este valor se procede a seleccionar el tipo de cinta transportadora en función del tipo de material y sus características como abrasividad, friabilidad, temperatura, peso específico, tamaño etc. según los tipos de bandas transportadoras proporcionadas por el fabricante en sus catálogos.

La tensión de trabajo unitaria se determina mediante la siguiente ecuación:

$$T_U = \frac{T_e \cdot m}{1000 \cdot B}$$

Donde:

$T_U$  = Tensión de trabajo unitaria [ $N/mm$ ]

$B$  = Ancho de la banda [ $m$ ]

$T_e$  = Tensión Efectiva [ $N$ ]

$m$  = coeficiente de accionamiento

El coeficiente de accionamiento ( $m$ ) es:

$$m = 1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180}} - 1}$$

Donde:

$e$  = Base del logaritmo neperiano

$\mu$  = coeficiente de fricción entre el tambor y la banda

$\theta$  = Angulo de contacto entre la banda y tambor [ $grados$ ]

$m$  = coeficiente de accionamiento

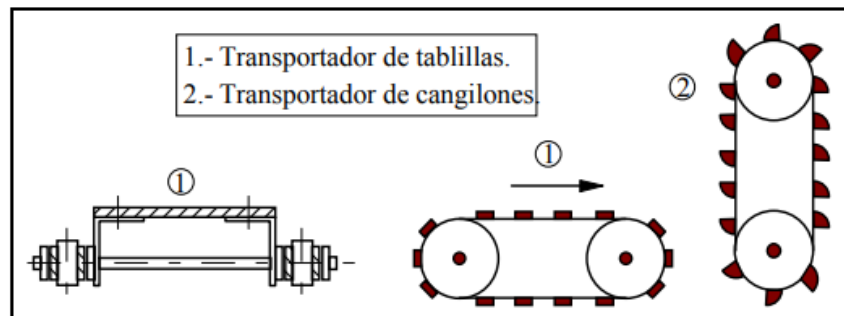
**3.2.7 Cadenas de transporte.** Son cadenas para arrastre y están indicadas para todo tipo de trabajos de transporte y elevación de productos. Hay una amplia variedad de cadenas transportadoras para adaptarse a la más amplia gama de necesidades. Los datos necesarios para considerar a la hora de seleccionar una cadena transportadora son entre otros:

- Tipo de transportador.
- Velocidad de transporte.
- Distancia entre ejes.

- Anchura de transporte.
- Diámetro de piñones.
- Condiciones de trabajo.
- Material por transportar.

En general los transportadores se pueden agrupar en horizontales y verticales. Los horizontales se pueden clasificar en transportadores de tablillas y de producto apoyado sobre cadena.

Figura 18. Transportadores de carga



Fuente: Porras y Soriano

### 3.2.8 Fuerzas en una cadena transportadora

- **Fuerza de tracción**

El cálculo de la fuerza de tracción necesaria para el trabajo efectivo de la cadena transportadora es difícil de realizar mecánicamente y es por lo que se recurre a fórmulas empíricas. La tracción en el transportador  $T_t$  es aquella que deberán realizar las cadenas en todo su trayecto. Este valor se obtiene mediante la siguiente tabla:

Tabla 5. Tracción en el transportador

TRANSPORTADOR	FUERZA DE TRACCION MAXIMA
---------------	---------------------------

Elevador de cangilones	$T_t = H \cdot (P_c + M_{pm})$
Transportador de tabllas	$T_t = S \cdot C_3 \cdot (2,2 \cdot P_c + M_{pm}) + H \cdot (M_{pm} - 0,2 \cdot P_c)$
Transportador con apoyo sobre cadenas	$T_t = S \cdot C_3 (2 \cdot P_c + M_{pm}) + H \cdot M_{pm}$

Donde:

$S$  = proyección horizontal de la distancia entre ejes[m].

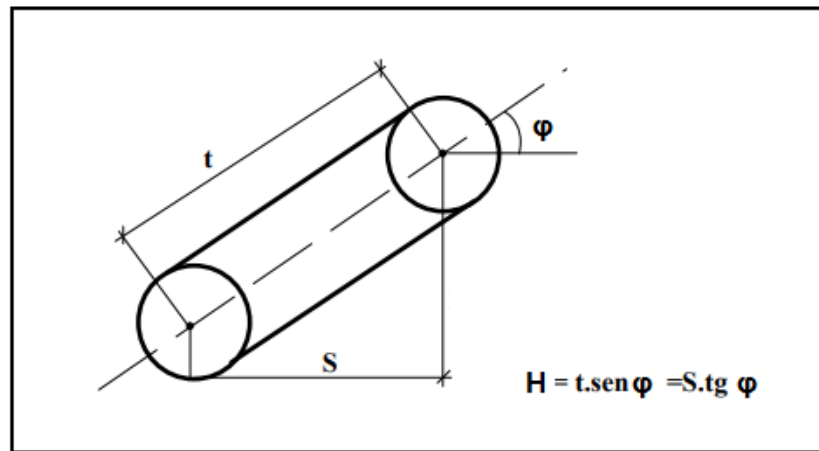
$P_c$  = peso de la cadena [Kg]

$H$  = desnivel entre ejes en [m].

$C_3$  = factor de deslizamiento o rodadura.

$M_{pm}$  = carga por metro de cadena [ $Kg/m$ ].

Figura 19. Esquema vista lateral de un transportador inclinado



Fuente: Porras y Soriano

El cálculo del peso de la cadena  $P_c$  es difícil al no conocerse el tipo de cadena es por ello que  $P_c$  se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 6. Cálculo empírico de  $P_c$  en [ $Kg/m$ ]

	Inclinación del transportador	
	$\leq 20^\circ$	$> 20^\circ$
Material sobre la cadena	$P_c = 0,0021 \cdot Q$	$P_c = 0,0058 \cdot Q$
Material deslizante	$P_c = 0,0037 \cdot Q$	$P_c = 0,0071 \cdot Q$

Cadenas de eje hueco	Incrementar los factores de corrección en el 42%
----------------------	--

Donde:

$$Q = \text{Carga total a transportar en } [Kg/m]$$

- **Fuerza de tracción real**

La fuerza de tracción real de trabajo se calcula por las fórmulas empíricas:

a) Transportador con una sola cadena:

$$T_r = C_1 \cdot C_2 \cdot T_t \cdot g$$

b) Transportador con varias cadenas:

$$T_r = 1,2 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot T_t \cdot g$$

Donde:

$T_r$  = Tracción real en [N]

$C_1$  = coeficiente reductor debido a condiciones de trabajo y mantenimiento.

$C_2$  = coeficiente corrector de tiempo de trabajo

Los factores de corrección se ofrecen en las siguientes tablas:

Tabla 7. Coeficiente corrector de condiciones de trabajo mantenimiento y ambiente  $C_1$ .

Ambiente	Condiciones de engrase		
	Normal	Periódico	Sin engrase
Limpio	1	1,3	1,5
Sucio	1,3	1,6	1,8
Abrasivo	1,6	1,8	2

Fuente: Porras y Soriano

Tabla 8. Coeficiente corrector según tipo de carga y periodos de trabajo  $C_2$ .

Tipo de carga	Periodo de trabajo diario	
	0-8 horas	> 8 horas
Continua	1,0	1,2
Discontinua	1,2	1,4
Con sacudidas	1,5	1,8

Fuente: Porras y Soriano

Una vez calculada  $T_r$  y teniendo en cuenta que la velocidad lineal de la cadena no debe superar valores acordes con su masa por metro lineal, se escoge el tipo de cadena y su dimensión considerando su carga de rotura.

### 3.2.9 Lubricación de las cadenas

#### ❖ Función de la lubricación

- Introducir el fluido entre las superficies en contacto para reducir el desgaste y evitar agarrotamientos.
- Proteger la cadena contra la corrosión.
- Reducir el ruido, interponiéndose entre las superficies sometidas a los golpes.
- Disipar el calor procedente del contacto de los componentes.

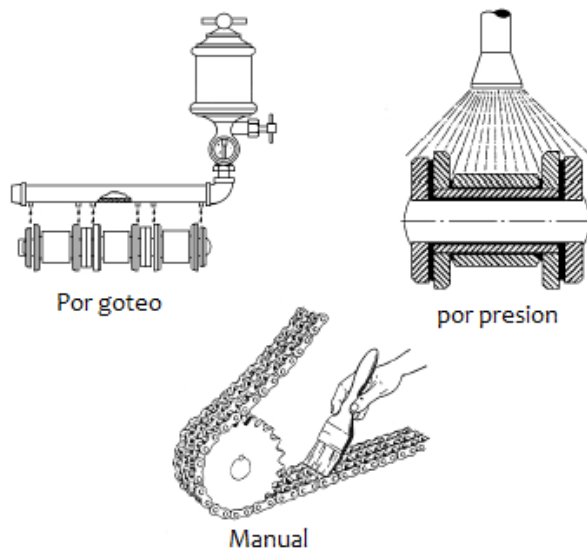
#### ❖ Método de lubricación

La elección de un lubricante adecuado depende en primer lugar de la modalidad de lubricación. Básicamente existen cuatro tipos de lubricación:

- Manual
- Por goteo
- Por inmersión en baño de aceite
- Por presión

En transmisión de potencia, cualquiera de estos cuatro tipos de lubricación puede ser empleado, aunque la selección final dependerá del tipo, paso y velocidad de la cadena. En elevación o transporte, habitualmente se emplea la lubricación manual y el goteo, pero también unos dispositivos automáticos

Figura 20. Tipos de lubricación



En numerosas aplicaciones, la lubricación de la cadena resulta difícil sino imposible. Esto ocurre en los siguientes ejemplos:

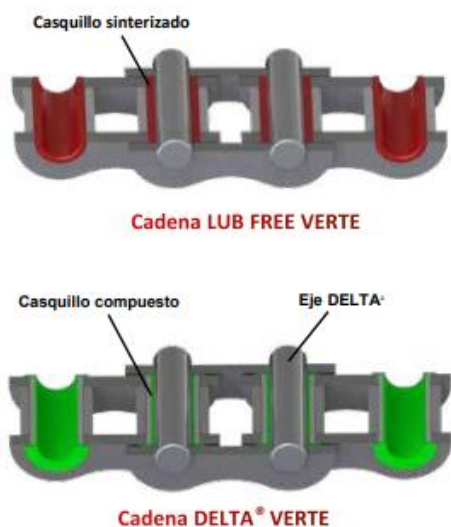
- Mantenimiento de lubricación difícil o aun imposible por varios motivos (amontonamiento, inaccesibilidad).
- Riesgo de proyecciones de aceite con deterioro de los productos transportados, por ejemplo, en la industria textil, imprenta, electrónica, pintura, carpintería, etc.
- Funcionamiento en ambiente húmedo.
- Riesgo de incendio si el aceite de lubricación se pone en contacto con una llama o con productos de alta temperatura, es el caso de las escaleras mecánicas.

- Riesgo de contaminación debida al aceite de lubricación por ejemplo en la industria agroalimenticia.

Según el fabricante Sedis: “una cadena estándar tendrá una duración de vida limitada si no está lubricada correctamente. Entonces la solución es una **cadena sin lubricar** que funciona sin aportación de aceite durante el funcionamiento de la cadena”<sup>5</sup>.

El fabricante Sedis tiene en su catálogo cadenas tipo Verte sin lubricación. El principio de la no lubricación está basado en la utilización de casquillos sinterizado cuya porosidad está empapada de aceite o casquillos de compuesto auto lubricante que permite a la cadena funcionar sin aceite. El eje y las demás piezas metálicas (placas, casquillos y rodillos) están protegidos contra la corrosión gracias al revestimiento.

Figura 21. Esquemas cadenas tipo VERTE



Fuente: Sedis. Catalogo principal de fabricación.

<sup>5</sup> SEDIS. Catalogo principal de fabricación. [Consultado: 25 de junio de 2019] Disponible en Internet: <https://www.sedis.com/fichiers/uploads/sedis-catalogo-principal-fabricacion.pdf>

Se recomienda utilizar este tipo de cadena en las siguientes condiciones:

- Presión máxima admisible: 30 MPa
- Velocidad lineal máxima: 2 m/s
- Temperatura de utilización: entre -30°C y 80°C
- Ambientes y entornos secos, húmedos o con presencia de agua
- Entornos no abrasivos

## **4. DISEÑO METODOLOGICO**

### **4.1 DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA**

En primera medida se había planteado un diseño utilizando un rodillo recubrimiento de malla metálica el cual filtraría los residuos del canal mientras giraba en su eje pero debido a que el diámetro del rodillo sería constante, tendríamos problemas de eficiencia al bajarse el nivel del agua en temporadas de extenso verano, debido a esto se selecciona un dispositivo tipo banda transportadora de malla metálica teniendo en cuenta su gran capacidad de transporte, su facilidad de carga y descarga en cualquier punto del trazado y su facilidad de operabilidad , mantenimiento y su capacidad para abarcar desde el nivel mínimo que podría tener el canal. Este dispositivo reemplazará en mayor medida al sistema de limpieza empleado actualmente en la planta el cual es manual y operado por un solo hombre en cada rejilla, esto lo hace ineficiente, improductivo y poco sano para el operario ya que al tratarse de movimientos repetitivos pueden acarrear problemas de salud ocupacional.

#### **4.1.1 Condiciones**

- Capacidad de transporte

Se calcula el flujo másico aproximado de residuos en el canal en una época del año en la que el río Suarez presenta creciente y por lo tanto un aumento en el flujo de residuos. Se elabora un tipo de “probeta” con una malla de menor calibre para hacer aún más crítico el flujo másico con el que se evaluara el funcionamiento del dispositivo diseñado.

Figura 22. Medición aproximada del flujo másico



Fuente: Autores

Figura 23. Medición aproximada del flujo másico



Fuente: Autores

- Área de filtrado

Se debe mantener la misma área de filtrado existente en la rejilla actual del canal para evitar disminuir el caudal entrante a la casa de máquinas.

- Ancho de la banda

El ancho de la banda tiene que abarcar lo más posible el ancho total del canal.

- Caudal y velocidad del canal

El dispositivo diseñado debe soportar las fuerzas hidrostáticas existentes en el canal, la hidroeléctrica La Cascada posee un sistema para calcular la velocidad y el caudal del canal, dicho sistema está formado por tres

correntómetros independientes para la velocidad del agua y un sensor de nivel, conectados a un PLC programado para calcular el caudal, este último enlazado mediante red Ethernet por fibra óptica al computador de supervisión donde se almacenan datos históricos.

Figura 24. Correntómetro



Fuente: Manual de usuario ESSA La Cascada

Figura 25. Transmisor de nivel



Fuente: Manual de usuario ESSA La Cascada

#### 4.1.2 Datos

- Ancho del canal  
4,2 [m]
- Altura del canal  
2,45[m]
- Profundidad promedio del agua  
2 [m]
- Caudal  
20 [m<sup>3</sup>/s]
- Velocidad del agua  
(1,2 – 1,6) [m/s]
- Flujo másico  
50 [g/min]
- Área de filtrado  
3 m<sup>2</sup>
- Angulo de inclinación  
45°

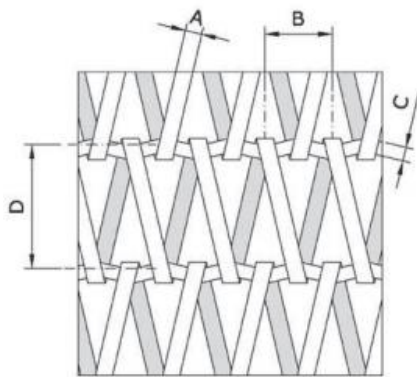
**4.1.3 Selección de la malla metálica.** Se selecciona una malla metálica tipo B1 (ver Figura 26) en el catálogo del fabricante CODINA por su fuerte estructura la cual es reforzada mediante varillas rectas entre cada par de espiras y por su disponibilidad de construcción en acero inoxidable AISI 304, se escogen sus medidas A, B, C y D que se aprecian en la figura 24, con base al área de filtrado existente (3 m<sup>2</sup>) en la rejilla existente.

Figura 26. Catálogo bandas transportadoras de malla metálica.

CONVEYOR BELT MODELS		MODELOS DE CINTAS TRANSPORTADORAS				
MODELS MODELOS	B1	B2	FILPLA	MG	VAUCASON	ALAMBRES
FEATURES CARACTERÍSTICAS						
A (mm)	1,50 - 4*	0,50 - 3,20*	12 x 1,20	1,50 - 3	-	-
B (mm)	10 - 35	2 - 10	44,64	3 - 30	-	-
C (mm)	1,50 - 6	0,80 - 5	4	3 - 8	4,50 - 6	0,90 - 3
D (mm)	8 - 30	3,20 - 25	27,92	12,70 - 50,80	15,87 - 25,40	4 - 14
Max width Ancho max (m)	4	4	4	to be defined a determinar	1	3
Edge Lateral**	S / DS	S	S / E	MC	E/MC	Single / Double Simple / Doble
Edge guards Aletas	●	●				
Forked chains Alveolos	●				●	
Chains Cadenas	●	●		●	●	

Fuente: CODINA

Figura 27. Medidas de la malla metálica



- A: Diámetro hilo espiras.
- B: Paso espiras.
- C: Diámetro hilo varillas.
- D: Distancia entre varillas.

Fuente: CODINA

- Medidas escogidas:

$$A = 1,5 \text{ mm}$$

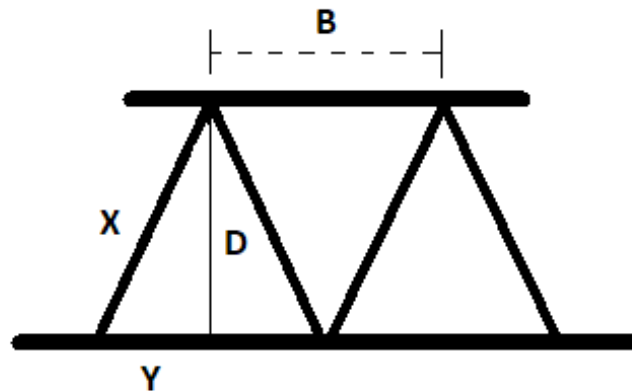
$$B = 35 \text{ mm}$$

$$C = 4 \text{ mm}$$

$$D = 30 \text{ mm}$$

- Cálculo aproximado del área de filtrado con las medidas escogidas:  
Para facilidad se supone que la espira tiene forma de triángulo equilátero.

Figura 28. Esquema de la espira.



Fuente: Autores

$$X = \sqrt{D^2 + \left(\frac{B}{2}\right)^2} = 34,73 \text{ mm}$$

$$\text{Area de una varilla} = D * C = 120 \text{ mm}^2$$

$$\text{Area de una espira} = 2 * X * A = 2 * \text{mm} * 1,5 \text{ mm} = 104,2 \text{ mm}^2$$

$$\text{Area triangulo} = \text{Area de una varilla} + \text{Area de una espira} = 224,2 \text{ mm}^2$$

$$\text{Num. triangulos a lo ancho} = \frac{1000}{B} = 28,57$$

$$\text{Num. triangulos a lo largo} = \frac{3600}{D} = 120$$

$$\text{Num. total} = \text{Num. triangulos a lo ancho} + \text{Num. triangulos a lo largo}$$

$$\text{Area total} = \frac{4 * \text{Area triangulo} * \text{Num. total}}{1000^2} = 3,075 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen Espira} = \pi * \left(\frac{A}{2}\right)^2 * 2 * X = 163,7 \text{ m}^3$$

$$\text{Volumen Varilla} = \pi * \left(\frac{C}{2}\right)^2 * B = 219,9m^3$$

$$\text{Volumen Triangulo} = \text{Volumen Espira} + \text{Volumen Varilla} = 383,6$$

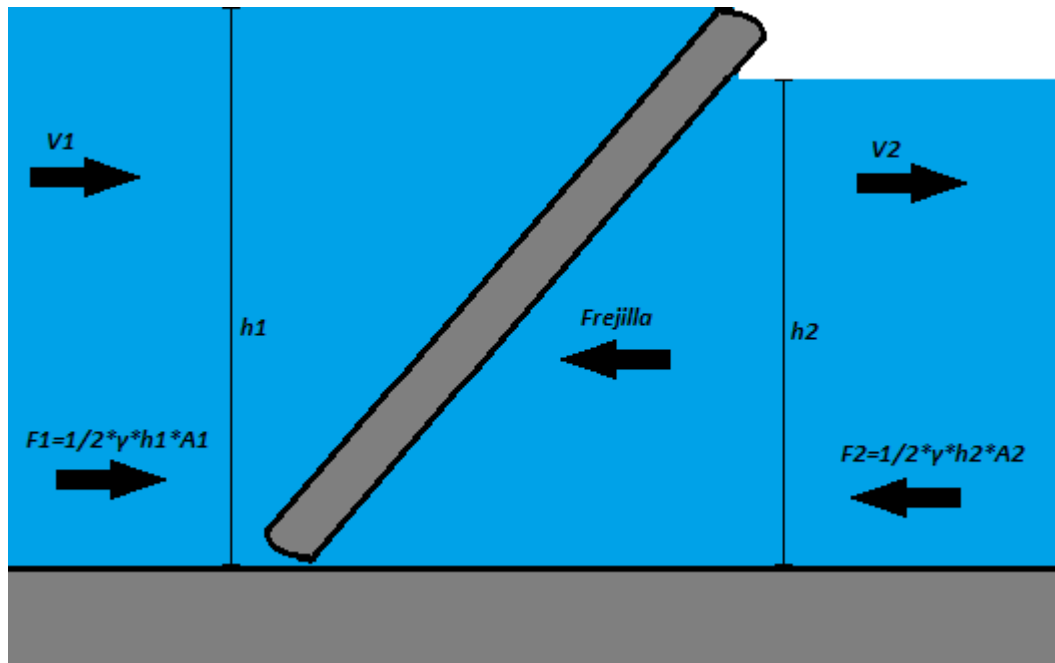
$$\text{Volumen total} = \frac{4 * \text{Volumen triangulo} * \text{Num. total}}{10^3} = 5260 \text{ cm}^3$$

$$\text{Peso total de la malla} = 7,9 \left[\frac{g}{\text{cm}^3}\right] * \text{Volumen total}[\text{cm}^3] = 41558 \text{ g}$$

Ver planos de la malla en el Anexo F.

#### 4.1.4 Cálculos para la malla metálica

Figura 29. Diagrama de fuerzas que intervienen en la malla metálica



Fuente: Autores

- Gravedad

$$g = 9,81 \text{ m/s}$$

- Caudal

$$Q = 18 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Altura 1

$$H_1 = 2 \text{ m}$$

- Velocidad 1

$$V_1 = 1,6 \text{ m/s}$$

- Ancho de la malla

$$B = 1 \text{ m}$$

- Densidad del agua

$$\rho_{\text{Agua}} = 1000 \text{ Kg/m}^3$$

- Peso específico del agua

$$\gamma_{\text{Agua}} = 9810 \text{ N/m}^3$$

- Ecuación cantidad de movimiento

$$-F_{\text{malla}} + F_1 + F_2 = m(V_2 - V_1) \quad (1)$$

$$F_1 = 0,5 * \gamma_{\text{Agua}} * B * H_1^2$$

$$F_2 = 0,5 * \gamma_{\text{Agua}} * B * H_2^2$$

$$\dot{m} = Q * \rho_{\text{Agua}}$$

- Ecuación de energías

$$H_1 + \frac{V_1^2}{2 * g} - H_{F_{\text{malla}}} = H_2 + \frac{V_2^2}{2 * g} \quad (2)$$

- Ecuación de continuidad

$$V_1 * H_1 * B = V_2 * H_2 * B \quad (3)$$

- Ecuación del orificio, para hallar la perdida de carga en un tamiz

$$H_{F_{\text{malla}}} = \frac{1}{2 * g * C} * \left( \frac{Q}{\text{Área}_{\text{efectiva}}} \right)^2 * \sin \theta \quad (4)$$

$$C = 0,6$$

Constante de descarga, se toma como valor típico 0,6 para tamices limpios.

$$\text{Área}_{\text{efectiva}} = 2,417 \text{ m}^2$$

Área efectiva sumergida de la malla metálica.

$$\theta = 45^\circ$$

Angulo de la malla metálica respecto a la horizontal.

Resolviendo el sistema de ecuaciones (ecuación 1, ecuación 2, ecuación 3, ecuación 4) obtenemos:

$$H_2 = 1,787 \text{ m}$$

$$V_2 = 1,791 \text{ m}/2$$

$$H_{F_{\text{malla}}} = 0,18 \text{ m}$$

$$F_{\text{malla}} = 523,8 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza por unidad de area} = \frac{523,8 \text{ N}}{2,417 \text{ m}^2} = 216,715 \text{ N}/\text{m}^2$$

Según la ficha técnica del acero inoxidable de la empresa Carbone Stainless Steel, el acero inoxidable tipo AISI 304 tiene una resistencia a la tensión mínima de  $5,2 \times 10^8 \text{ N}/\text{m}^2$  cumpliendo con los requerimientos necesarios.

#### 4.1.5 Cálculos banda transportadora

- Ancho de la banda

$$B = 1 \text{ m}$$

Se divide el ancho total del canal en cuatro bandas de 1 metro, por su facilidad de comercialización y se dejan 20 cm de holgura para piñones, rodamientos, soportes, etc.

- Altura

$$h = 2,45 \text{ m}$$

- Peso específico del material

Tabla 9. Peso específico de los materiales

Material	Peso específico
Botellas plástica PET	$\gamma_p = 1430 [kg/m^3]$
Troncos, Ramas	$\gamma_t = 1220 [kg/m^3]$
Restos vegetales (hojas, pasto)	$\gamma_v = 800 [kg/m^3]$
Agua	$\gamma_a = 1000 [kg/m^3]$

- Peso específico promedio

$$\gamma_{prom} = \frac{\gamma_p + \gamma_t + \gamma_v + \gamma_a}{4} = 1113 [ton/m^3]$$

- Velocidad de la banda asumida

$$V = 0,5 [m/s]$$

- Angulo de inclinación de la banda

$$\varphi = 45^\circ$$

Por cuestiones de utilidad se necesita una inclinación de  $30^\circ$  a  $60^\circ$ .

- Longitud inclinada de la banda

$$L_i = h / \sin(\varphi) = 3,599 [m]$$

- Longitud proyectada inclinada de la banda

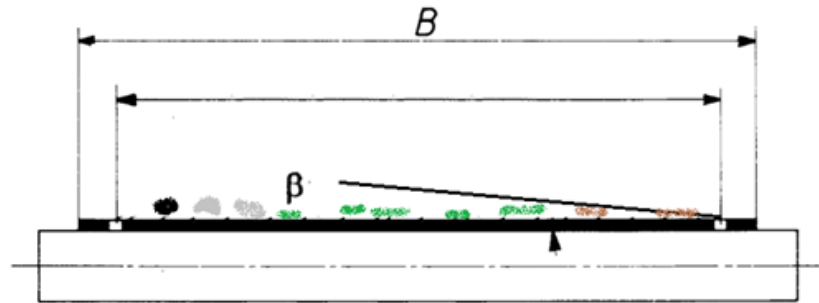
$$L_p^2 = L_i^2 - h^2 = 2,589^2 [m]$$

- Angulo de sobrecarga

$$\beta = 15^\circ$$

Asumimos  $15^\circ$  como ángulo máximo que puede tener un residuo con respecto a la malla (Figura 30).

Figura 30. Angulo de sobrecarga en una banda ancha.



- Área transversal

$$A = \left(\frac{1}{4}\right) \cdot (b^2) \cdot \tan(\beta) = 0,0484 \text{ m}^2$$

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 = 0,85 \text{ [m]}$$

El valor de  $b$  lo obtenemos de la Figura 15, de la ecuación para rodillos planos cuando  $B < 2 \text{ m}$ .

- Cálculo de la capacidad volumétrica de la banda

$$Q_v = 3600 \cdot A \cdot V \cdot k = 2,86 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

- Factor de inclinación de la banda

$$k = 1 - 1,64 \cdot \left(\frac{\varphi \cdot \pi}{180}\right)^2 = 0,03283$$

- Capacidad de transporte

$$Q_t = \frac{\gamma_{prom} \cdot Q_v}{1000} = 3,182 \left[ \frac{\text{ton}}{\text{h}} \right]$$

- Fuerza horizontal

$$F_H = \left(\frac{C \cdot f \cdot L_p \cdot Q_t}{3,6 \cdot V}\right) \cdot g = 13,02 \text{ [N]}$$

$$C = (15,9 \cdot L_p^{-0,61}) + 0,77 = 9,67$$

$$f = 0,03$$

El valor  $f$  lo tomamos de la tabla 5.

- Fuerza para mover la banda vacía

$Peso_{MallaCadena} = \frac{41,558}{L_i} + 0,68 = 12,23 \left[ \frac{kg}{m^2} \right]$  Peso de la malla extraído de los cálculos de la malla metálica y el peso de la cadena tomado del catálogo del fabricante (Figura 38).

$Peso_{Ejes} = 17 * B \left[ kg \right]$  Según el catálogo de la empresa Acerind una barra de acero inoxidable de 2 pulgadas de diámetro tiene un peso de 15,912 Kg/m.

$$Peso_{PartesMoviles} = 2 \cdot Peso_{MallaCadena} + \frac{Peso_{Ejes}}{S_r} = 43,35 \left[ \frac{kg}{m} \right]$$

$S_R = L_i/4 = 0,8997 \left[ m \right]$  Según CEMA Handbook (Tabla 11), para un peso específico del material de 1200 Kg/m<sup>3</sup> y un ancho de malla de 1m recomiendan un espaciamiento entre rodillos superiores de 1,2 m. Para ayudar a la rigidez de la malla tomamos un valor que esté por debajo de 0,9m

Tabla 10. Valores recomendados de espaciamiento entre rodillos

Ancho de banda (mm)	Espaciamiento rodillos superiores S1 (m)					Espaciamiento rodillos S2 inferiores (m)	
	Peso específico del material (kg/m <sup>3</sup> )						
	500	800	1200	1600	2400	3200	
<b>450</b>	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
<b>600</b>	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
<b>750</b>	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
<b>900</b>	1.5	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	3.0
<b>1050</b>	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
<b>1200</b>	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
<b>1350</b>	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	3.0
<b>1500</b>	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.9	3.0
<b>1650</b>	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
<b>1800</b>	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
<b>2100</b>	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	0.60	2.4
<b>2400</b>	1.0	1.0	0.9	0.75	0.60	0.60	2.4

Fuente: CEMA Handbook, 2da. Edición, pag 68.

$$F_v = (C \cdot f \cdot L_p \cdot P_{esoPartesMoviles}) \cdot g = 319,4 [N]$$

- Fuerza para elevar la materia

$$F_e = \left( \frac{H \cdot Q_t}{3,6 \cdot V} \right) \cdot g = 43,35 [N]$$

- Potencia teórica

$$Potencia = \frac{(F_e + F_v + F_H) \cdot V}{1000} = 0,1879 [kW]$$

$Potencia_{Total} = 4 * Potencia = 0,7515 [kW]$  Potencia tomando en cuenta las 4 mallas metálicas.

- Potencia del motor

$$PotenciaTotal_{Motor} = \frac{Potencia_{Total}}{\varepsilon \cdot \eta} = 0,9278 [kW]$$

$$PotenciaTotal_{MotorHP} = PotenciaTotal_{Motor} * 1,341 = 1,244 [HP]$$

$\varepsilon = 0,9$  Eficiencia mecánica de la transmisión, se utilizará un reductor de velocidad tipo tornillo sin-fin (Tabla 12).

Tabla 11. Eficiencias mecánicas de equipos reductores de velocidad

Tipo de reducción	Eficiencia (%)
Poleas y bandas en V	94%
Catalina y cadena de rodillos	93%
Catalina y cadena de rodillos, lubricados en aceite	95%
Reductor de engranes helicoidales, una reducción	95%
Reductor de engranes helicoidales, doble reducción	94%
Reductor de engranes helicoidales, triple reducción	93%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio 20:1)	90%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio de 20:1 a 60:1)	70%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio de 60:1 a 100:1)	50%
Reductor de engranes rectos (maquinados)	90%
Reductor de engranes rectos (fundidos)	85%

Fuente: Belt Conveyor CEMA Handbook, 2da. Edición.

$$\eta = 0,9$$

- Tensión efectiva de la banda

$$T_e = \frac{Potencia \cdot 1000}{V} = 375,8 [N]$$

- Tensión en el lado apretado

$$T_1 = T_e \cdot m = 392,7[N]$$

$$m = 1 + \frac{1}{e^{\mu \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180}} - 1} = 1,045$$

$\mu = 1$  Coeficiente de fricción entre el tambor y la banda, al tratarse de un sistema cadena y piñón suponemos que no habrá pérdidas por fricción.

$$\theta = 180^\circ$$

- Tensión en el lado flojo

$$T_2 = T_1 - T_e = 16,97[N]$$

- Tensión debido al peso de la malla en una pendiente

$$T_{Peso\ Malla} = Peso_{Malla\ Cadena} \cdot h \cdot g = 299,9[N]$$

- Tensión mínima

Para evitar un pandeo excesivo se debe procurar que ningún punto de la malla metálica tenga una tensión inferior a la tensión mínima  $T_0$ .

$$T_0 = \frac{S_r \cdot (Peso_{Malla\ Cadena} - M_{pm})}{8 \cdot q_s} \cdot g + F_{Malla} = 2077[N]$$

$$q_s = 0,01[m] \text{ Flecha permisible (entre 0,005 y 0,02 m)}$$

- Tensión unitaria

$$T_u = \frac{T_1}{1000 \cdot B} = 0,3927[N/mm]$$

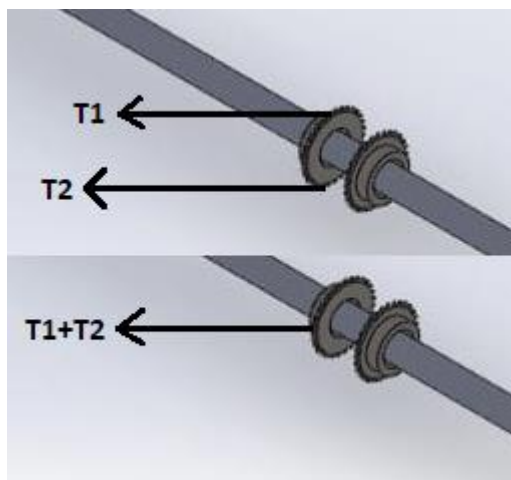
La tensión unitaria es la máxima tensión a la que estará sometida la cinta transportadora por mm de ancho de banda.

- Carga del producto por metro de banda

$$M_p m = \frac{Q_t}{3,6 \cdot V} = 1,768 \text{ [kg/m]}$$

**4.1.6 Cálculos de diseño del eje.** Realizando el análisis de la tensión total que soportará cada piñón se tiene que es igual a la suma de la tensión de la malla en el lado apretado y la tensión en el lado flojo (ver Figura 31).

Figura 31. Tensión en cada piñón.

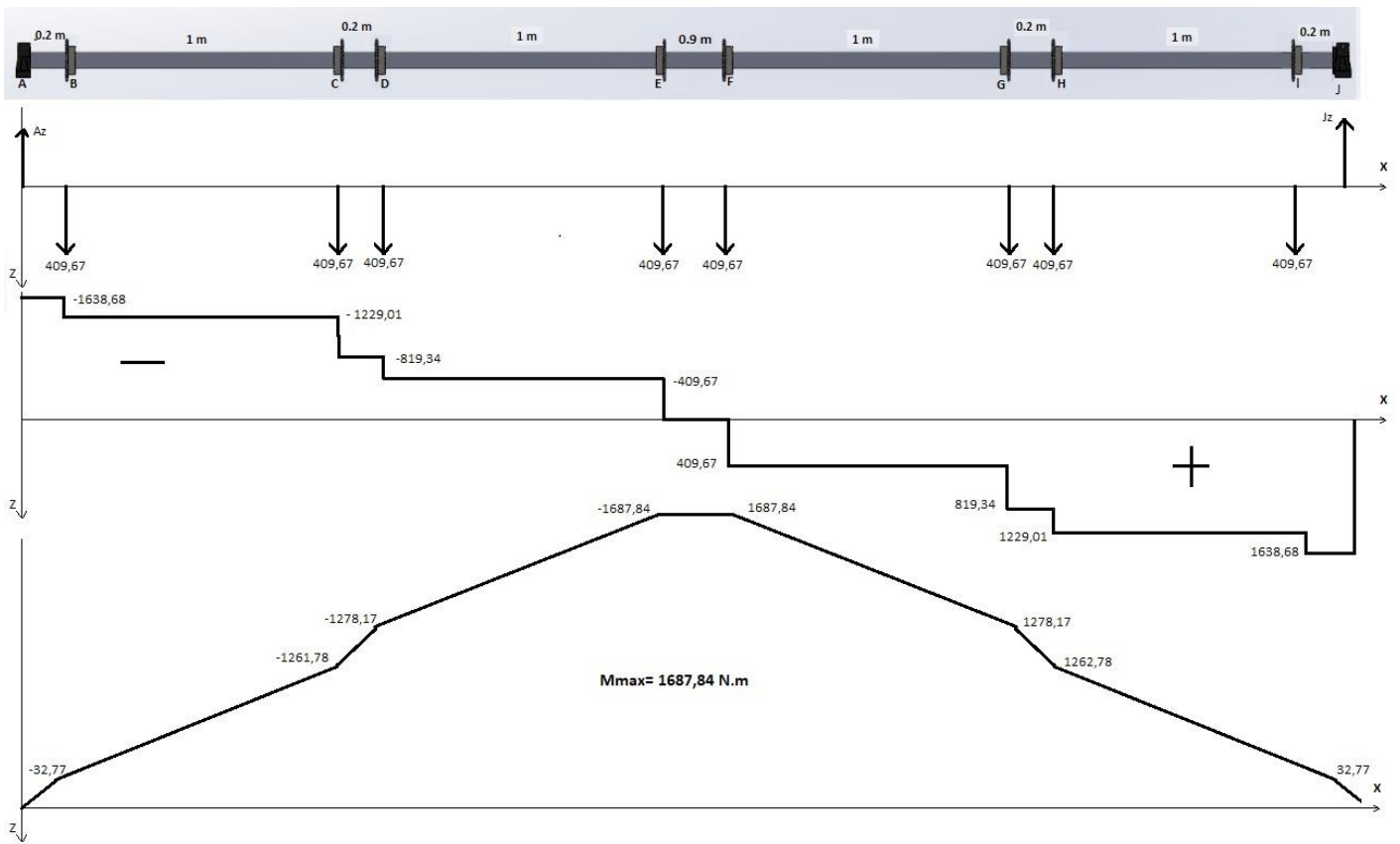


Fuente: Autores

$$T_1 + T_2 = 392,7 + 16,97 = 409,67 \text{ N}$$

Para la practicidad de los cálculos se suponen dos apoyos de rodillos en los extremos y se deja espacio suficiente en la mitad para añadir un soporte extra en la mitad si se requiere (ver Figura 32).

Figura 32. Esquema eje, diagramas de fuerza, cortante y momento.



Fuente: Autores

- **Sumatoria de fuerzas**

Se realiza la sumatoria de fuerzas para hallar las reacciones en los dos apoyos, en este caso solo habrá reacciones en el plano XZ.

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + J_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

$$(409,67 * 8) - A_z - J_z = 0$$

$$A_z + K_z = 3277,36$$

- Sumatoria de momentos

Plano XY

$$\sum M_A = 0$$

$$4,17J_Y = 0$$

Plano XZ

$$\sum M_A = 0$$

$$-[409,67 * (0,02 + 1,02 + 1,04 + 2,04 + 2,13 + 3,13 + 3,15 + 4,15)] + 4,17J_Z = 0$$

$$4,17J_Z = 6833,2956$$

- Resolviendo el sistema de ecuaciones

$$A_z = 1638,68 \text{ N}$$

$$J_z = 1638,68 \text{ N}$$

$$A_y = 0$$

$$J_y = 0$$

- Cálculo del diámetro

$$d = \left[ \frac{32 * N}{\pi} * \left[ \left( K_F * \frac{M_{Alt}}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{Torque}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$M_{Alt} = 1687,84 \text{ N.m}$$

$$Torque = 8 * (T_1 * RadioPiñon - T_2 * RadioPiñon)$$

$$Torque = 195,7 \text{ N.m}$$

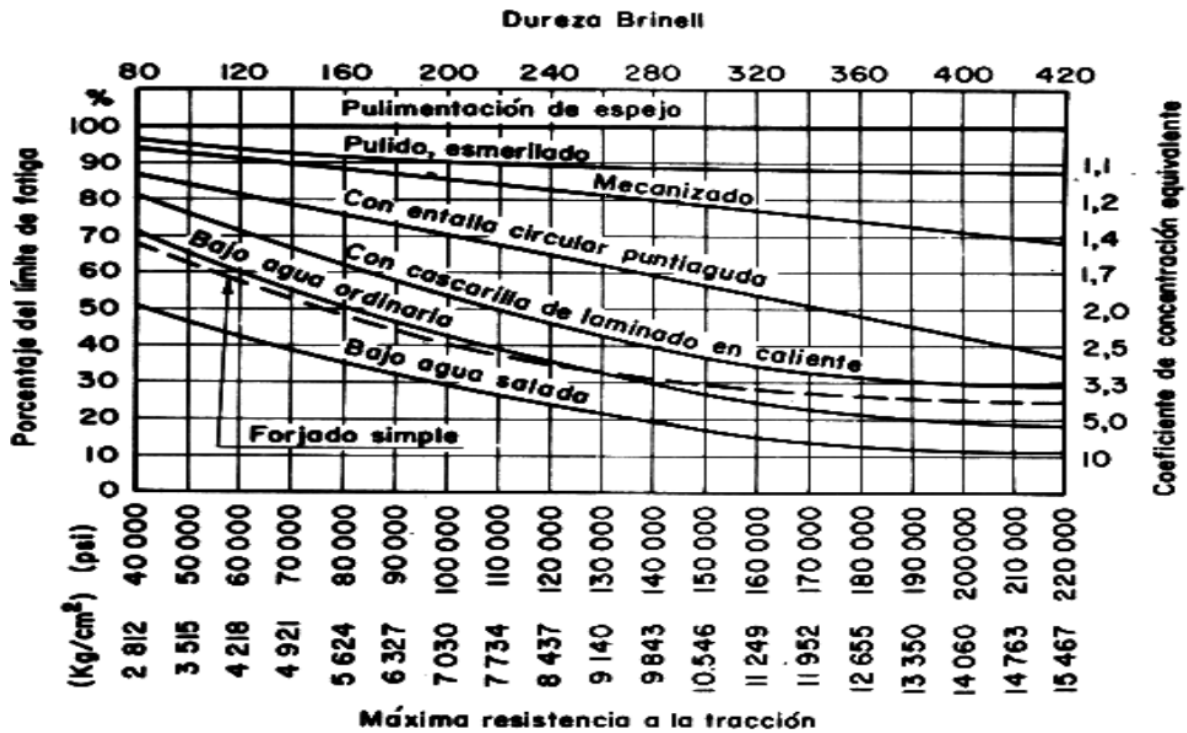
$$S_e = S_e' * C_B * C_S * C_R * C_O$$

$$S_e' = 0,5_{Sut} \text{ Para aceros dúctiles}$$

$C_B = 1$  Factor de corrección por temperatura, igual a 1 para temperatura ambiente.

$C_s = 0,85$  Factor de corrección por superficie, depende de cómo será fabricado el eje. Ver Tabla 13.

Tabla 12. Factor de Corrección por Superficie



$C_R = 1 - A * B$  Factor de confiabilidad funcional

$A = 0,076$  Para aceros

$B = 1,3$  Rata de supervivencia. Ver valores en la Tabla 14.

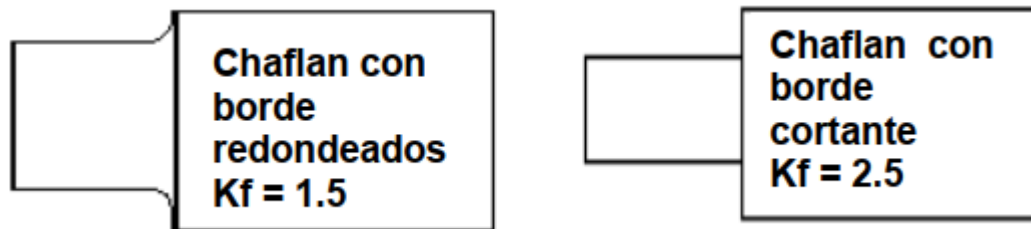
Tabla 13. Rata de supervivencia

50%	$B = 0$	95%	$B = 1.6$
67%	$B = 0.44$	99%	$B = 2.3$
84%	$B = 1.0$	99.99%	$B = 3.7$
90%	$B = 1.3$		

$C_o = 1,3$  Factor de corrección por esfuerzos residuales, 1,3 para material laminado o estirado en frío.

$K_f = 1,5$  Factor de concentración de esfuerzos, de manera practica se toman los siguientes valores (ver Figura 33).

Figura 33. Valores típicos de  $K_f$  para chaflanes de hombro



$N = 3$  Factor de seguridad.

$S_{Sut} = 586 \text{ Mpa}$  Valores de la Tabla 15 para el acero inoxidable tipo 304.

$S_y = 241 \text{ Mpa}$

Tabla 14. Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable

Tabla E-8 Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable							
Datos de INCO.* Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información							
Aleaciones de acero inoxidable	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Rockwell o Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Tipo 301	recocido en tiras	40	276	110	758	60	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
	rolado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en láminas	35	241	85	586	50	80HRB
	rolado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	recocido en barras	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en láminas	40	276	90	621	50	85HRB
Tipo 330	rolado en caliente	55	379	100	689	35	200HB
	recocido	35	241	80	552	50	150HB
Tipo 410	recocido en láminas	45	310	70	483	25	80HRB
	tratamiento térmico	140	965	180	1 241	15	39HRC
Tipo 420	recocido en barras	50	345	95	655	25	92HRB
	tratamiento térmico	195	1 344	230	1 586	8	500HB
Tipo 431	recocido en barras	95	655	125	862	25	260HB
	tratamiento térmico	150	1 034	195	1 344	15	400HB
Tipo 440C	recocido en barras	65	448	110	758	14	230HB
	T y R @ 600 °F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC
17-4 PH (AISI 630)	endurecido	185	1 276	200	1 379	14	44HRC
17-7 PH (AISI 631)	endurecido	220	1 517	235	1 620	6	48HRC

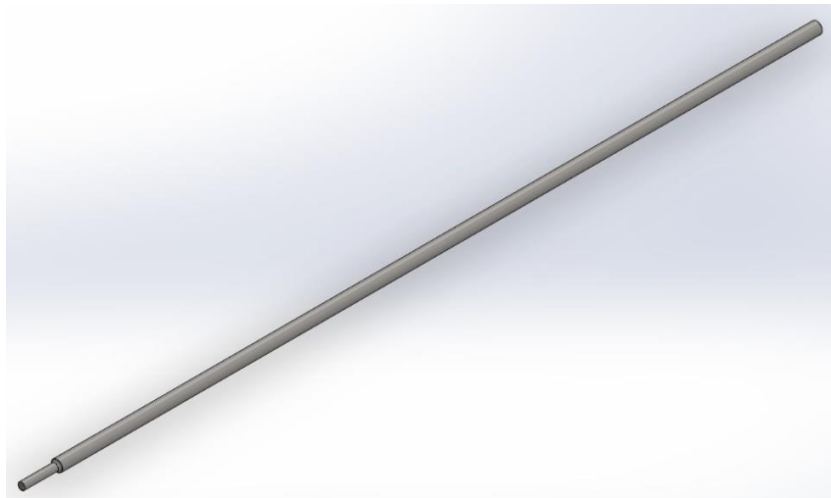
\* Propiedades de algunos metales y aleaciones, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

Resolviendo:

$$d = 0,06432 \text{ m}$$

Se selecciona un eje de 65 milímetros de diámetro máximo y 4,2 metros de longitud, el cual girara a 75 rpm para cumplir con la velocidad del transportador de 5 m/s. Todos los ejes tendrán la misma longitud excepto el eje motriz el cual tendrá una longitud mayor y mecanizado a un diámetro inferior para facilitar el acople con el motorreductor. En el Anexo P se puede apreciar un análisis estático del eje motriz realizado en SolidWorks.

Figura 34. Esquema eje motriz



Fuente: Autores

Figura 35. Esquema eje

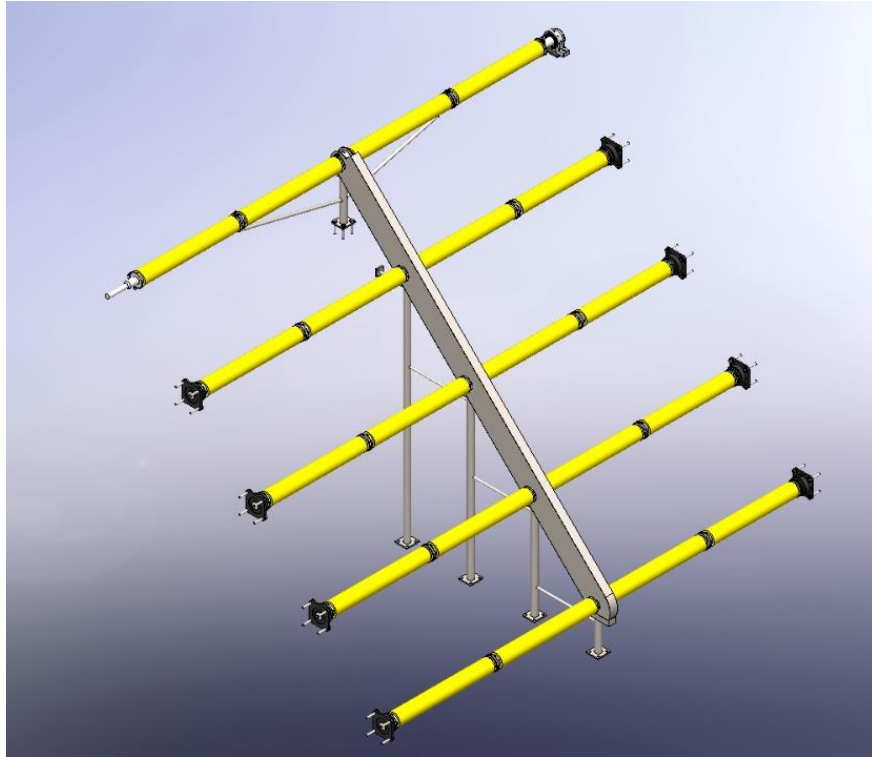


Fuente: Autores

Ver planos de los ejes en el Anexo C y Anexo M.

Cada eje tendrá un recubrimiento de teflón (ver Figura 36) el cual proporcionará apoyo para la malla metálica evitando que esta se pandee.

Figura 36. Ejes con recubrimiento



Fuente: Autores

En el Anexo G se encuentra el plano del recubrimiento de teflón.

**4.1.7 Selección de la cadena.** Ya que la cadena estará unida a la malla metálica esta tendrá que soportar la tensión máxima a la que se someta la malla metálica la cual en este caso es la tensión mínima  $T_0$  para evitar que la malla metálica no se pandee en exceso. Teniendo este valor de tensión se dirige al catálogo del fabricante SEDIS y se selecciona una cadena que tenga una resistencia a la tensión por encima de este valor, este fabricante ofrece una cadena de rodillos libre de lubricación y apropiada para su uso en condiciones húmedas, por lo tanto, se cubre una necesidad básica del diseño. Adicional a esto el fabricante ofrece cadenas de rodillo modificadas para cada tipo de aplicación, en este caso se elige una cadena

con aletas tipo K1C (ver Figura 37) la cual es indicada para aplicaciones en transportadores según el catálogo del fabricante.


Figura 37. Catálogo de cadenas de rodillos con aletas SEDIS

### APLICACIONES


Transportadores y maquinas especiales, montaje en transportadores usando 2 o varias cadenas en paralelo.

**ENVÍO POSIBLE DENTRO 48 HORAS**  
 Para las referencias indicadas   
**50M MÁXIMO** (consúltenos)

**EMPAQUEAMIENTO POSIBLE PARA MÁS PRECISIÓN.**



**K1C**



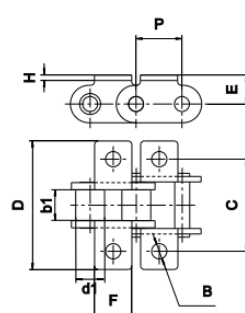
**K3L**

**ALETAS K1C**  
 montaje posible en todos los pasos a uno o ambos lados salvo 17T.  
 (cada 2 pasos como mínimo sobre eslabones exteriores, a uno o a ambos lados). Dimensiones en mm

**\*\* ALETAS K1C CADA 2 PASOS DE UN LADO EN EL ESLABÓN EXTERIOR DISPONIBLES EN STOCK**

Referencia	ISO 606	SEDIS	Paso P	GAMA SEDIS				CADENA VERTE	d1	b1	Sobre ejes	B	C	D	E	F	G	H
				ALPHA Premium	ALPHA Premium INOX	DELTA® HR	DELTA® Titanium 2											
<b>Aletas K1C - Eslabón EXTERIOR</b>																		
06B-1	3N	9,525	x		x	x		6,35	5,77	12,50	3,10	19,85	29,05	6,55	8,30			1
08B-1	7N	12,7	**		x	x	(1)	8,51	7,75	16,60	4,30	25,40	37,95	9,20	10,70			1,3
10B-1	11N	15,875	x		x	x	(1)	10,16	9,65	19,00	5,30	31,75	46,65	10,60	13,80			1,6
12B-1	13N	19,05	**		x	x	(1)	12,07	11,68	22,30	7,12	38,10	61,00	13,80	16,50			1,8
16B-1	15T	25,4	x	x	x	x	(1)	15,88	17,02	35,10	8,40	50,80	74,00	16,15	20,76			3
20B-1	17T	31,75	x		x	x		19,05	19,56	40,50	8,40	63,50	96,00	20,10	25,76			3,5
(*)	18T	38,1	x		x	x		25,40	25,40	53,10	11,00	88,00		25,00	38,00			5
<b>Aletas K1C - Eslabón INTERIOR</b>																		
08B-1	7N	12,7	x		x	x		8,51	7,75	16,60	4,30	25,40	35,55	9,20	10,70			1,6
10B-1	11N	15,875	x		x	x		10,16	9,65	19,00	5,30	31,75	42,65	10,60	13,80			1,6
12B-1	13N	19,05	x		x	x		12,07	11,68	22,30	7,12	38,10	57,00	13,80	16,50			1,8
16B-1	15T	25,4	x		x	x		15,88	17,02	35,10	8,40	50,80	74,00	16,15	20,76			3,9
20B-1	17T	31,75	x		x	x		19,05	19,56	40,50	8,40	63,50		20,10	25,76			4,5

**K1C:** Aleta corta con 1 taladro



92

Figura 38. Catálogo de cadenas de rodillos SEDIS

CADENAS TIPO BS SERIE EUROPEA - GAMA DELTA®

**GENERALIDADES**

Estas cadenas destinadas a la transmisión de potencia cumplen con las normas internacionales: ISO-606 (paso corto) y ISO 1275 (paso doble).

Cumplen igualmente con las normas nacionales:  
 - Inglesa BS 228 (paso corto)  
 - Alemanas DIN 8187 (paso corto) y DIN 8181 (paso doble)

En estas condiciones, nuestras cadenas son intercambiables con todas las demás cadenas fabricadas según las normas citadas.

Referencia		GAMA SEDIS DELTA®				Dimensiones generales (mm)							Resistencia a la tracción					Peso Por Metro					
		ISO 606	SEDIS	Paso p	DELTA® HR	DELTA TITANIUM 2	CHAINED VERTE	d1	b1	b4 b5 b6	d2	h2	Pt	b7	NORME ISO 606		DELTA® HR		DELTA TITANIUM 2		LUB FREE VERTE	DELTA® VERTE	
															min. kN	moy. kN	min. kN		moy. kN	min. kN	min. kN	min. kN	
SIMPLE	06B-1	3ND	9,525	x	x		6,35	5,77	12,50	3,28	8,20	.	2,1	8,9	9,0	10,3	9,0	.	.	.	.	0,40	
	08B-1	7ND	12,7	x	x	(1)	8,51	7,75	16,60	4,45	11,80	.	1,5	17,8	18,2	20,4	18,2	18,2	16,6	0,68			
	10B-1	11ND	15,875	x	x	(1)	10,16	9,65	19,00	5,08	13,70	.	1,5	22,2	23,0	27,2	23,0	23,0	18,6	0,86			
	12B-1	13ND	19,05	x	x	(1)	12,07	11,68	22,30	5,72	16,20	.	1,5	28,9	30,5	34,8	30,5	30,5	30,5	1,18			
	16B-1	15TD	25,4	x	x	(1)	15,88	17,02	35,10	8,28	20,80	.	3,0	60,0	75,0	87,0	75,0	66,0	66,0	2,66			
	20B-1	17TD	31,75	x	x	(2)*	19,05	19,56	40,50	10,19	25,40	.	6,1	95,0	110,0	119,0	110,0	.	99,0	3,72			
	24B-1	18TD	38,1	x	x	(2)*	25,40	25,40	53,10	14,63	32,30	.	6,6	160,0	180,0	198,0	180,0	.	160,0	7,05			
	28B-1	20TD	44,45	x	x	(2)*	27,94	30,95	65,10	15,90	37,00	.	7,4	200,0	235,0	251,5	235,0	.	180,0	8,96			
	32B-1	22TD	50,8	x	x	(2)	29,21	30,99	63,60	17,81	42,30	.	7,9	250,0	300,0	321,0	300,0	.	250,0	10,00			
	40B-1	23TD	63,5	x	x	(2)	39,37	38,10	79,00	22,89	52,80	.	12,0	355,0	365,0	383,3	365,0	.	365,0	16,20			
48B-1	24TD	76,2	x	x		48,26	47,70	98,60	29,22	64,20	.	23,7	560,0	600,0	630,0	600,0	.	.	24,93				

Se selecciona la cadena de referencia SEDIS 7ND (ISO 606 08B-1) en su versión Verde con aletas K1C en el eslabón exterior a ambos lados. Ver planos en el Anexo H.

**4.1.8 Selección del piñón.** Se selecciona el piñón correspondiente para una cadena tipo ISO 606 08B-1 del catálogo del fabricante Martin teniendo en cuenta que tenga un diámetro exterior suficientemente grande para que la malla unida a la cadena gire sin problema, en este caso se elige un piñón de 31 dientes con diámetro externo de 130, 2 mm y diámetro interno de 16 mm el cual se mecaniza para adaptarlo al eje de 65 mm (ver Figura 39). Este se ajusta al eje mediante tornillos prisioneros.

Figura 39. Piñones dentados 08B

**PIÑONES DENTADOS 08B**

Calidad, dimensiones y acabados según normas DIN-ASA-ANSI

Z	d <sub>e</sub>	d <sub>p</sub>	SIMPLE			DOBLE			TRIPLE		
			d <sub>m</sub>	D <sub>1</sub>	A	d <sub>m</sub>	D <sub>1</sub>	A	d <sub>m</sub>	D <sub>1</sub>	A
8	37,2	33,18	20	10	25						
9	41,0	37,13	24	10	25						
10	45,2	41,10	26	10	25	26	10	32			
11	48,7	45,07	29	10	25	26	10	32			
12	53,0	49,07	33	10	28	35	12	35	34	14	50
13	57,4	53,06	37	10	28	38	12	35	38	14	50
14	61,8	57,07	41	10	28	42	12	35	42	14	50
15	65,5	61,09	45	10	28	46	12	35	46	14	50
16	69,5	65,10	50	12	28	50	14	35	50	16	50
17	73,6	69,11	52	12	28	54	14	35	54	16	50
18	77,8	73,14	56	12	28	58	14	35	58	16	50
19	81,7	77,16	60	12	28	62	14	35	62	16	50
20	85,8	81,19	64	12	28	66	14	35	66	16	50
21	89,7	85,22	68	14	28	70	16	40	70	20	55
22	93,8	89,24	70	14	28	70	16	40	70	20	55
23	98,2	93,27	70	14	28	70	16	40	70	20	55
24	101,8	97,29	70	14	28	75	16	40	75	20	55
25	105,8	101,33	70	14	28	80	16	40	80	20	55
26	110,0	105,36	70	16	30	85	20	40	85	20	55
27	114,0	109,40	70	16	30	85	20	40	85	20	55
28	118,0	113,42	70	16	30	90	20	40	90	20	55
29	122,0	117,46	80	16	30	95	20	40	95	20	55
30	126,1	121,50	80	16	30	100	20	40	100	20	55
31	130,2	125,54	90	16	30						
32	134,3	129,56	90	16	30	100	20	40			
33	138,4	133,60	90	16	30						
34	142,6	137,64	90	16	30	100	20	40			
35	146,7	141,68	90	16	30	100	20	40	110	20	55
36	151,0	145,72	90	16	35	110	20	40	120	25	55
37	154,6	149,76	90	16	35						
38	158,6	153,80	90	16	35	110	20	40	120	25	60
39	162,7	157,83	90	20	35						
40	166,8	161,87	90	16	35	110	20	45			

**Piñón 1/2" x 5/16"**

para cadena de rodillos según DIN 8187-8188 ISO/R 606 - ANSI B. 29.1

PIÑÓN	ISO mm	ASA-40 mm
Radio diente r <sub>3</sub>	13	13,5
Ancho radio C	1,3	1,6
Ancho radio piñón B <sub>1</sub>	7,2	7,2
Ancho radio piñón b <sub>1</sub>	7	7
Ancho radio piñón B <sub>2</sub>	21	21,4
Ancho radio piñón B <sub>3</sub>	34,9	35,8

CADENA	mm	mm
Paso	12,7	12,7
Ancho interior	7,75	7,94
Ø Rodillo	8,51	7,94

Fuente: Catalogo Martin

Ver planos en el Anexo L.

**4.1.9 Selección de los rodamientos.** Conociendo el diámetro final del eje de transmisión se debe seleccionar los rodamientos adecuados para este, para ello se requiere conocer la capacidad de carga dinámica y estática que deben resistir estos rodamientos.

La capacidad de carga dinámica se define como la carga de rodamiento que dará lugar a una vida nominal básica según la norma ISO 281 de 1'000.000 de revoluciones y se determina mediante la siguiente formula:

$$C = \frac{P_d * fL}{fN}$$

Donde:

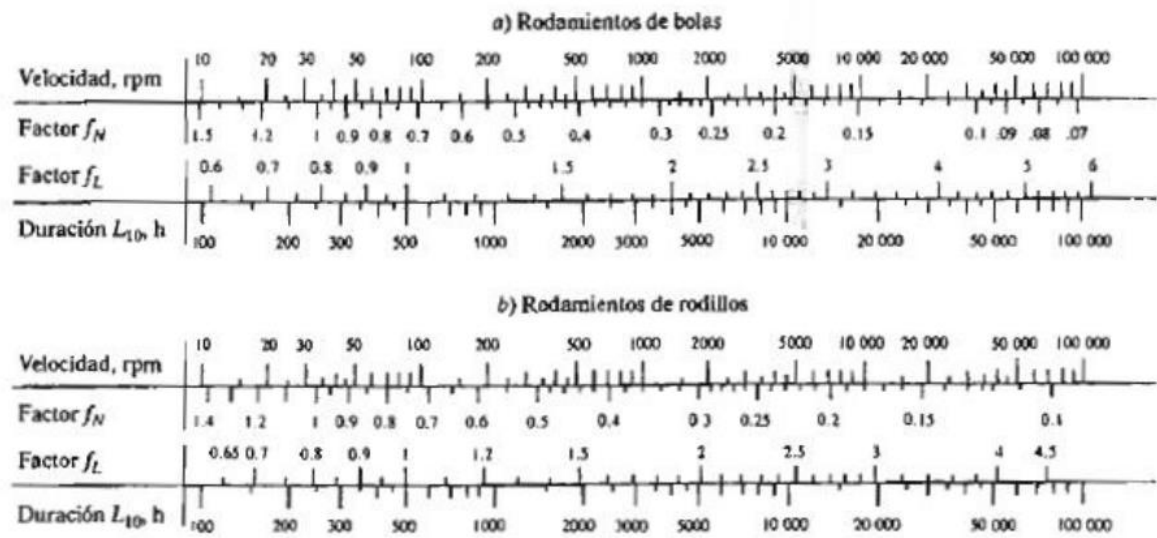
$P_d$  Carga de diseño

$fL$  Factor de duración

$fN$  Factor por velocidad

Los factores de duración y velocidad se calculan mediante la Tabla 16.

Tabla 15. Factores por duración y velocidad



Fuente: MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Cuarta edición.

La capacidad de carga estática se define en la norma ISO 76 como la carga que da lugar a un determinado valor de tensión de contacto en el centro de mayor carga de contacto entre los elementos rodantes y el camino de rodadura, la cual se determina mediante la siguiente fórmula:

$$C_0 = S_0 * P_0$$

Donde:

$S_0$  Coeficiente de seguridad estática

$P_0$  Carga estática equivalente

El coeficiente  $S_0$  se calcula mediante la siguiente tabla:

Tabla 16. Valores orientativos para el coeficiente de seguridad estática

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática $S_0$	
	Para rodamientos de rodillos	Para rodamientos a bolas
Funcionamiento suave y normal, con bajas vibraciones y con requisitos poco severos para la suavidad de marcha; rodamientos con reducida oscilación	$\geq 1$	$\geq 0,5$
Funcionamiento normal, con requisitos más elevados para la suavidad de marcha	$\geq 2$	$\geq 1$
Funcionamiento con considerables cargas de impactos o choques	$\geq 3$	$\geq 2$
Rodaduras con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	$\geq 4$	$\geq 3$

Fuente: Schaeffler. Capacidad de carga y duración de vida

Velocidad angular del eje:

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{0,5 \text{ m/s}}{0,065} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 74,23 \text{ rpm}$$

Carga de diseño ( $P_d$ ):

$$A_y = 0$$

$$A_z = 1638,68 \text{ N}$$

$$P_d = \sqrt{A_y^2 + A_z^2}$$

$$P_d = 1638,68 \text{ N}$$

Los factores  $f_L$  y  $f_N$  serán:

$$f_N = 0,75$$

$$f_L = 3,6$$

#### Capacidad de carga dinámica:

$$C = \frac{1638,68 * 3,6}{0,75}$$

$$C = 7865,66 \text{ N}$$

#### Capacidad de carga estática:

$$P_0 = P_d$$

$S_0 = 0,8$  Tentativo para rodamientos de bolas en funcionamiento suave

$$C_0 = 0,8 * 1638,68$$

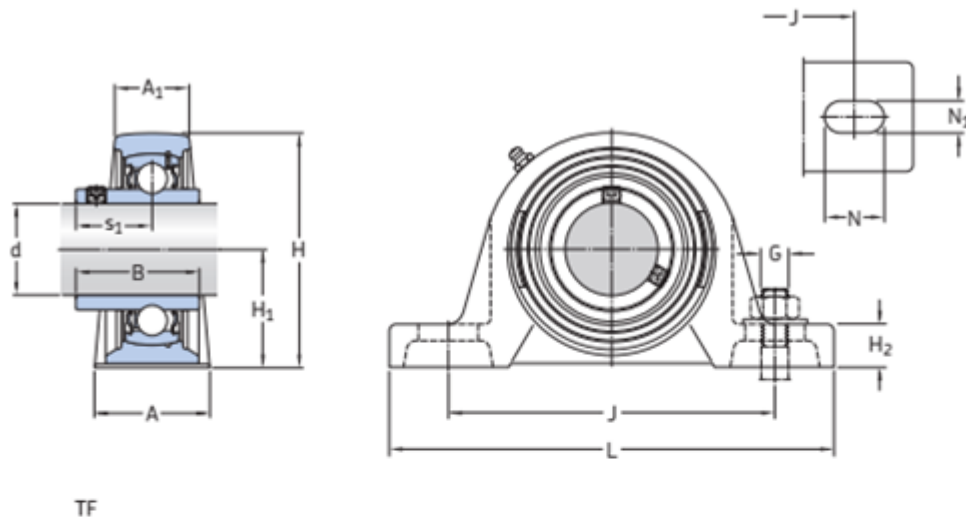
$$C_0 = 1310,944 \text{ N}$$

Para el eje motriz, el cual no está sumergido se selecciona una unidad de rodamiento del catálogo del fabricante SKF de referencia **SY 65 TF** (ver Tabla 18) la cual cuenta con una carcasa de referencia **SY 513 M** y un rodamiento tipo Y de referencia **YAR 213-2F** en su versión normal (ver datos y dimensiones del rodamiento en la Tabla 19).

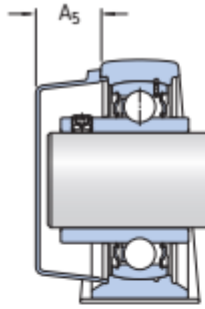
Para los otros 4 ejes restantes los cuales estarán sumergidos se selecciona una unidad de rodamiento de referencia **FY 65 TF**, cuenta con una carcasa de referencia **FY 513 M** la cual se solicita que sea fabricada en acero inoxidable AISI 300, ya que el fabricante SKF ofrece la gran mayoría de sus productos con estas características para la industria alimenticia. La unidad de rodamiento cuenta con un rodamiento tipo Y de referencia **YAR 213-2F** el cual se solicita fabricado en acero inoxidable AISI 300 y en su versión Solid Oil. Estos últimos son rodamientos diseñados para usarse

en aplicaciones en las que los altos niveles de humedad, el contacto con el agua y otros contaminantes representan problemas reales para el funcionamiento de un rodamiento. Los rodamientos con Solid Oil están lubricados para toda la vida útil y no pueden relubrificarse.

Tabla 17. Unidades de rodamientos con soporte tipo pie con carcasa en fundición, rodamiento tipo Y y tornillo prisionero.



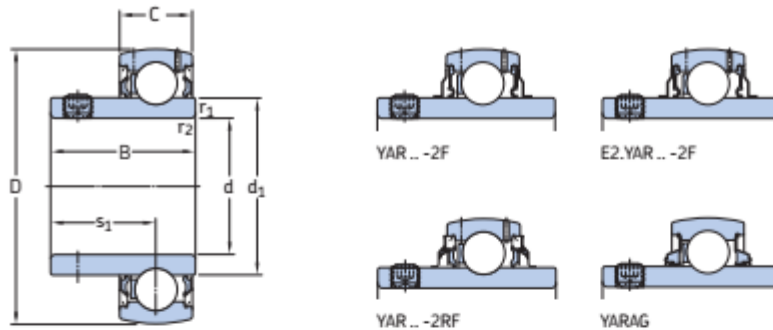
Dimensions													Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Limiting speed with shaft tolerance $h_6$	Designation Bearing unit
d	A	A <sub>1</sub>	B	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	L	N	N <sub>1</sub>	G	s <sub>1</sub>	dynamic C	static C <sub>0</sub>			
mm													kN	kN	r/min	-	
65	65	44	68,3	151	76,2	29	203	257	35	22	20	42,9	57,2	40	1,7	3000	SY 65 TF
	70	49	68,3	151	76,2	27	203	265	35	25	20	42,9	57,2	40	1,7	3000	SYJ 65 TF
70	72	46	69,9	156	79,4	27	210	266	30	25	20	39,7	62,4	45	1,86	2800	SYJ 70 TF
75	74	54	73,1	166	82,5	28	217	275	30	25	20	46,1	66,3	49	2,04	2600	SYJ 75 TF
80	78	50	77,9	176	88,9	30	232	292	35	25	20	47,7	72,8	53	2,16	2400	SYJ 80 TF
90	88	54	89	201	101,6	33	262	327	35	27	22	54	95,6	72	2,7	2000	SYJ 90 TF
100	95	57	98,4	226	115	38	308	380	48	26	24	63,4	124	93	3,35	1900	SYJ 100 TF



Designations			Mass Bearing unit	Appropriate end cover	
Bearing unit	Separate components Housing      Bearing	Designation		Dimension A <sub>5</sub>	
-			kg	-	mm
<b>SY 65 TF</b>	SY 513 M	YAR 213-2F	5,70	ECY 213	35,5
SYJ 65 TF	SYJ 513	YAR 213-2F	6,15	-	-
SYJ 70 TF	SYJ 514	YAR 214-2F	6,20	-	-
SYJ 75 TF	SYJ 515	YAR 215-2F	7,30	-	-
SYJ 80 TF	SYJ 516	YAR 216-2F	9,70	-	-
SYJ 90 TF	SYJ 518	YAR 218-2F	14,0	-	-
SYJ 100 TF	SYJ 520	YAR 220-2F	19,0	-	-

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

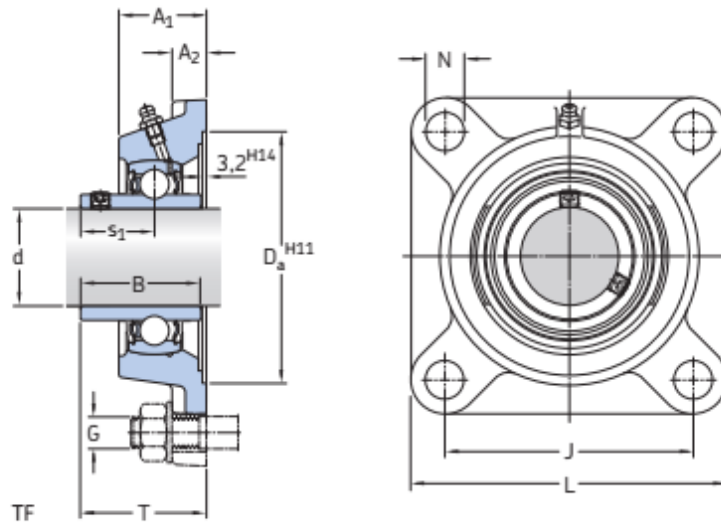
Tabla 18. Rodamientos tipo Y, con prisioneros



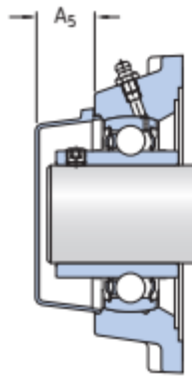
Dimensiones						Capacidad de carga básica dinámica C	Capacidad de carga básica estática C <sub>0</sub>	Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidad límite con tolerancia del eje h6	Masa	Designación	
d	D	B	C	d <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>							
mm						kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-	
35	72	33	19	46,1	23,3	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,31	YAT 207
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,44	E2.YAR 207-2F
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,41	YAR 207-2F
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	3 200	0,41	YAR 207-2RF
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	21,6	15,3	0,655	3 200	0,42	YAR 207-2RF/HV
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	3 200	0,42	YAR 207-2RF/VE495
	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	1 100	0,44	YARAG 207
40	80	36	21	51,8	25,3	1	30,7	19	0,8	4 800	0,43	YAT 208
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	4 800	0,59	E2.YAR 208-2F
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	4 800	0,55	YAR 208-2F
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	2 800	0,55	YAR 208-2RF
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	26	19	0,8	2 800	0,56	YAR 208-2RF/HV
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	2 800	0,56	YAR 208-2RF/VE495
	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	950	0,59	YARAG 208
45	85	37	22	56,8	25,8	1	33,2	21,6	0,915	4 300	0,48	YAT 209
	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	4 300	0,65	E2.YAR 209-2F
	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	4 300	0,6	YAR 209-2F
	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	2 400	0,6	YAR 209-2RF
	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	850	0,66	YARAG 209
50	90	38,8	22	62,5	27,6	1	35,1	23,2	0,98	4 000	0,54	YAT 210
	90	51,6	22	62,5	32,6	1	35,1	23,2	0,98	4 000	0,69	YAR 210-2F
	90	51,6	22	62,5	32,6	1	35,1	23,2	0,98	2 200	0,69	YAR 210-2RF
	90	51,6	22	62,5	32,6	1	29,6	23,2	0,98	2 200	0,69	YAR 210-2RF/HV
	90	51,6	22	62,5	32,6	1	35,1	23,2	0,98	2 200	0,69	YAR 210-2RF/VE495
	90	51,6	22	62,5	32,6	1	35,1	23,2	0,98	800	0,74	YARAG 210
55	100	55,6	25	69	33,4	1	43,6	29	1,25	3 600	0,94	YAR 211-2F
	100	55,6	25	69	33,4	1	43,6	29	1,25	1 900	0,94	YAR 211-2RF
60	110	65,1	26	75,6	39,7	1,5	52,7	36	1,53	3 400	1,35	YAR 212-2F
	110	65,1	26	75,6	39,7	1,5	52,7	36	1,53	1 800	1,35	YAR 212-2RF
65	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	3 000	1,7	YAR 213-2F
	120	68,3	27	82,5	42,9	1,5	57,2	40	1,7	1 600	1,7	YAR 213-2RF

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

Tabla 19. Unidades de rodamientos con soporte tipo brida cuadrada con carcasa en fundición, rodamiento tipo Y y tornillo prisionero



Dimensions											Basic load ratings		Fatigue load limit $P_u$	Limiting speed with shaft tolerance $h_6$	Designation Bearing unit
d	$A_1$	$A_2$	B	$D_a$	J	L	N	G	$s_1$	T	dynamic C	static $C_0$			
mm											kN		kN	r/min	-
<b>65</b>	52,5	17	68,3	161,9	149,5	187	18	16	42,9	76,9	57,2	40	1,7	3 000	<b>FY 65 TF</b>
	50	20	68,3	161,9	149	187	19	16	42,9	72,9	57,2	40	1,7	3 000	FYJ 65 TF
70	50,3	21,3	69,9	161,9	152	193	19	16	39,7	70,7	62,4	44	1,86	2 800	FYJ 70 TF
75	53,6	22,1	73,1	179,4	159	200	19	16	46,1	80,1	66,3	49	2,04	2 600	FYJ 75 TF
80	54,5	22	77,9	179,4	165	208	23	20	47,7	81,7	72,8	53	2,16	2 400	FYJ 80 TF
90	63,4	23,4	89	193,7	187	235	23	20	54	94	95,6	72	2,7	2 000	FYJ 90 TF
100	70	25	98,4	215,9	210	265	27	24	63,4	107,5	124	93	3,35	1 900	FYJ 100 TF



Designations Bearing unit	Separate components		Mass Bearing unit	Appropriate end cover	
	Housing	Bearing		Designation	Dimension A <sub>5</sub>
-			kg	-	mm
<b>FY 65 TF</b>	<b>FY 513 M</b>	<b>YAR 213-2F</b>	<b>5,30</b>	<b>ECY 213</b>	<b>35,5</b>
FYJ 65 TF	FYJ 513	YAR 213-2F	5,80	-	-
FYJ 70 TF	FYJ 514	YAR 214-2F	6,00	-	-
FYJ 75 TF	FYJ 515	YAR 215-2F	6,80	-	-
FYJ 80 TF	FYJ 516	YAR 216-2F	7,60	-	-
FYJ 90 TF	FYJ 518	YAR 218-2F	11,5	-	-
FYJ 100 TF	FYJ 520	YAR 220-2F	15,2	-	-

Fuente: Catálogo de rodamientos SKF

Ver planos en el Anexo X.

**4.1.10 Soporte central.** Por su practicidad se diseña el eje con dos apoyos, uno a cada extremo de este, para evitar al máximo el pandeo del eje por su gran longitud, se recomienda añadir un soporte central el cual soporta el peso en la parte central del eje.

Figura 40. Soporte central.



Fuente: Autores

Figura 41. Soporte central



Fuente: Autores

La estructura del soporte central alojará un rodamiento con soporte tipo pie para cada eje como muestra la Figura 41, y tendrá una lámina de acero inoxidable cubriendo el ancho de los soportes la cual reducirá el espacio entre las mallas para no tener perdidas en la filtración de los residuos. En la parte de arriba tendrá un depósito tipo canaleta para que la basura se acumule y sea más fácil su recolección. Los residuos que no caigan por la gravedad serán retirados de la malla con un rascador tipo escobilla (ver Figura 42) ubicado al final de la malla metálica. Estos residuos serán agrupados por el operario en carretillas para posteriormente retirarlos y darles el trato programado por la Electrificadora de Santander SA. ESP. En el Anexo O se puede apreciar un análisis estático del soporte realizado en SolidWorks.

Figura 42. Esquema rascador tipo escobilla



Fuente: Autores

Ver los planos del soporte y del rascador en los Anexos D y I.

#### **4.1.11 Selección del motorreductor**

Requerimientos:

- 1,244 HP
- 75 rpm de salida
- Diámetro máximo del eje motriz 65 mm

Se le entregan los requerimientos al fabricante Industrias Ramfe el cual presenta una propuesta de un motorreductor de referencia SB04-112-23W4095-B3 con las siguientes especificaciones:

Tabla 20. Propuesta motorreductor

Referencia	Descripción	Eje de salida	Motor		Rel.	rpm salida	Par de salida (Nm)	FS
			Pot. HP	Vel. rpm				
SB04-112-23-W4095-B3	MOTORREDUCTOR SIIFIN CORONA DE PATAS, CON MOTOR WEG DE ALTA EFICIENCIA IE2, 220/440V, IP55.	SOLIDO CON D=40mm	2	1740	23	76	157	1,8

Fuente: Industrias Ramfe

Ver la cotización del motorreductor y sus planos en el Anexo J.

**4.1.12 Selección del acople.** Teniendo claro el diámetro de la salida del motorreductor se procede a seleccionar el acople, según el catálogo de EMERSON Industrial Automation<sup>6</sup>, el primer paso es determinar el factor de servicio, para esto nos dirigimos a la Tabla 22 y seleccionamos la clase según el tipo de carga, en este caso el transportador con cadenas suavemente cargadas corresponde a la clase E. En la Tabla 23 seleccionamos el factor de servicio con la clase y la fuente de poder, en este caso el factor de seguridad sería 1 pero al tratarse de 24 horas por día de servicio seleccionamos la siguiente clase de carga más alta, nuestro factor de servicio sería 1,5.

<sup>6</sup> EMERSON. Industrial Coupling Products. Catalog KIP-04

Tabla 21. Clase según el tipo de carga.

CLASS E Even Load	CLASS U Uneven Load	CLASS H Heavy Shock Load
Agitators for liquids Blowers, centrifugal Conveyor, belt or chain smoothly loaded Cranes Elevator, smoothly loaded Fans, centrifugal Generators Line shafts, even load Machines, uniform load, non-reversing Pumps, centrifugal Screens, uniformly fed Worm gear speed reducers	Beaters Compressors, centrifugal Conveyors, pulsating load Elevators, pulsating load Grinders, pulp Hoists Kilns and dryers Line shafts, uneven load Machines, pulsating load, non-reversing Mills, ball, blooming, pebble, tube Pumps, reciprocating	Boat propellers Compressors, reciprocating Crushers Feeders, reciprocating Machines, reversing or impact loads Mills, hammer Oil well pumping units Presses Pumps, simplex or duplex, reciprocating Refuse hogs

Fuente: Catálogo EMERSON Industrial Automation

Tabla 22. Factor de servicio.

Class	Characteristics of Driven Unit	Source of Power		
		Electric Motor or Steam Turbine	Steam Engine or Gasoline Engine 4 or more Cyl.	Diesel or Gas Engine
E	Even load - 8 hour/day service* Non-reversing - low torque starting	1	1 1/2	2
U	Uneven load - 8 hour/day service* Moderate shock or torsional loads - Non reversing - This is the most common type of service.	1 1/2	2	2 1/2
H	Heavy shock load - 8 hour/day service* High peak torsional loads - Reversing under load - Full load starting.	2	2 1/2	3

\* For 16 to 24 hour/day service use service factor for next higher class loading.

Fuente: Catálogo EMERSON Industrial Automation

El segundo paso es determinar la potencia de diseño, para esto se multiplica la potencia requerida por el factor de seguridad, es este caso la potencia de diseño sería 3 HP.

El tercer paso es seleccionar el acople, para esto primero se selecciona el inserto de este, en la Tabla 24 se selecciona el inserto de acuerdo con su material, a su diámetro máximo y a la capacidad de potencia a cada velocidad, en este caso el diámetro máximo debe ser de 1 5/8 de pulgada, 3 Hp y 1740 rpm. Se selecciona el inserto L110 de uretano. En la Tabla 25 se puede observar sus medidas y su número de parte.

Tabla 23. Selección del inserto.

Insert Material	Coupling Size	Maximum Bore	Maximum RPM	Torque In.-Lbs.	Horsepower Capacities at Indicated Speeds (RPM)							
					50	100	300	600	900	1200	1800	3600
BUNA-N	L035	3/8"	31000	3.52	.0028	.0056	.017	.034	.05	.067	.10	.20
	L050	5/8	18000	25.8	.0205	.041	.123	.25	.37	.49	.74	1.48
	L070	3/4	14000	44.1	.035	.07	.21	.42	.63	.84	1.26	2.52
	L075	7/8	11000	88.2	.070	.14	.38	.76	1.26	1.68	2.52	5.04
	L090	1	9000	145	.115	.23	.69	1.38	2.07	2.76	4.14	8.28
	L095	1 1/8	9000	189	.150	.30	.90	1.80	2.70	3.60	5.40	10.8
	L099	1 3/16	7000	315	.250	.50	1.50	3.00	4.50	6.00	9.00	18.0
	L100	1 3/8	7000	416	.330	.66	1.98	3.96	5.94	7.92	11.9	23.8
	L110	1 5/8	5000	788	.630	1.25	3.75	7.50	11.3	15.0	22.5	45.0
	L150	1 7/8	5000	1260	1.00	2.00	6.00	12.0	18.0	24.0	36.0	72.0
	L190	2 1/8	5000	1702	1.35	2.70	8.10	16.2	24.3	32.4	48.6	97.2
	L225	2 3/8	4200	2332	1.85	3.70	11.1	22.2	33.3	44.4	66.6	133.2
URETHANE	L070	3/4	14000	66.2	.053	.105	.32	.63	.95	1.26	1.89	3.78
	L075	7/8	11000	132	.105	.210	.63	1.26	1.89	2.52	3.78	7.56
	L090	1	9000	217	.173	.345	1.04	2.07	3.11	4.14	6.21	12.4
	L095	1 1/8	9000	284	.225	.450	1.35	2.70	4.05	5.40	8.10	16.2
	L099	1 3/16	7000	473	.375	.750	2.25	4.50	6.75	9.00	13.5	27.0
	L100	1 3/8	7000	624	.495	.990	2.97	5.94	8.91	11.9	17.8	35.6
	L110	1 5/8	5000	1182	.938	1.875	5.63	11.3	16.9	22.5	33.8	67.5
	L150	1 7/8	5000	1891	1.50	3.00	9.00	18.0	27.0	36.0	54.0	108.0
	L190	2 1/8	5000	2553	2.03	4.05	12.2	24.3	36.5	48.6	72.9	145.8
	L225	2 3/8	4200	3498	2.78	5.55	16.7	33.3	50.0	66.6	99.9	199.8
HYTREL** and BRONZE*	L050	5/8	18000*	50.4	.04	.08	.24	.48	.72	.96	1.44	2.88
	L070	3/4	14000*	113	.09	.18	.54	1.08	1.77	2.16	3.24	6.48
	L075	7/8	11000*	227	.18	.36	1.08	2.16	3.24	4.32	6.48	13.0
	L090	1	9000*	391	.31	.62	1.86	3.72	5.58	7.44	11.2	22.3
	L095	1 1/8	9000*	567	.45	.90	2.70	5.40	8.10	10.8	16.2	32.4
	L099	1 3/16	7000*	788	.63	1.25	3.75	7.50	11.3	15.0	22.5	45.0
	L100	1 3/8	7000*	1134	.90	1.80	5.40	10.8	16.2	21.6	32.4	64.8
	L110	1 5/8	5000*	2269	1.80	3.60	10.8	21.6	32.4	43.2	64.8	129.6
	L150	1 7/8	5000*	3706	2.94	5.88	17.6	35.3	52.9	70.6	105.8	211.7
	L190	2 1/8	5000*	4683	3.72	7.43	22.3	44.6	66.9	89.2	133.7	267.5
L225	2 3/8	4200*	6303	5.00	10.0	30.0	60.0	90.0	120.0	180.0	360.0	

Fuente: Catálogo EMERSON Industrial Automation

Tabla 24. Dimensiones del inserto.

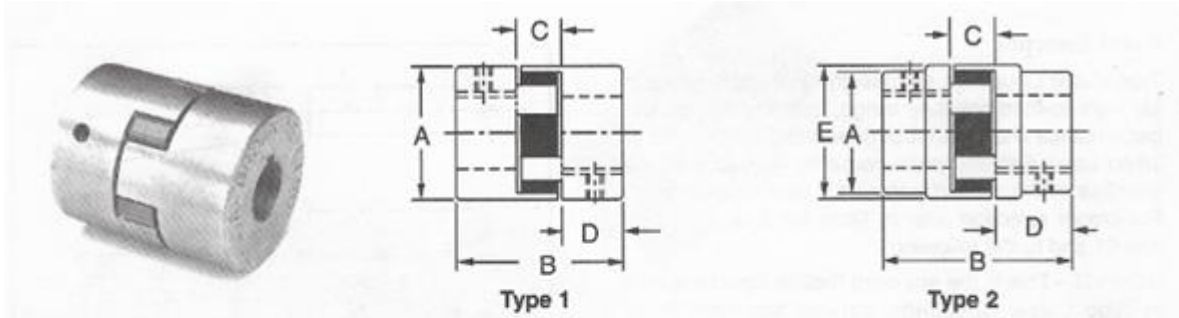


Table No. 1

Coupling Size	Type	COUPLING HUBS						INSERTS						
		Dimensions in Inches					Wt. - Lbs.		Buna-N	Urethane	HYTREL**	Wt. Lbs.	Bronze	Wt. Lbs.
		A	B	C	D	E	Min. Bore	Max. Bore	Part No.	Part No.	Part No.		Part No.	
L035	1	5/8	13/16	9/32	17/64	-	.01	.01	L035N	-	-	.01	-	-
L050	1	1 5/64	1 23/32	15/32	5/8	-	.29	.24	L050N	-	L050H	.01	L050B	.07
L070	1	1 23/64	2	1/2	3/4	-	.59	.54	L070N	L070U	L070H	.03	L070B	.13
L075	1	1 3/4	2 1/8	1/2	13/16	-	1.00	.86	L075N	L075U	L075H	.03	L075B	.13
L090	2	2 7/64	2 1/8	1/2	13/16	-	1.48	1.32	L090/095N	L090/095U	L090/095H	.03	L090/095B	.29
L095	2	2 7/64	2 1/2	1/2	1	-	1.75	1.52	L090/095N	L090/095U	L090/095H	.03	L090/095B	.29
L099	2	2 17/32	2 7/8	3/4	1 1/16	-	2.50	2.17	L099/100N	L099/100U	L099/100H	.07	L099/100B	.45
L100	2	2 17/32	3 1/2	3/4	1 3/8	-	3.42	2.92	L099/100N	L099/100U	L099/100H	.07	L099/100B	.45
L110	2	3 5/16	4 1/4	7/8	1 11/16	-	6.45	5.61	L110N	L110U	L110H	.13	L110B	.69
L150	2	3 3/4	4 1/2	1	1 3/4	-	8.95	7.73	L150N	L150U	L150H	.24	L150B	1.10
L190	2	4	5 1/4	1	2 1/8	4 1/2	8.83	7.04	L190N	L190U	L190H	.28	L190B	1.64
L225	2	4 1/4	6	1	2 1/2	5	12.28	9.60	L225N	L225U	L225H	.37	L225B	2.24

Fuente: Catálogo EMERSON Industrial Automation

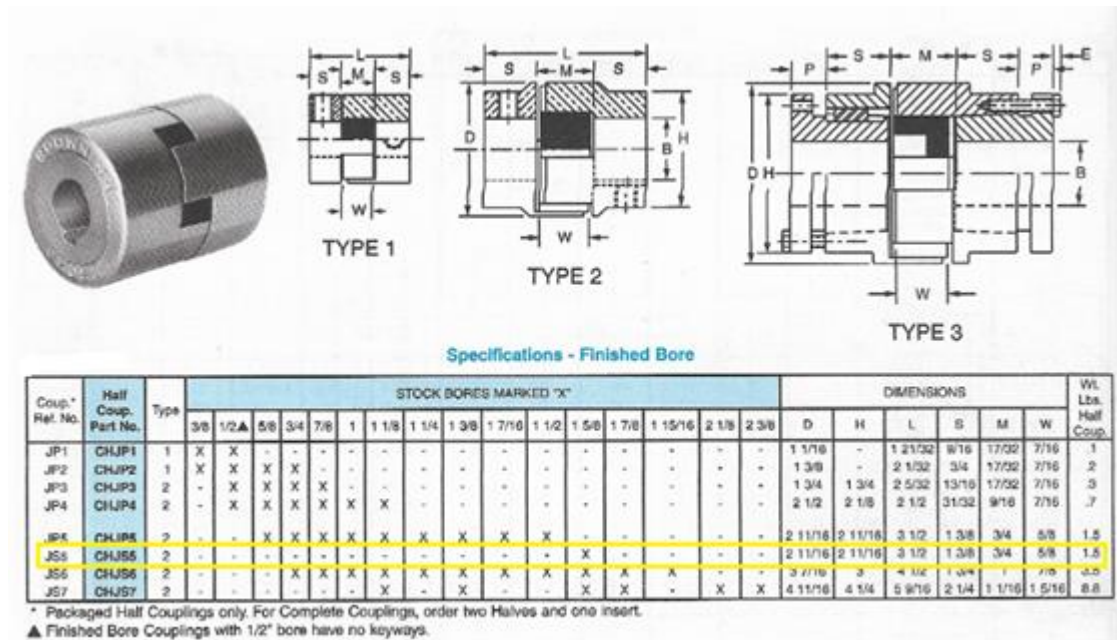
A continuación, se seleccionan los acoples, en este caso los dos acoples serán los mismos ya que los dos ejes son iguales, en la Tabla 26 se relaciona el diámetro del acople con los diferentes modelos de insertos y se revisa si coinciden, en este caso para acoples de diámetro 1 5/8 de pulgada y cuña de 3/8 x 3/16 pulgadas sí se puede utilizar un inserto L110. En la Tabla 27 se pueden observar las medidas de los acoples y su número de parte para su pedido.

Tabla 25. Relación diámetro de acoples e insertos.

Stock Bores	Keyseat	L035	L050	L070	L075	L090	L095	L099	L100	L110	L150	L190	L225
1/8	No Kw.	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3/16	No Kw.	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1/4	No Kw./No SS	-	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-	-
1/4	No Kw.	X	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-	-
1/4	1/8 x 1/16	-	-	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
5/16	No Kw.	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-
3/8	No Kw.	X	X	X	X	X	-	-	-	-	-	-	-
3/8	3/32 x 3/64	-	-	-	X	X	-	-	-	-	-	-	-
3/8	1/8 x 1/16	-	-	-	X	X	-	-	-	-	-	-	-
7/16	No Kw./No SS	-	-	-	-	-	X	-	-	-	-	-	-
7/16	No Kw.	-	-	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
7/16	3/32 x 3/64	-	-	-	X	X	X	X	X	-	-	-	-
7/16	1/8 x 1/16	-	-	-	X	X	X	X	X	-	-	-	-
1/2	No Kw./No SS	-	-	-	-	-	-	X	X	-	-	-	-
1/2	No Kw.	-	X	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
1/2	1/8 x 1/16	-	X	X	X	X	X	X	X	-	-	-	-
1 3/8	5/16 x 5/32	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X	X
1 3/8	3/8 x 3/16	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
1 7/16	3/8 x 3/16	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X	X
1 1/2	5/16 x 5/32	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
1 1/2	3/8 x 3/16	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
1 9/16	3/8 x 3/16	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	-	X
1 5/8	3/8 x 3/16	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
1 11/16	3/8 x 3/16	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
1 3/4	3/8 x 3/16	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
1 3/4	7/16 x 7/32	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X	X
1 13/16	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	-
1 7/8	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X	X
1 15/16	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X
2	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X
2 1/16	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	-
2 1/8	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X	X
2 3/16	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X
2 1/4	1/2 x 1/4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X
2 3/8	5/8 x 5/16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	X

Fuente: Catálogo EMERSON Industrial Automation

Tabla 26. Dimensiones de los acoples.



Fuente: Catálogo EMERSON Industrial Automation

**4.1.13 Selección de los pernos.** Para su practicidad se selecciona uno solo tipo de perno que sirva para todos los soportes del sistema, del catálogo del fabricante HILTI (ver Figura 43) se selecciona el perno tipo anclaje de expansión de alto rendimiento HSL-3 con cabeza hexagonal de tamaño M8 (ver Figura 44) fabricado en acero inoxidable AISI-316, el cual se utiliza con brocas de 12 mm de diámetro, de este anclaje se puede resaltar su alta capacidad de resistencia a tracción y cortante, se puede emplear tanto en concreto fisurado como no fisurado. En total se requieren 52 pernos.

Figura 43. Anclaje de expansión de alto rendimiento HSL-3



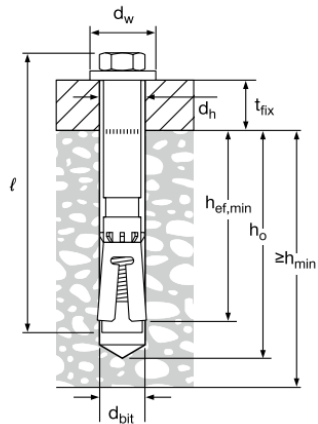
Fuente: [www.hilti.com.co](http://www.hilti.com.co)

Figura 44. Catálogo fabricante HILTI

Detalles			Diámetro de la rosca de anclaje HSL-3											
			M8		M10		M12		M16		M20		M24	
Diámetro nominal de la broca <sup>1</sup>	$d_{bit}$	mm	12		15		18		24		28		32	
Espesor mínimo del concreto	$h_{min}$	mm (pulg.)	Ver Tabla 5											
Profundidad de la perforación	$h_o$	mm (pulg.)	80 (3-1/8)		90 (3-1/2)		105 (4-1/8)		125 (4-7/8)		155 (6-1/8)		180 (7-1/8)	
Empotramiento mínimo efectivo	$h_{at,min}$	mm (pulg.)	60 (2-3/8)		70 (2-3/4)		80 (3-1/8)		100 (3-7/8)		125 (4-7/8)		150 (5-7/8)	
Diámetro de la perforación del elemento	$d_h$	mm (pulg.)	14 (9/16)		17 (11/16)		20 (13/16)		26 (1)		31 (1-1/4)		35 (1-3/8)	
Máx. espacio acumulado entre la(s) parte(s) que se sujeta(n) y la superficie del concreto	-	mm (pulg.)	4 (1/8)		5 (3/16)		8 (5/16)		9 (3/8)		12 (1/2)		16 (5/8)	
Máximo espesor de la parte sujeta HSL-3, HSL-3-B	$t_{fix}$	mm (pulg.)	20 (3/4)	40 (1-1/2)	20 (3/4)	40 (1-1/2)	25 (1)	50 (2)	25 (1)	50 (2)	30 (1-1/8)	60 (2-1/4)	30 (1-1/8)	60 (2-1/4)
Longitud general del anclaje HSL-3, HSL-3-B	$\ell$	mm (pulg.)	98 (3-7/8)	118 (4-5/8)	110 (4-3/8)	130 (5 1/8)	131 (5-1/8)	156 (6 1/8)	153 (6)	178 (7)	183 (7-1/4)	213 (8-3/8)	205 (8)	235 (9-1/4)
Máximo espesor de la parte sujeta HSL-3-G	$t_{fix}$	mm (pulg.)	20 (3/4)		20 (3/4)		25 (1)	50 (2)	25 (1)	50 (2)	30 (1-1/8)	60 (2-1/4)	na	
Longitud general del anclaje HSL-3-G	$\ell$	mm (pulg.)	102 (4)		115 (4-1/2)		139 (5-1/2)	164 (6-3/8)	163 (6-3/8)	188 (7-3/8)	190 (7-1/2)	220 (8-3/4)	na	
Diámetro de la arandela	$d_w$	mm (pulg.)	20 (3/4)		25 (1)		30 (1-1/8)		40 (1-9/16)		45 (1-3/4)		50 (2)	
Torque de instalación HSL-3	$T_{inst}$	Nm (ft-lb)	25 (18)		50 (37)		80 (59)		120 (89)		200 (148)		250 (185)	
Torque de instalación HSL-3-G	$T_{inst}$	Nm (ft-lb)	20 (15)		35 (26)		60 (44)		80 (59)		160 (118)			
Tamaño de la llave HSL-3, HSL-3-G	-	mm	13		17		19		24		30		36	
Tamaño de la llave HSL-3-B	-	mm					24		30		36		41	

1) Utilice solamente brocas métricas.

Figura 1 - Especificaciones de HSL-3



Fuente: [www.hilti.com.co](http://www.hilti.com.co)

#### 4.2 INSTRUCTIVO DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE LIMPIEZA

Basados en las condiciones operativas del sistema de limpieza diseñado, a continuación (Tabla 28), se relaciona la periodicidad del programa de mantenimiento. Se debe tener en cuenta que en canal se vacía en promedio una vez al mes para efectos de la limpieza del desarenador, para programar alguna tarea de mantenimiento que implique tener el canal vacío.

Tabla 27. Programa mantenimiento preventivo

PROGRAMA MANTENIMIENTO PREVENTIVO		
DESCRIPCION DEL COMPONENTE	PERIODICIDAD MANTENIMIENTO	DESCRIPCION BASICA MANTENIMIENTO
CONJUNTO SISTEMA DE LIMPIEZA	30.000 HORAS	MANTENIMIENTO GENERAL
MOTORREDUCTOR	8760 HORAS	INSPECCION RODAMIENTOS MOTOR, CAMBIO VALVULINA
CADENAS	8760 HORAS	INSPECCION, VERIFICAR LA TENSION
PIÑONES	8760 HORAS	INSPECCION
MALLA	8760 HORAS	INSPECCION, VERIFICAR LA TENSION
RODAMIENTOS	8760 HORAS	INSPECCION
ESTRUCTURA	8760 HORAS	INSPECCION
EJES	8760 HORAS	INSPECCION

Fuente: Autores

## 5. CONCLUSIONES

- Según los cálculos realizados la altura del agua después del sistema de limpieza es de 1.787 metros, reduciéndose en 21.3 centímetros con respecto a la altura del agua antes del sistema de limpieza (suponiendo el canal a máxima capacidad), lo cual no va a suponer una pérdida tan elevada del fluido aguas abajo del canal.
- La capacidad de transporte del dispositivo propuesto en el proyecto es de  $3.182 \left[ \frac{ton}{h} \right]$  cumpliendo con creces la capacidad de transporte trazada como objetivo ( $0.5 \left[ \frac{ton}{h} \right]$ ).
- El área de filtrado del nuevo dispositivo tendría casi el mismo valor del área de filtrado de la rejilla existente, solo estando por encima  $0.75 \left[ m^2 \right]$ . Objetivo trazado para evitar una pérdida de caudal agua abajo del canal.

## 6. RECOMENDACIONES

- Realizar una estandarización del sistema de limpieza para implementar este de manera parcial o completa en los otros puntos del canal donde se requiera.
- Realizar un techado del canal de aducción (enmallado simple) en zonas con bastantes árboles para evitar la caída de hojas y ramas, las cuales representan aproximadamente el 60% de los residuos en suspensión del canal.
- Mejorar el tratamiento que se le da a los residuos retirados por el sistema de limpieza, no arrojarlos directamente al río y clasificarlos en orgánicos y reciclables para contribuir con la cadena de reciclaje.

## BIBLIOGRAFIA

GARCÍA DE LA CAL, Angel. "Manual de cribado y clasificación. Minería y áridos". 1ª edición. 2015.

Budynas R., Nisbert K. "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley". 9ª edición. Editorial McGraw Hill.

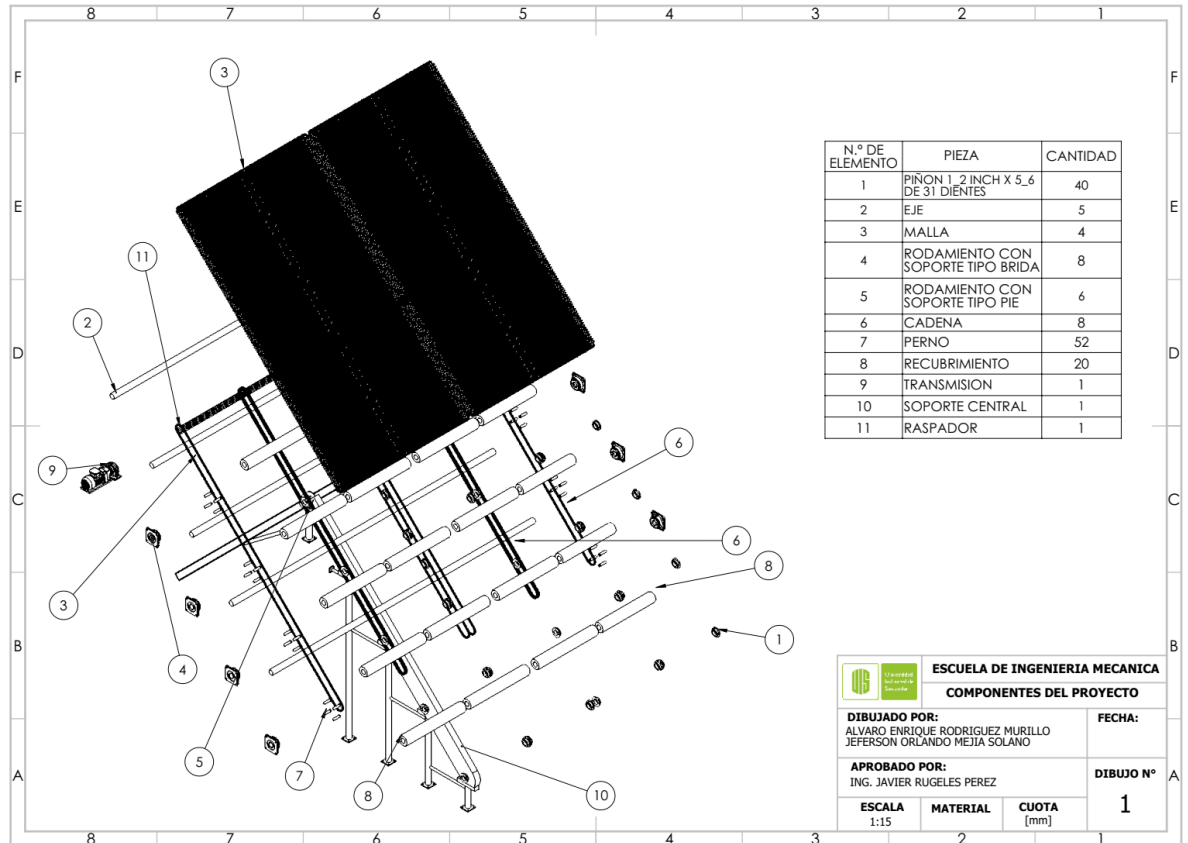
Mott R. "Diseño de elementos de máquinas". 4ª edición. Editorial Pearson.

Criterios para el diseño de una cinta transportadora. {En línea}. {20 de Julio de 2019}. Disponible en: <<http://www.monografias.com/trabajos58/disenocintas-transportadoras/disenocintas-transportadoras.shtml>>

PUENTE SANCHEZ, Joel. "Diseño de un transportador de carga". 1999. 156 p. Tesis en opción al grado de maestro en ciencias de ingeniería mecánica con especialidad en diseño mecánico. Universidad de Nuevo León. Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. División de estudios de post-grado.

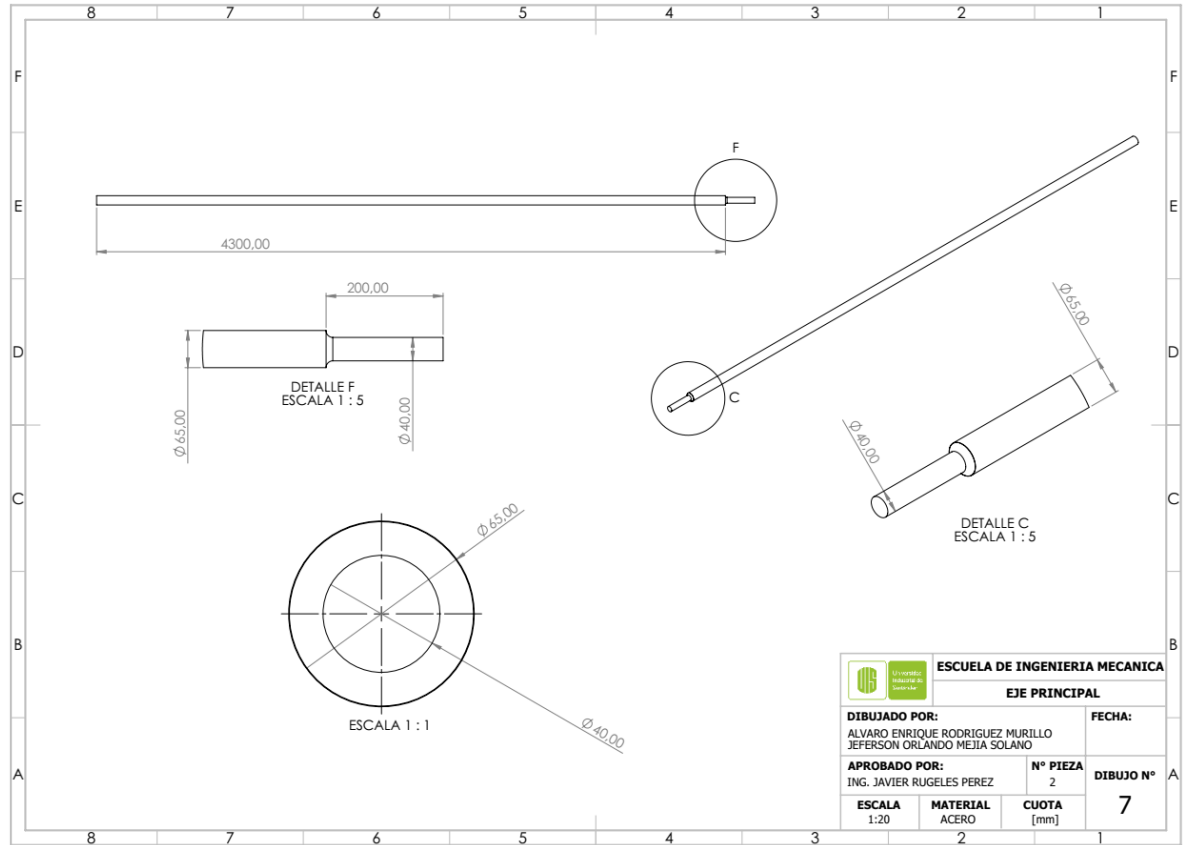
# ANEXOS

## ANEXO A. COMPONENTES DEL PROYECTO

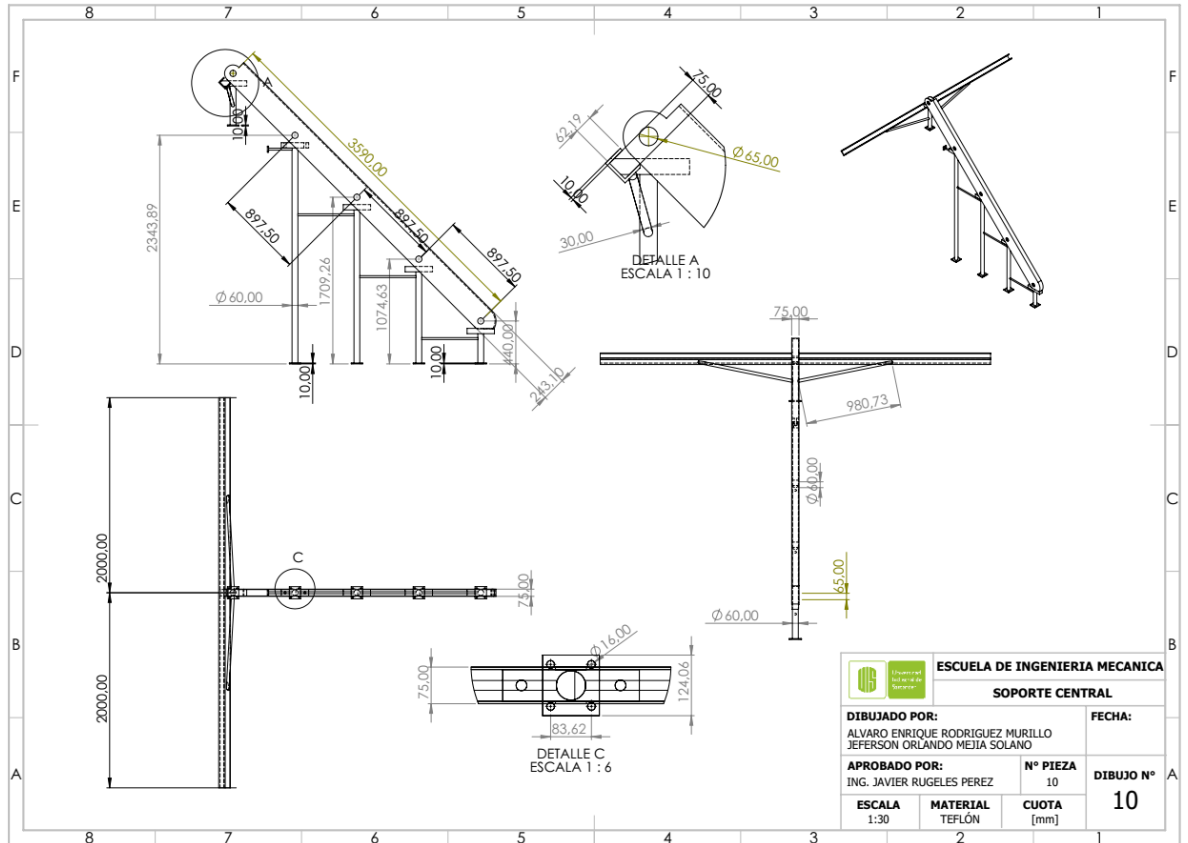




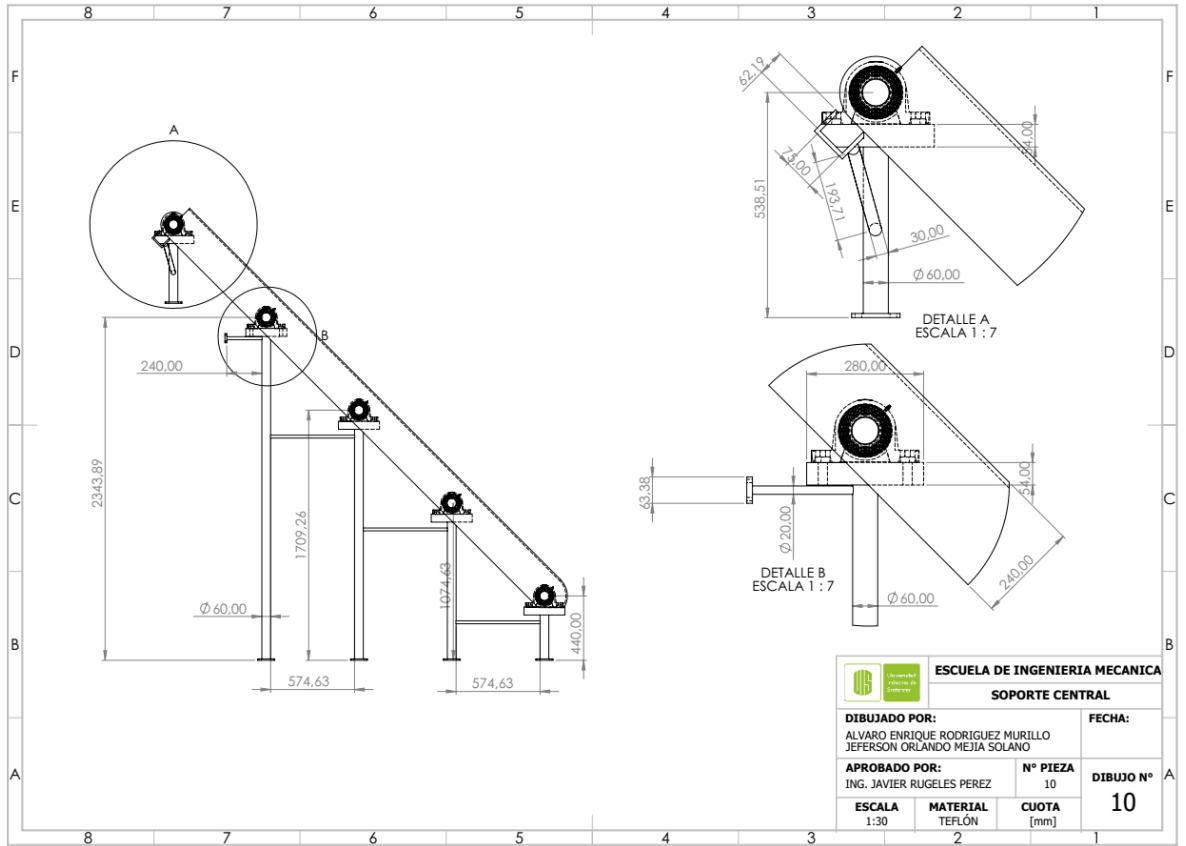
## ANEXO C. PLANO EJE MOTRIZ



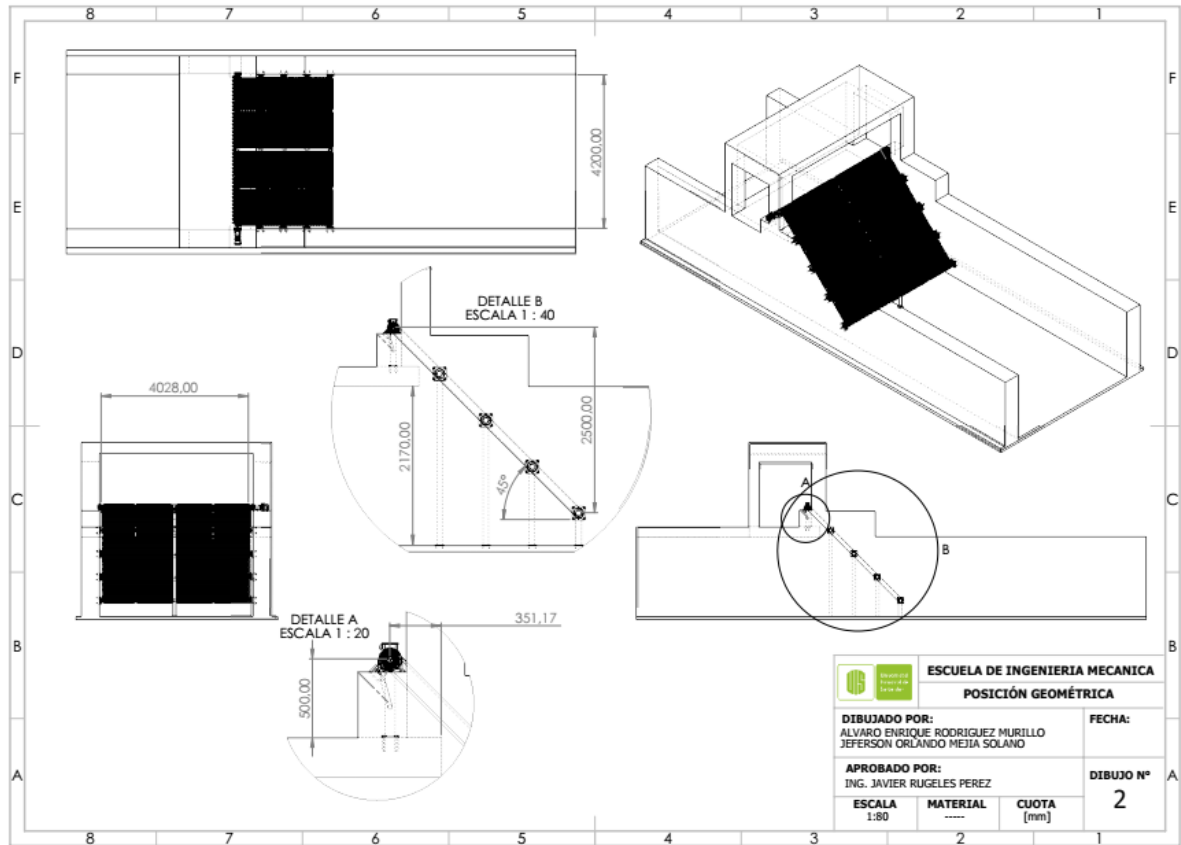
## ANEXO D. PLANO SOPORTE CENTRAL



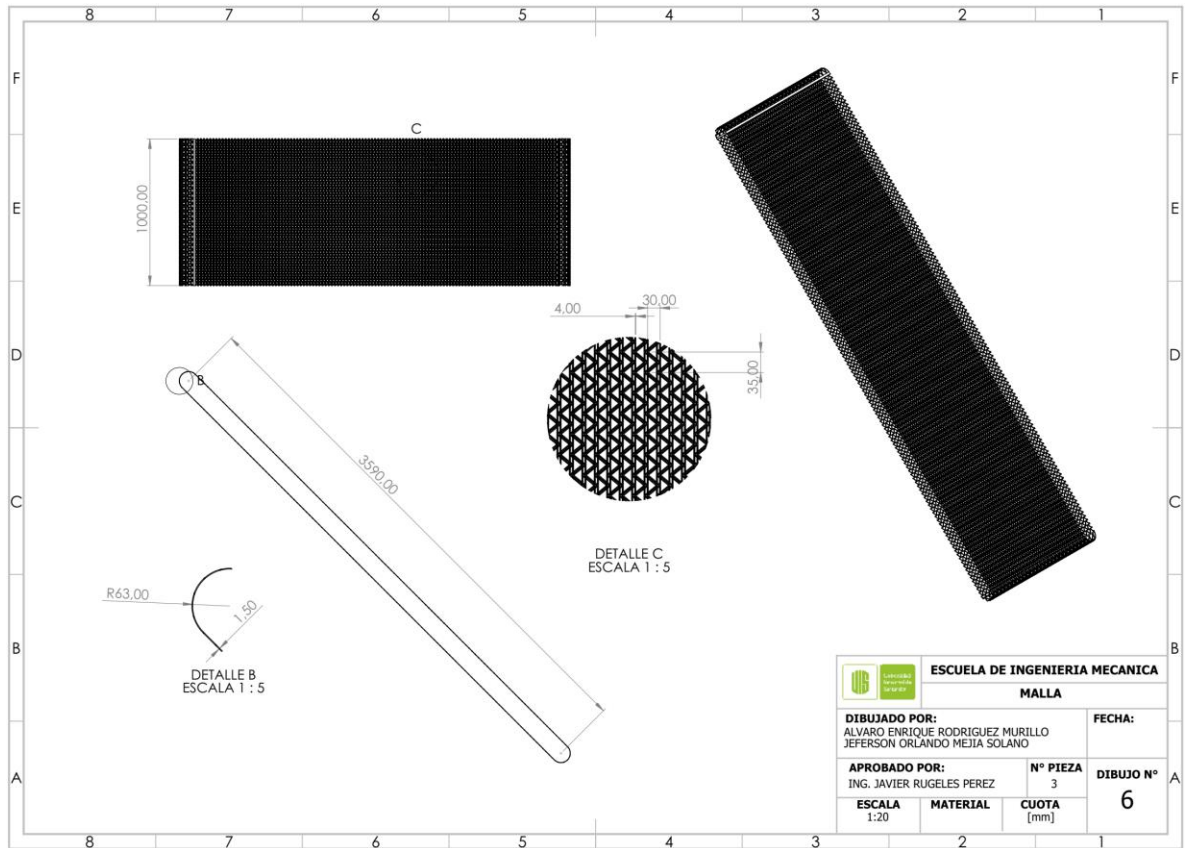
		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
		<b>SOPORTE CENTRAL</b>	
<b>DIBUJADO POR:</b> ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO JEFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO		<b>FECHA:</b>	
<b>APROBADO POR:</b> ING. JAVIER RUGELES PEREZ		<b>N° PIEZA</b> 10	<b>DIBUJO N°</b> 10
<b>ESCALA</b> 1:30	<b>MATERIAL</b> TEFLÓN	<b>CUOTA</b> [mm]	



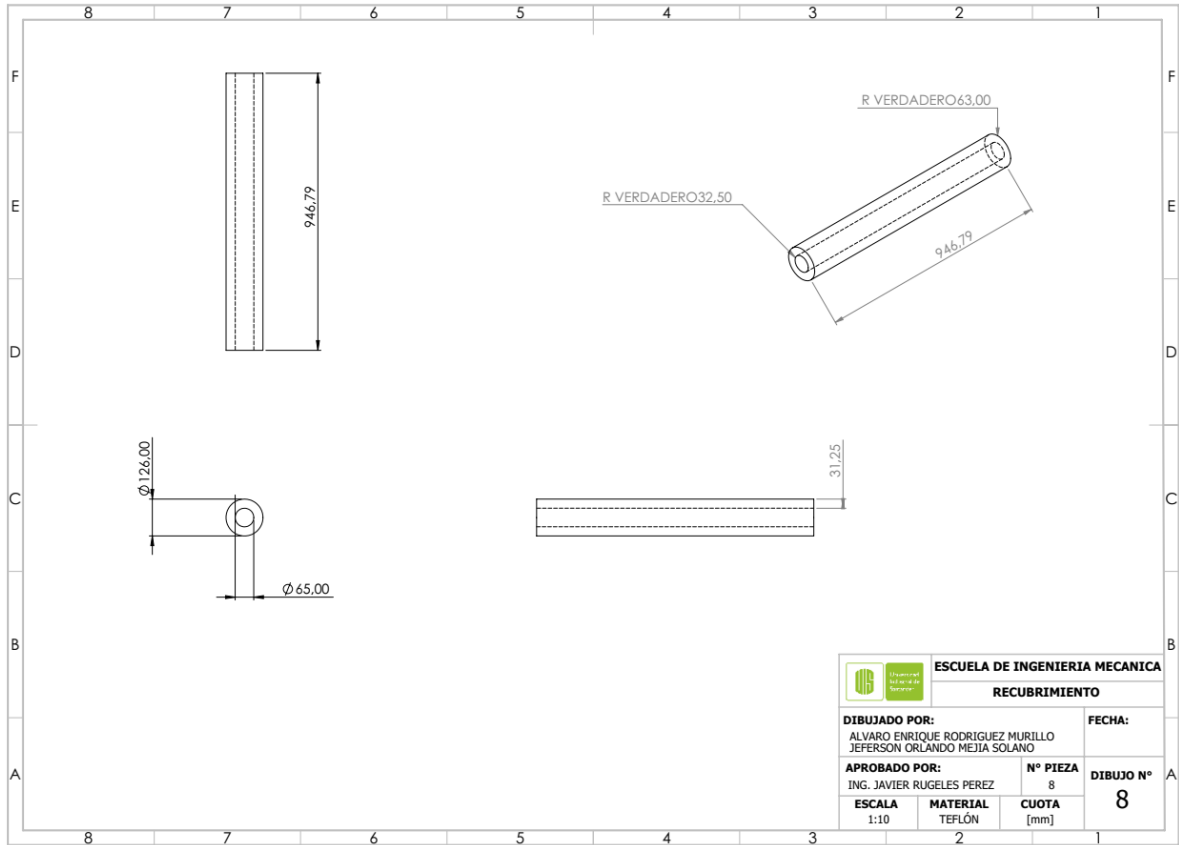
## ANEXO E. PLANO POSICIÓN DEL TRANSPORTADOR EN EL CANAL



## ANEXO F. PLANO MALLA METÁLICA

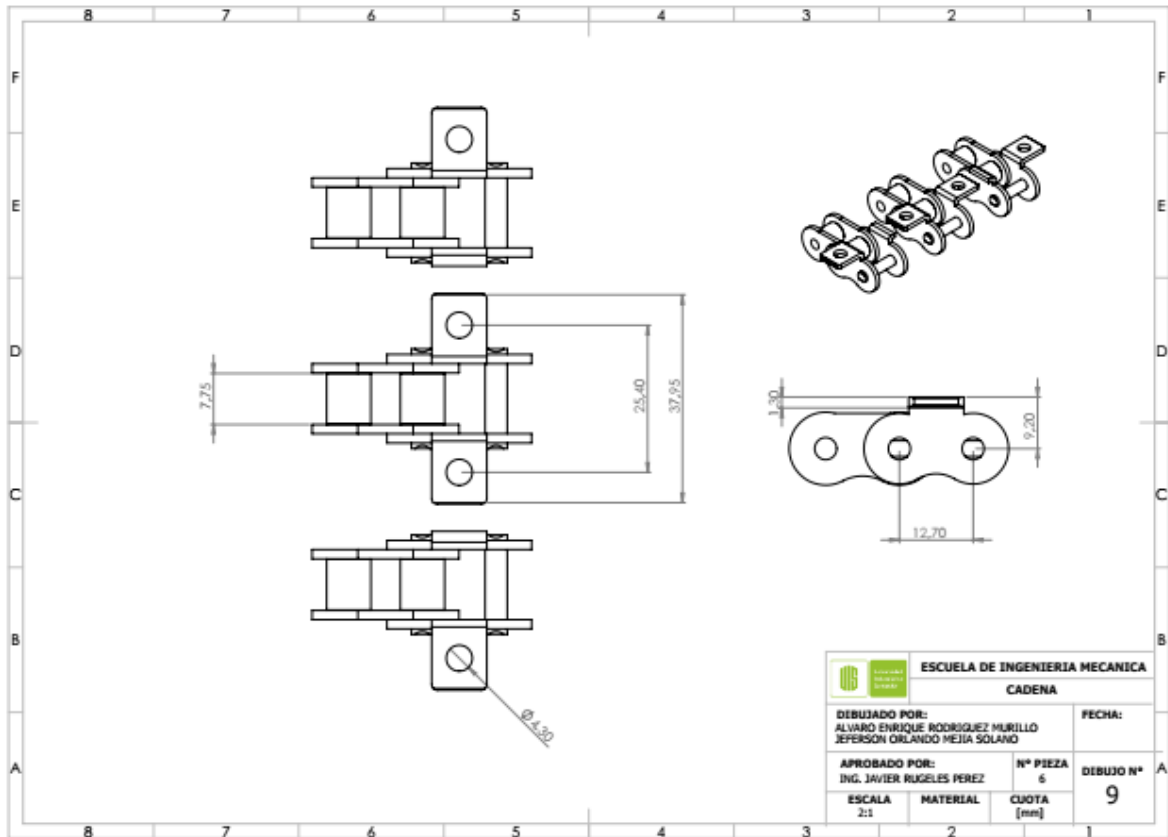


## ANEXO G. PLANO RECUBRIMIENTO DE TEFLÓN

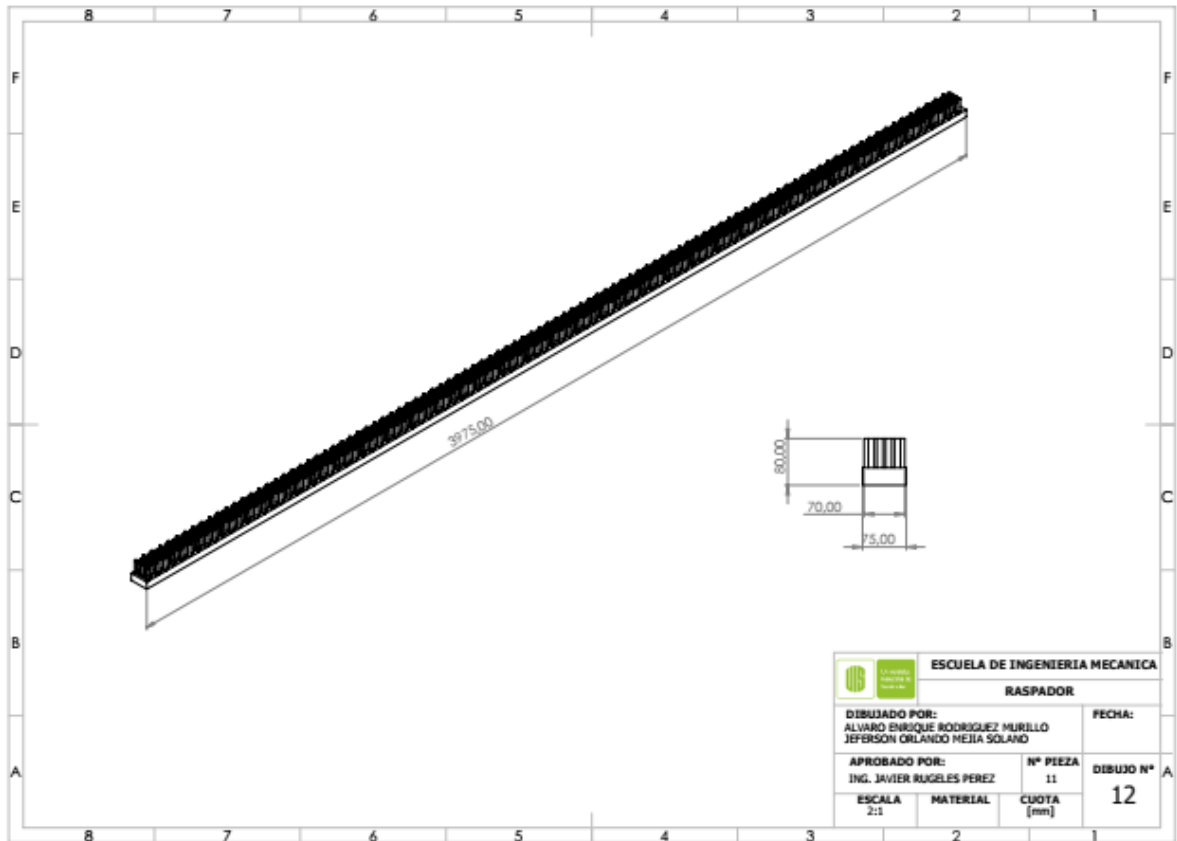


		<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>	
<b>RECUBRIMIENTO</b>			
<b>DIBUJADO POR:</b> ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO JEFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO			<b>FECHA:</b>
<b>APROBADO POR:</b> ING. JAVIER RUGELES PEREZ		<b>N° PIEZA</b> 8	<b>DIBUJO N°</b> 8
<b>ESCALA</b> 1:10	<b>MATERIAL</b> TEFLÓN	<b>CUOTA</b> [mm]	

## ANEXO H. PLANO CADENA CON ALETAS



## ANEXO I. PLANO RASPADOR



<b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>			
<b>RASPADOR</b>			
<b>DIBUJADO POR:</b> ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO JEFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO		<b>FECHA:</b>	
<b>APROBADO POR:</b> ING. JAVIER RUJILES PEREZ		<b>N° PIEZA</b> 11	<b>DIBUJO N°</b> 12
<b>ESCALA</b> 2:1	<b>MATERIAL</b>	<b>CUOTA</b> [mm]	

## ANEXO J. COTIZACIÓN Y PLANO MOTORREDUCTOR

FECHA: 29/10/2019  
 NOMBRE: ORLANDO MEJIA  
 EMPRESA: ORLANDO MEJIA  
 TELÉFONO: \_\_\_\_\_  
 E-MAIL: \_\_\_\_\_  
 CIUDAD: BUCARAMANGA



Carrera 69 N° 17A-96 Bogotá, Colombia  
 PBX: (57-1) 2923636, Fax: (57-1) 2926129  
[www.ramfe.com.co](http://www.ramfe.com.co) [ventas@ramfe.com.co](mailto:ventas@ramfe.com.co)

CTR N°: 67216

Tenemos el gusto de cotizar lo siguiente:

Item	Referencia	Descripción	Eje de salida	Motor		Rel.	rpm salida	Par de salida (Nm)	FS	Cant.	Valor unitario	Valor total
				Pot. HP	Vel. rpm							
1	SB04-112-23-W4095-B3	MOTORREDUCTOR SINFIN CORONA DE PATAS, CON MOTOR WEG DE ALTA EFICIENCIA IE2, 220/440V, IP55.	SOLIDO CON D=40mm	2	1740	23	76	157	1.8	1	2.130.000	2.130.000
<b>SUBTOTAL</b>											2.130.000	
<b>IVA 19%</b>											404.700	
<b>TOTAL</b>											2.534.700	

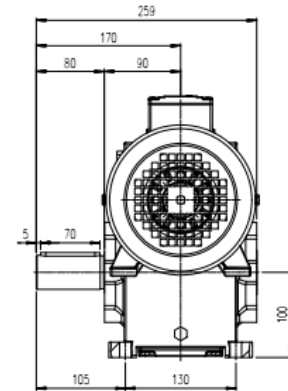
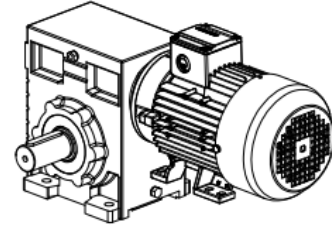
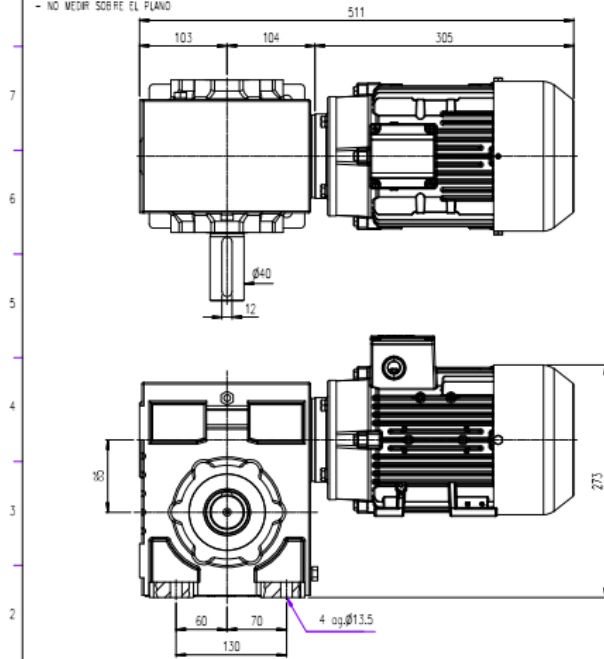
IVA	19%
CONDICIONES DE PAGO:	100% CON EL PEDIDO.
DESPACHO:	5 DIAS HABILES
SITIO DE ENTREGA:	BUCARAMANGA
VALIDEZ DE LA OFERTA:	30 DIAS
GARANTÍA:	UN AÑO

Ing. Alberto Lombana  
 Gerente de ventas  
[alberto.lombana@ramfe.com.co](mailto:alberto.lombana@ramfe.com.co) Cel: 310 - 2946806

BANCO DE BOGOTÁ, CUENTA CORRIENTE: 046-00240-8 A NOMBRE DE INDUSTRIAS RAMFE SAS

LOS PRECIOS DESCRITOS NO INCLUYEN IVA. EN CASO DE ACEPTACIÓN, SU ORDEN DE COMPRA DEBE CITAR: 1. EL NÚMERO CTR DE ESTA COTIZACIÓN. 2. A QUE RAZÓN SOCIAL Y NIT SE DEBE FACTURAR. Visite nuestra página web: [www.ramfe.com.co](http://www.ramfe.com.co)

- 8 - SI TIENE DUDAS PREGUNTE  
 - NO MEDIR SOBRE EL PLANO



SR04-112-X-0090-B.3	ASR0411290	Varios	Varios
DESCRIPCION	CODIGO	MODELO	MATERIAL
UNDS.: mm	I.T.:	DUREZA:	PESO: N/A
	N/A	N/A	
DIBUJAD: Tec. Javier Rojas		REVISO:	FECHA: 02/06/2015
ESC.: 1:5		PLANO No: VPGSR061	HOJA No: 2 / 2



Industrias  
Ramfé

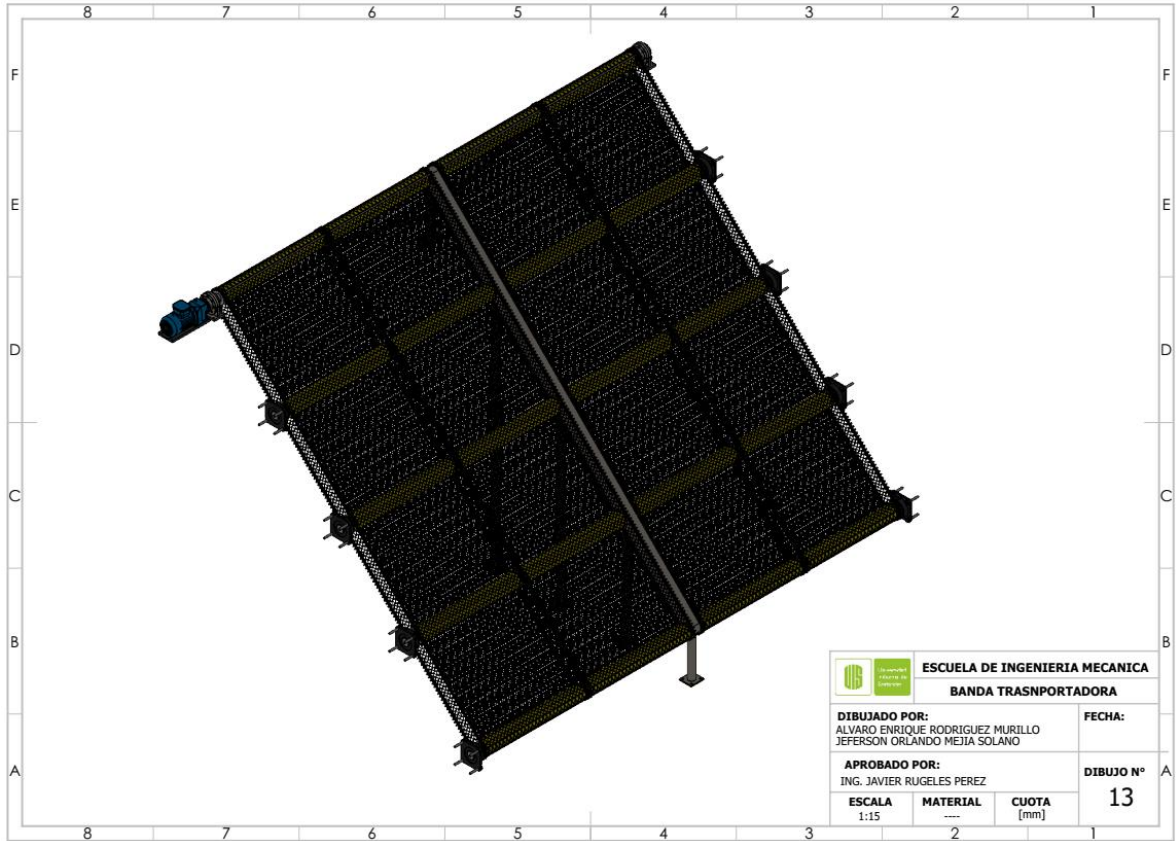


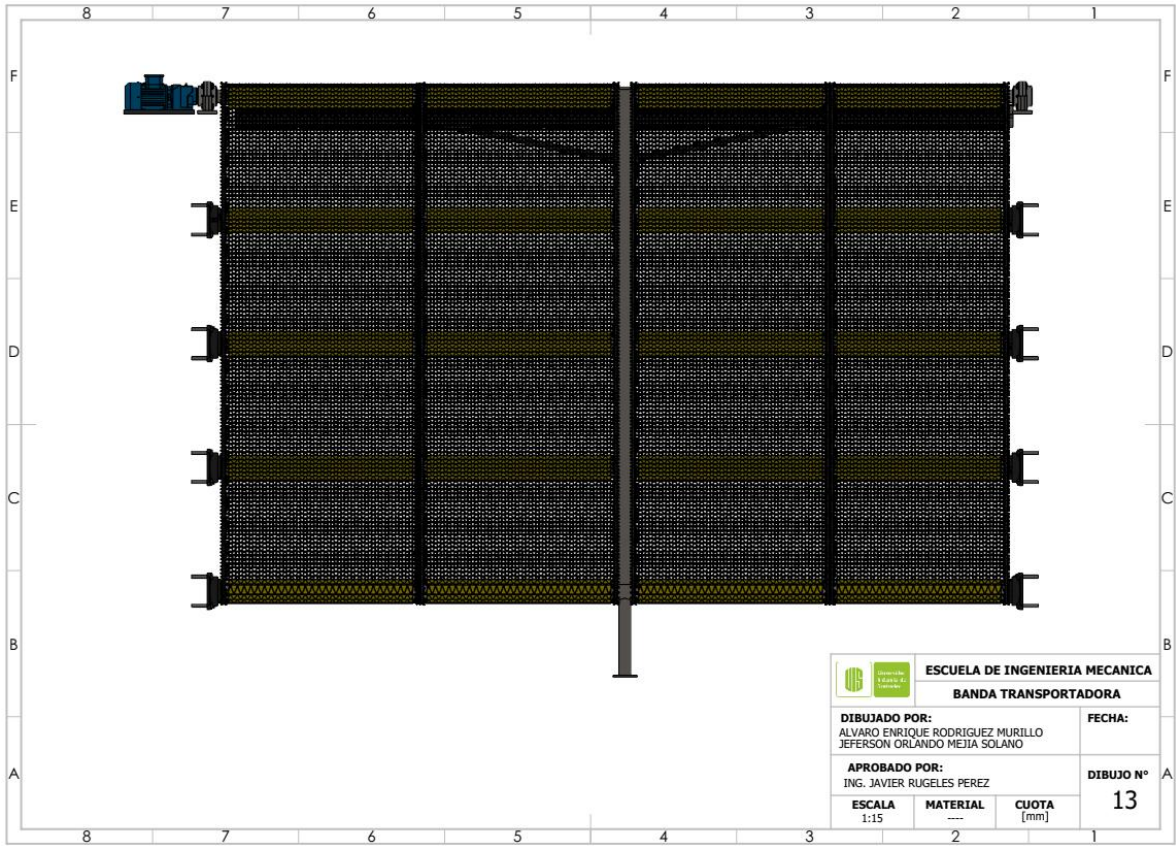
ESC.: 1:5


PLANO No: VPGSR061

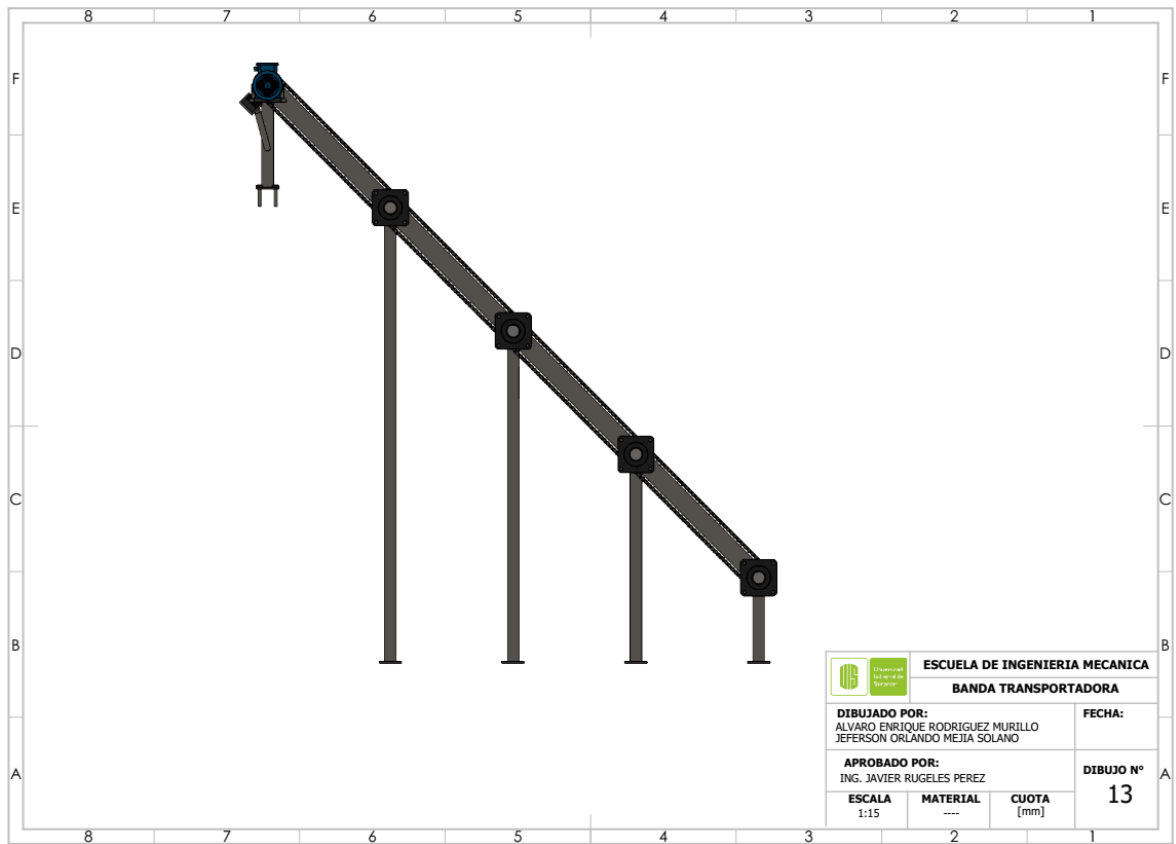
HOJA No: 2 / 2

## ANEXO K. PLANO VISTA GENERAL DEL TRANSPORTADOR

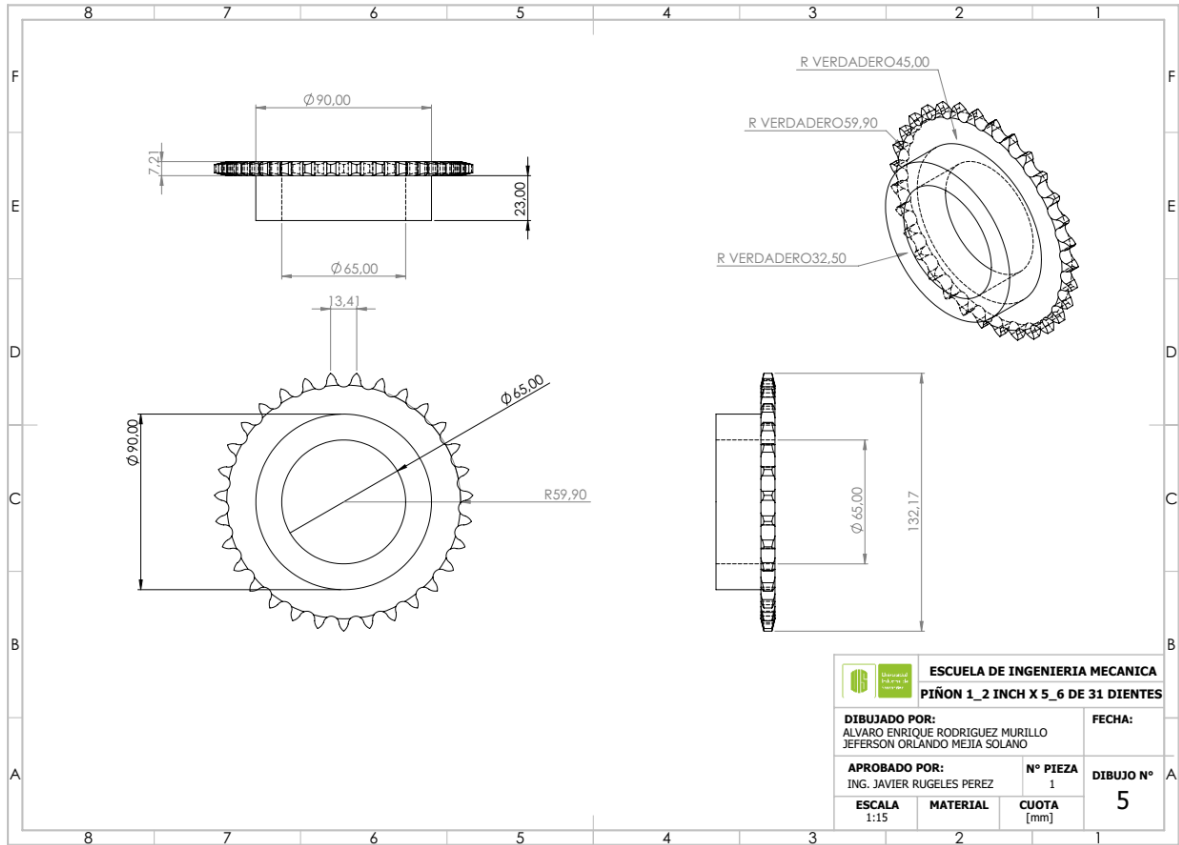





 <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>		
<b>BANDA TRANSPORTADORA</b>		
<b>DIBUJADO POR:</b> ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO JEFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO		<b>FECHA:</b>
<b>APROBADO POR:</b> ING. JAVIER RUGELES PEREZ		<b>DIBUJO N°</b> <b>13</b>
<b>ESCALA</b> 1:15	<b>MATERIAL</b> ---	<b>CUOTA</b> [mm]

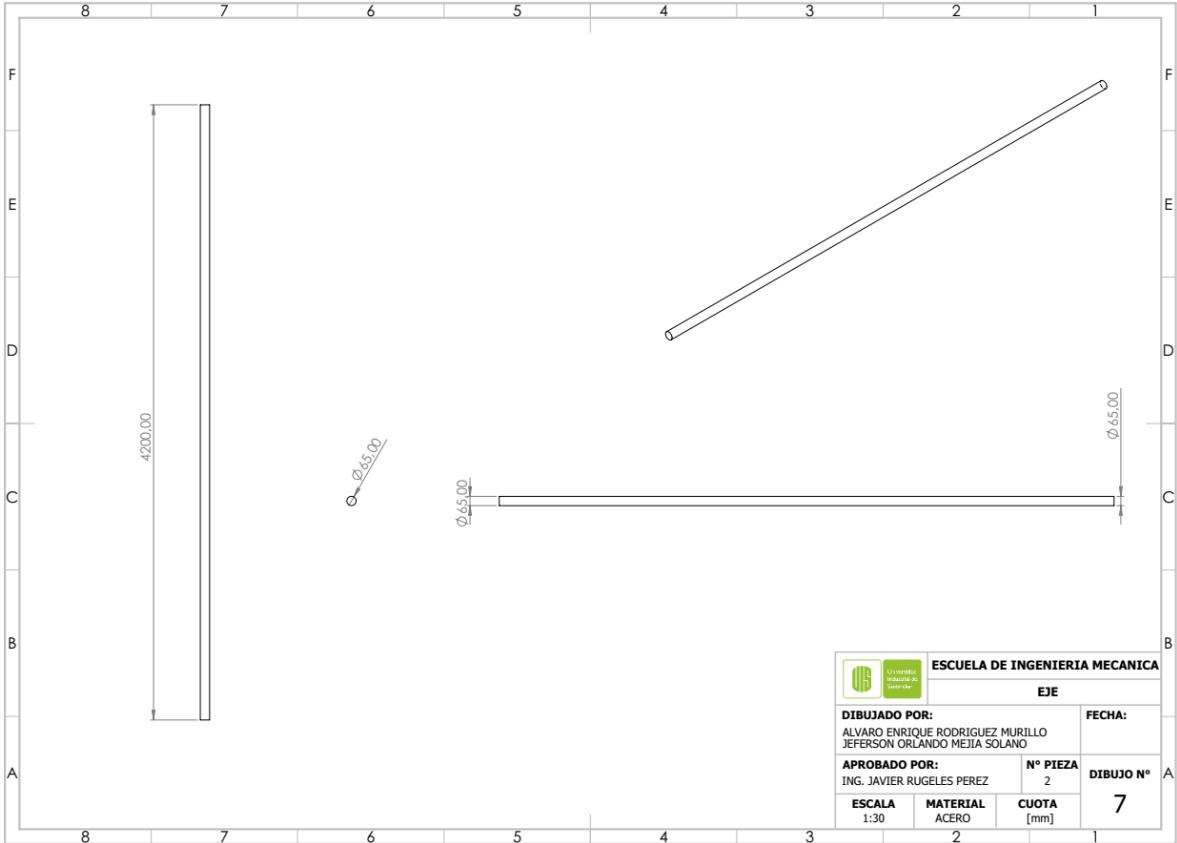


# ANEXO L. PLANO PIÑÓN



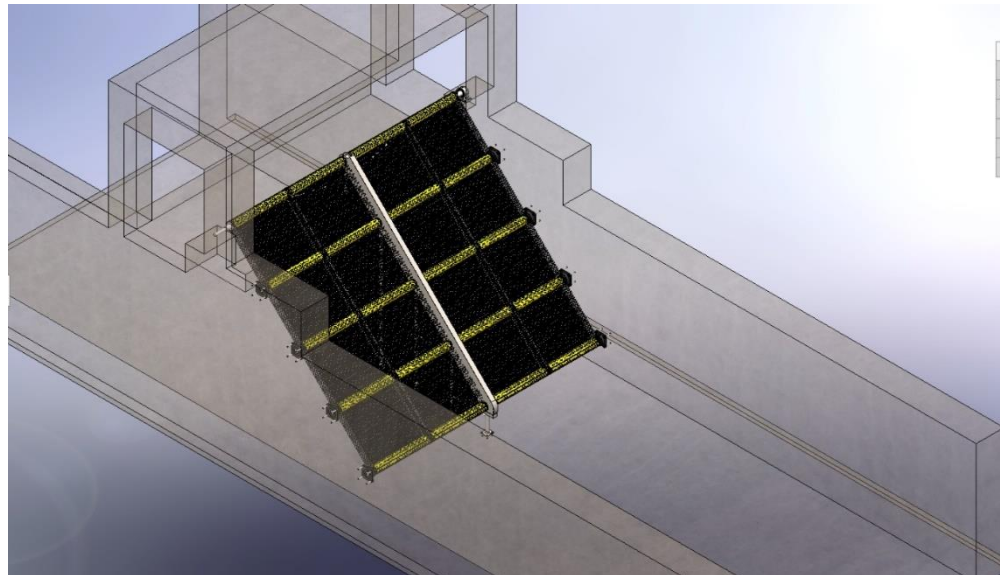
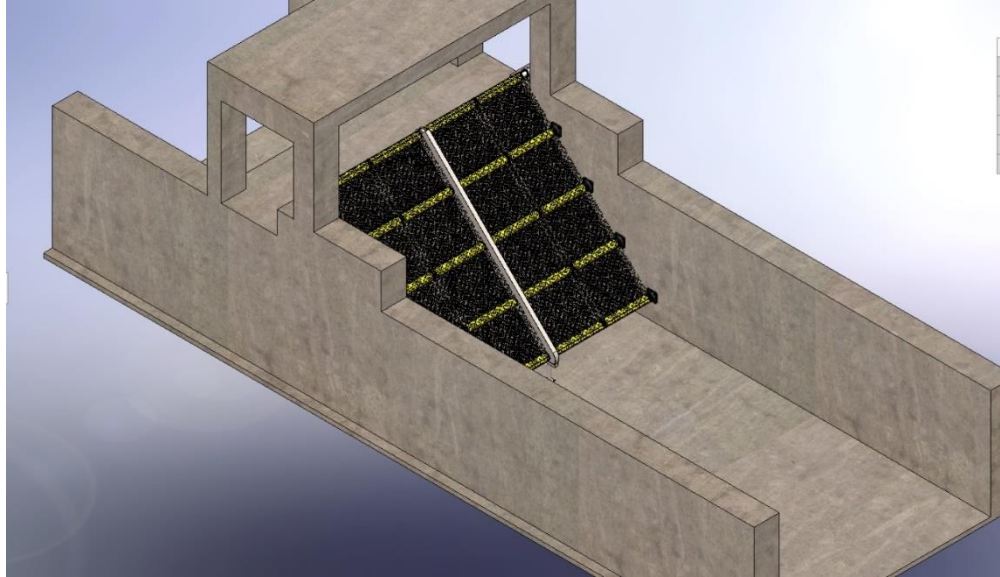
 <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>			
<b>PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES</b>			
<b>DIBUJADO POR:</b> ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO JEFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO		<b>FECHA:</b>	
<b>APROBADO POR:</b> ING. JAVIER RUGELES PEREZ		<b>Nº PIEZA</b> 1	<b>DIBUJO Nº</b> 5
<b>ESCALA</b> 1:15	<b>MATERIAL</b>	<b>CUOTA</b> [mm]	

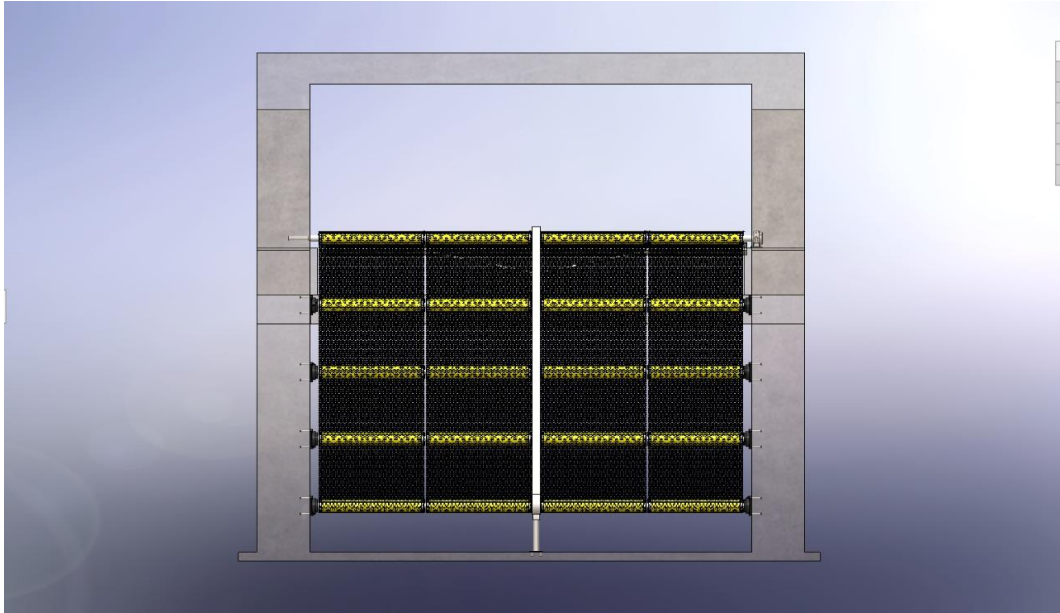
# ANEXO M. PLANO EJES CONDUCIDOS



 <b>ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA</b>		
<b>EJE</b>		
<b>DIBUJADO POR:</b> ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ MURILLO JEFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO		
<b>FECHA:</b>		
<b>APROBADO POR:</b> ING. JAVIER RUGELES PEREZ		
<b>N° PIEZA</b> 2		
<b>DIBUJO N°</b> 7		
<b>ESCALA</b> 1:30	<b>MATERIAL</b> ACERO	<b>CUOTA</b> [mm]

## ANEXO N. MODELO 3D DEL SISTEMA DE LIMPIEZA PROPUESTO





## ANEXO O. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL SOPORTE CENTRAL



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



**Descripción**  
ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y TENSIONES SOBRE LA ESTRUCTURA DE LA MAQUINA

### Simulación de ESTRUCTURA SOPORTE

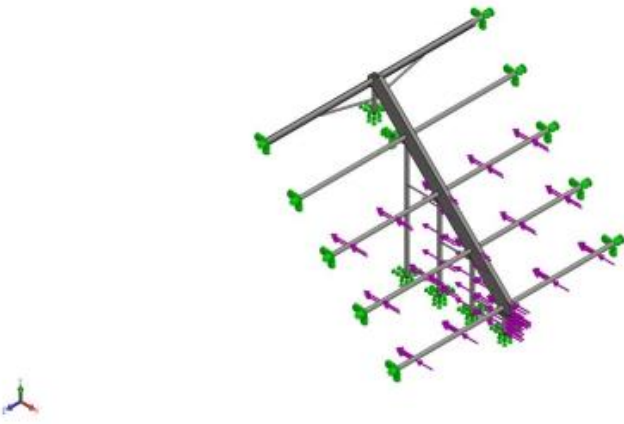
Fecha: viernes, 21 de febrero de 2020  
Diseñador: ALVARO ENRIQUE RODRIGUEZ-JEFERSON ORLANDO MEJIA  
Nombre de estudio: Análisis estático 1  
Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos


Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	4
Unidades .....	4
Propiedades de material .....	5
Cargas y sujeciones .....	6
Definiciones de conector .....	6
Información de contacto .....	7
Información de malla .....	8
Detalles del sensor .....	9
Fuerzas resultantes .....	9
Vigas .....	10
Resultados del estudio .....	11
Conclusión .....	14





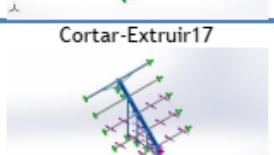
## Suposiciones

## Información de modelo



Nombre del modelo: ESTRUCTURA SOPORTE  
Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
 Saliente-Extruir1	Sólido	Masa: 106,409 kg Volumen: 0,0133011 m <sup>3</sup> Densidad: 8.000 kg/m <sup>3</sup> Peso: 1.042,8 N	C:\Users\Usuario\Desktop\ proyecto\2.0VEJE.SLDPRT Feb 21 18:40:18 2020

	Sólido	<p>Masa:106,409 kg Volumen:0,0133011 m<sup>3</sup> Densidad:8.000 kg/m<sup>3</sup> Peso:1.042,8 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\EJE.SLDPRT Feb 21 18:40:18 2020</p>
	Sólido	<p>Masa:106,409 kg Volumen:0,0133011 m<sup>3</sup> Densidad:8.000 kg/m<sup>3</sup> Peso:1.042,8 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\EJE.SLDPRT Feb 21 18:40:18 2020</p>
	Sólido	<p>Masa:106,409 kg Volumen:0,0133011 m<sup>3</sup> Densidad:8.000 kg/m<sup>3</sup> Peso:1.042,8 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\EJE.SLDPRT Feb 21 18:40:18 2020</p>
	Sólido	<p>Masa:106,409 kg Volumen:0,0133011 m<sup>3</sup> Densidad:8.000 kg/m<sup>3</sup> Peso:1.042,8 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\EJE.SLDPRT Feb 21 18:40:18 2020</p>
	Sólido	<p>Masa:344,479 kg Volumen:0,0430599 m<sup>3</sup> Densidad:8.000 kg/m<sup>3</sup> Peso:3.375,9 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Downloads\SOPORTE CENTRAL(1).SLDPRT Feb 21 18:40:19 2020</p>

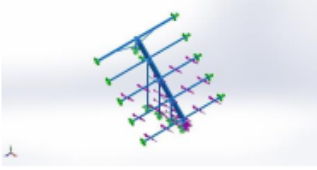
### Propiedades de estudio

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0)

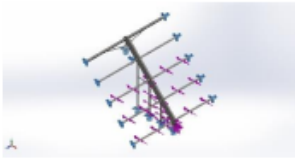
### Unidades

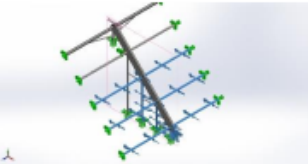
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 304                      Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Criterio de error predeterminado: Desconocido                      Límite elástico: 2,06807e+08 N/m<sup>2</sup>                      Límite de tracción: 5,17017e+08 N/m<sup>2</sup>                      Módulo elástico: 1,9e+11 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de Poisson: 0,29                      Densidad: 8.000 kg/m<sup>3</sup>                      Módulo cortante: 7,5e+10 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de dilatación térmica: 1,8e-05 /Kelvin</p>	<p>Sólido 1(Saliente-Extruir1)(EJE-1),                      Sólido 1(Saliente-Extruir1)(EJE-2),                      Sólido 1(Saliente-Extruir1)(EJE-3),                      Sólido 1(Saliente-Extruir1)(EJE-4),                      Sólido 1(Saliente-Extruir1)(EJE-5),                      Sólido 1(Cortar-Extruir17)(SOPORTE CENTRAL(1)-1)</p>
Datos de curva:N/A		

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 16 cara(s) Tipo: Geometría fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	16.000	1,94408	-0,214985	16.000
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 8 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Alzado Tipo: Aplicar fuerza Valores: -2.000; ---; --- N

### Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

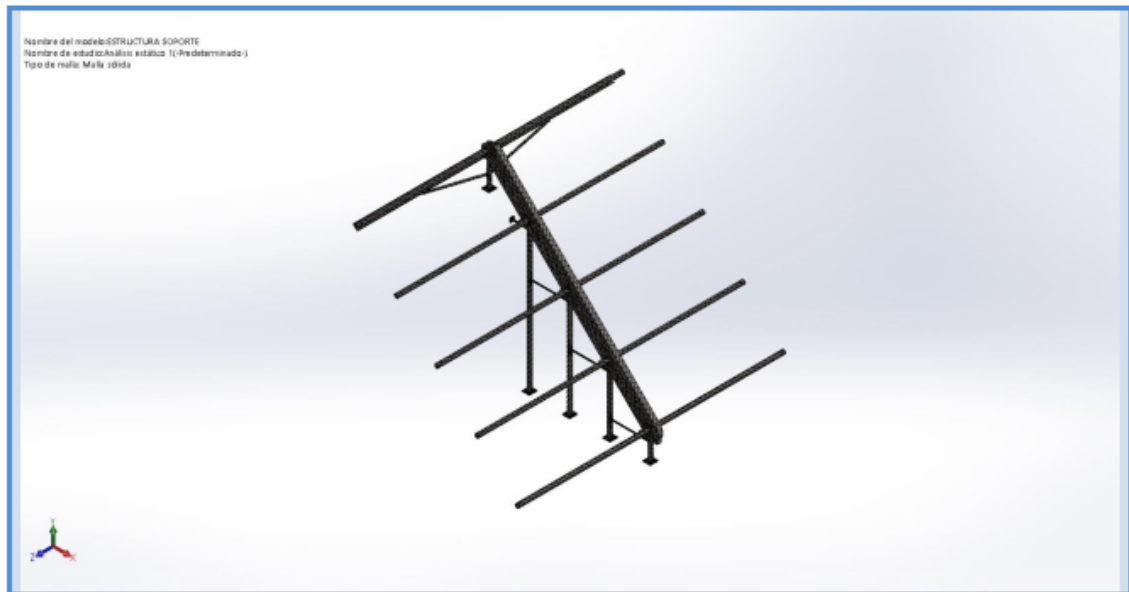
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		<p><b>Tipo:</b> Unión rígida</p> <p><b>Componentes:</b> 1 componente(s)</p> <p><b>Opciones:</b> Mallado compatible</p>

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	68,9255 mm
Tolerancia	3,44627 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible	Desactivar

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	35580
Número total de elementos	16997
Cociente máximo de aspecto	39,432
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	49,5
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	15
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:09
Nombre de computadora:	



### Detalles del sensor

No hay datos

### Fuerzas resultantes

#### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	16.000	1,94408	-0,214985	16.000

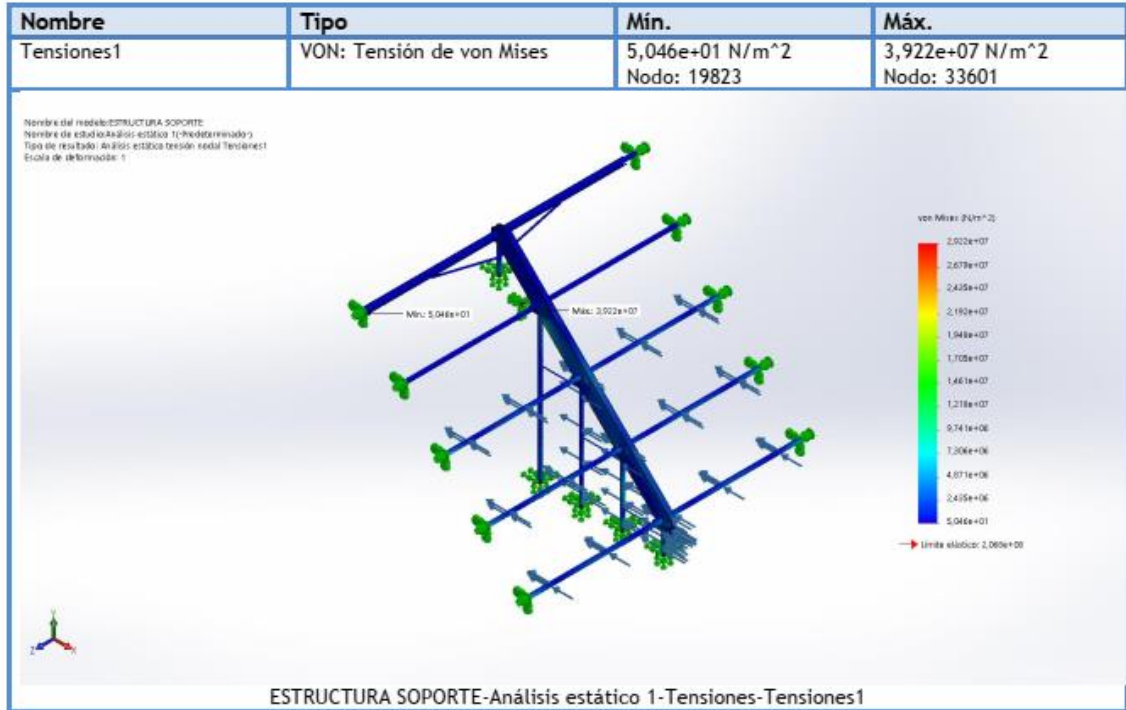
#### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

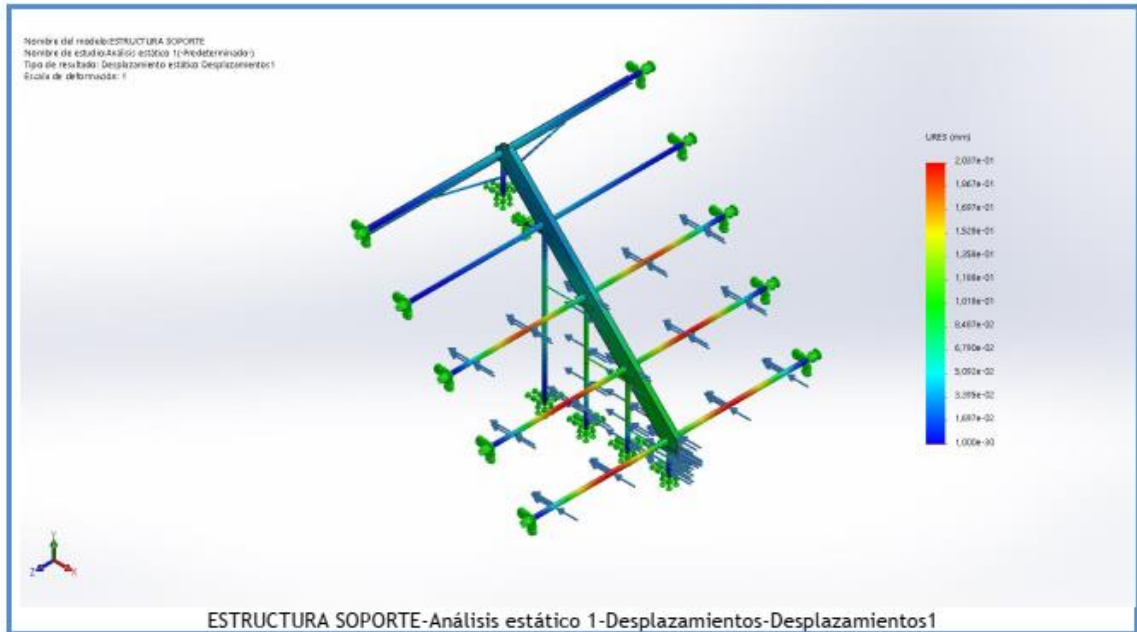


**Vigas**  
No hay datos

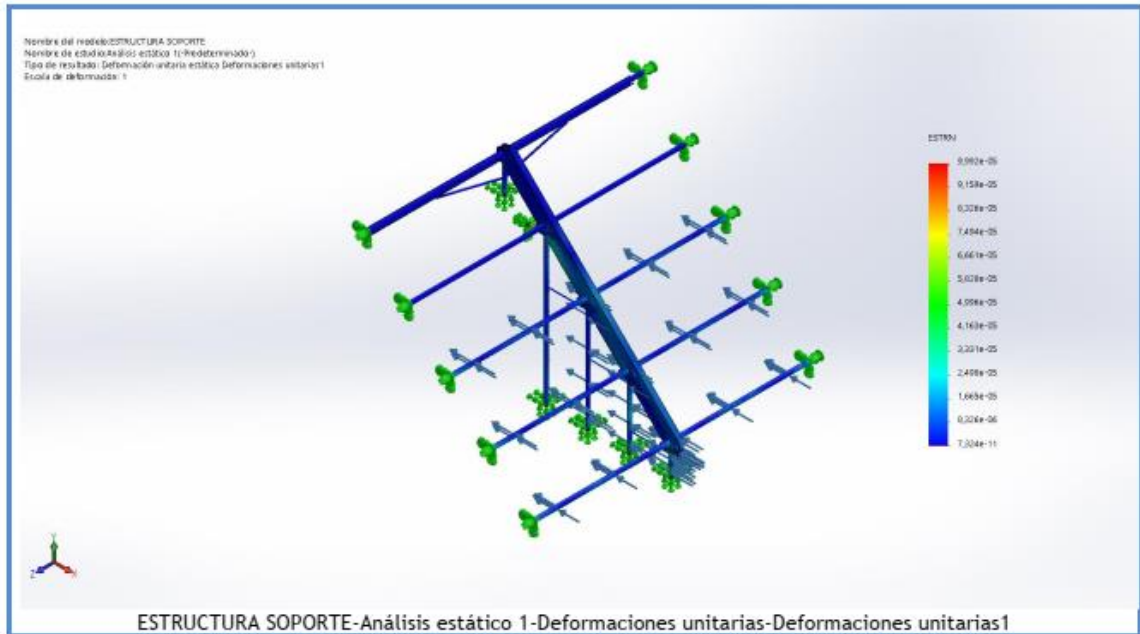
### Resultados del estudio



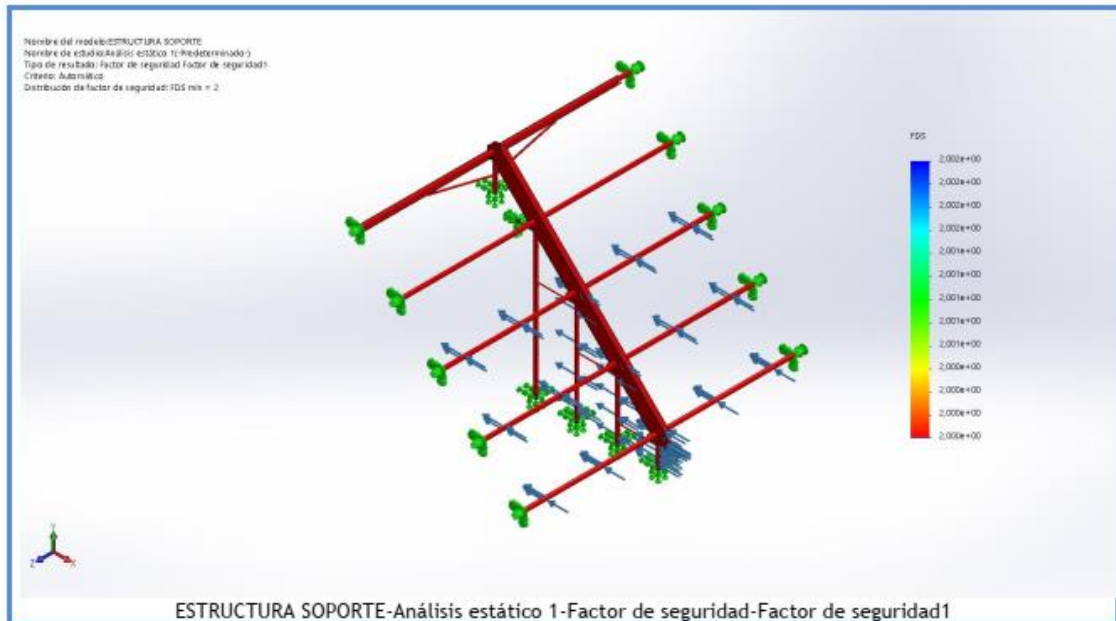
Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00 mm Nodo: 15	2,037e-01 mm Nodo: 11020



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7,324e-11 Elemento: 13564	9,992e-05 Elemento: 12675



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	2,000e+00 Nodo: 1	2,000e+00 Nodo: 1



## Conclusión

## ANEXO P. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL EJE MOTRIZ



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER



**Descripción**  
ANÁLISIS DE ESFUERZOS DE TORSIÓN AL EJE MOTRIZ

### Simulación de sistema de tracción

Fecha: viernes, 21 de febrero de 2020  
Diseñador: ALVARO RODRIGUEZ MURILLO-  
JEFERSON ORLANDO MEJIA SOLANO  
Nombre de estudio: Análisis estático 1  
Tipo de análisis: Análisis estático

#### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Suposiciones .....	2
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	4
Unidades .....	5
Propiedades de material .....	6
Cargas y sujeciones .....	7
Definiciones de conector .....	7
Información de contacto .....	8
Información de malla .....	9
Detalles del sensor .....	10
Fuerzas resultantes .....	10
Resultados del estudio .....	11
Conclusión .....	14








## Suposiciones

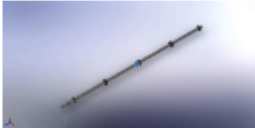
## Información de modelo



Nombre del modelo: sistema de traccion  
 Configuración actual: Predeterminado

Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Redondeo1 	Sólido	Masa: 110,985 kg Volumen: 0,0138731 m <sup>3</sup> Densidad: 8.000 kg/m <sup>3</sup> Peso: 1.087,65 N	C:\Users\Usuario\Downloads\EJE principal.SLDPR Feb 21 19:32:26 2020

 <p>Cortar-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa: 1,0667 kg Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup> Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup> Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDprt Oct 26 22:07:54 2019</p>
 <p>Cortar-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa: 1,0667 kg Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup> Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup> Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDprt Oct 26 22:07:54 2019</p>
 <p>Cortar-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa: 1,0667 kg Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup> Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup> Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDprt Oct 26 22:07:54 2019</p>
 <p>Cortar-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa: 1,0667 kg Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup> Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup> Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDprt Oct 26 22:07:54 2019</p>
 <p>Cortar-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa: 1,0667 kg Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup> Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup> Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDprt Oct 26 22:07:54 2019</p>
 <p>Cortar-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa: 1,0667 kg Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup> Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup> Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDprt Oct 26 22:07:54 2019</p>
 <p>Cortar-Extruir2</p>	Sólido	<p>Masa: 1,0667 kg Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup> Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup> Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDprt Oct 26 22:07:54 2019</p>

<p>Cortar-Extruir2</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa: 1,0667 kg                  Volumen: 0,000135885 m<sup>3</sup>                  Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup>                  Peso: 10,4537 N</p>	<p>C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final\PIÑON 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES.SLDPRT                  Oct 26 22:07:54 2019</p>
--	---------------	---	--



**Propiedades de estudio**

Nombre de estudio	Análisis estático 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (C:\Users\Usuario\Desktop\proyecto\2.0\final)


## Unidades


<b>Sistema de unidades:</b>	Métrico (MKS)
<b>Longitud/Desplazamiento</b>	mm
<b>Temperatura</b>	Kelvin
<b>Velocidad angular</b>	Rad/seg
<b>Presión/Tensión</b>	N/m <sup>2</sup>

### Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 304                      Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Criterio de error predeterminado: Desconocido                      Límite elástico: 2,06807e+08 N/m<sup>2</sup>                      Límite de tracción: 5,17017e+08 N/m<sup>2</sup>                      Módulo elástico: 1,9e+11 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de Poisson: 0,29                      Densidad: 8.000 kg/m<sup>3</sup>                      Módulo cortante: 7,5e+10 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de dilatación térmica: 1,8e-05 /Kelvin</p>	Sólido 1(Redondeo1)(EJE principal-1)
Datos de curva:N/A		
	<p>Nombre: AISI 1045 Acero estirado en frío                      Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal                      Criterio de error predeterminado: Desconocido                      Límite elástico: 5,3e+08 N/m<sup>2</sup>                      Límite de tracción: 6,25e+08 N/m<sup>2</sup>                      Módulo elástico: 2,05e+11 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de Poisson: 0,29                      Densidad: 7.850 kg/m<sup>3</sup>                      Módulo cortante: 8e+10 N/m<sup>2</sup>                      Coeficiente de dilatación térmica: 1,2e-05 /Kelvin</p>	Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-1), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-17), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-20), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-25), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-29), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-3), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-4), Sólido 1(Cortar-Extruir2)(PIÑÓN 1_2 INCH X 5_6 DE 31 DIENTES-5)
Datos de curva:N/A		

### Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 2 cara(s) Tipo: Geometria fija			
<b>Fuerzas resultantes</b>					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	0,0950165	0,0422134	-0,143982	0,177597	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Torsión-1		Entidades: 8 cara(s) Referencia: Cara< 1 > Tipo: Aplicar momento torsor Valor: -15 N.m			

### Definiciones de conector

No hay datos

## Información de contacto

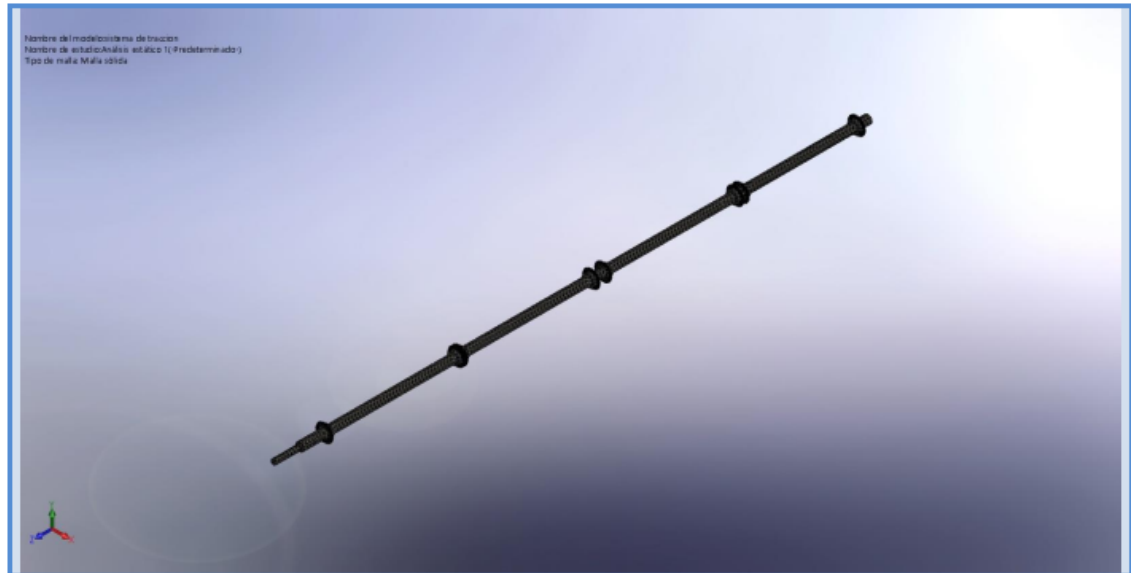
Contacto	Imagen del contacto	Propiedades del contacto
Contacto global		<b>Tipo:</b> Unión rígida <b>Componentes:</b> 1 componente(s) <b>Opciones:</b> Mallado compatible

### Información de malla

<b>Tipo de malla</b>	Malla sólida
<b>Mallador utilizado:</b>	Malla estándar
<b>Transición automática:</b>	Desactivar
<b>Incluir bucles automáticos de malla:</b>	Desactivar
<b>Puntos jacobianos</b>	4 Puntos
<b>Tamaño de elementos</b>	24,6437 mm
<b>Tolerancia</b>	1,23219 mm
<b>Trazado de calidad de malla</b>	Elementos cuadráticos de alto orden
<b>Regenerar la malla de piezas fallidas con malla incompatible</b>	Desactivar

### Información de malla - Detalles

<b>Número total de nodos</b>	46927
<b>Número total de elementos</b>	24372
<b>Cociente máximo de aspecto</b>	21,843
<b>% de elementos cuyo cociente de aspecto es &lt; 3</b>	81,7
<b>% de elementos cuyo cociente de aspecto es &gt; 10</b>	0,591
<b>% de elementos distorsionados (Jacobiana)</b>	0
<b>Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):</b>	00:00:18
<b>Nombre de computadora:</b>	



### Detalles del sensor

No hay datos

### Fuerzas resultantes

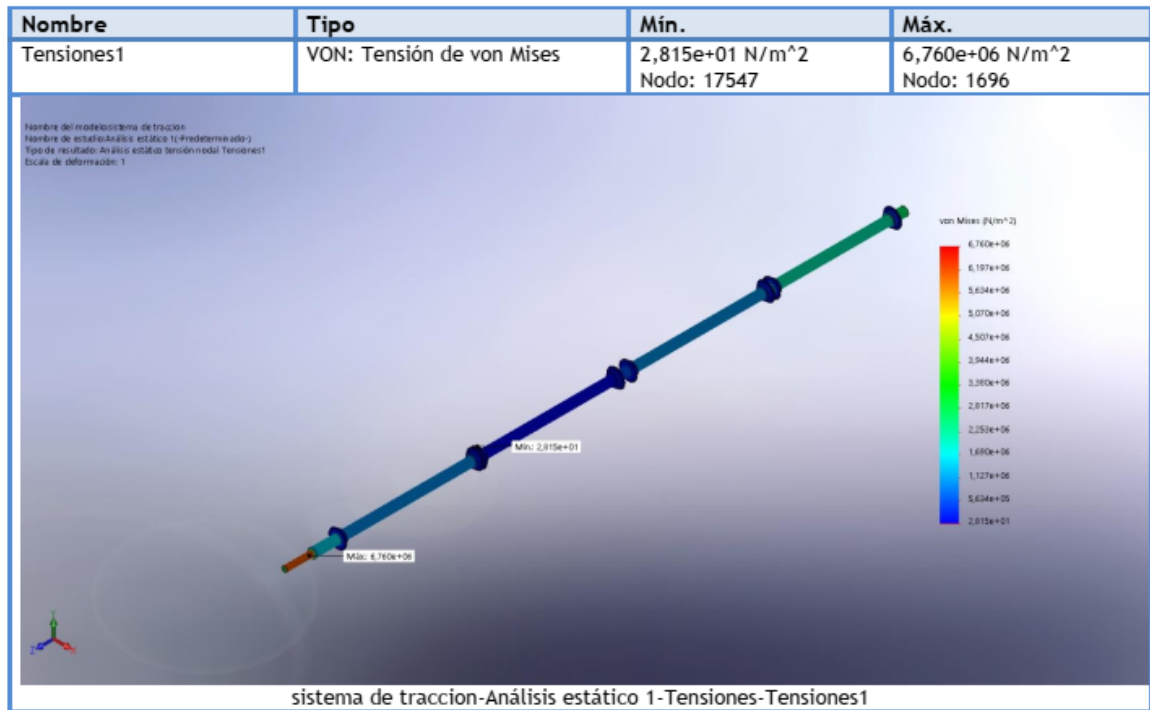
#### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	0,0950165	0,0422134	-0,143982	0,177597

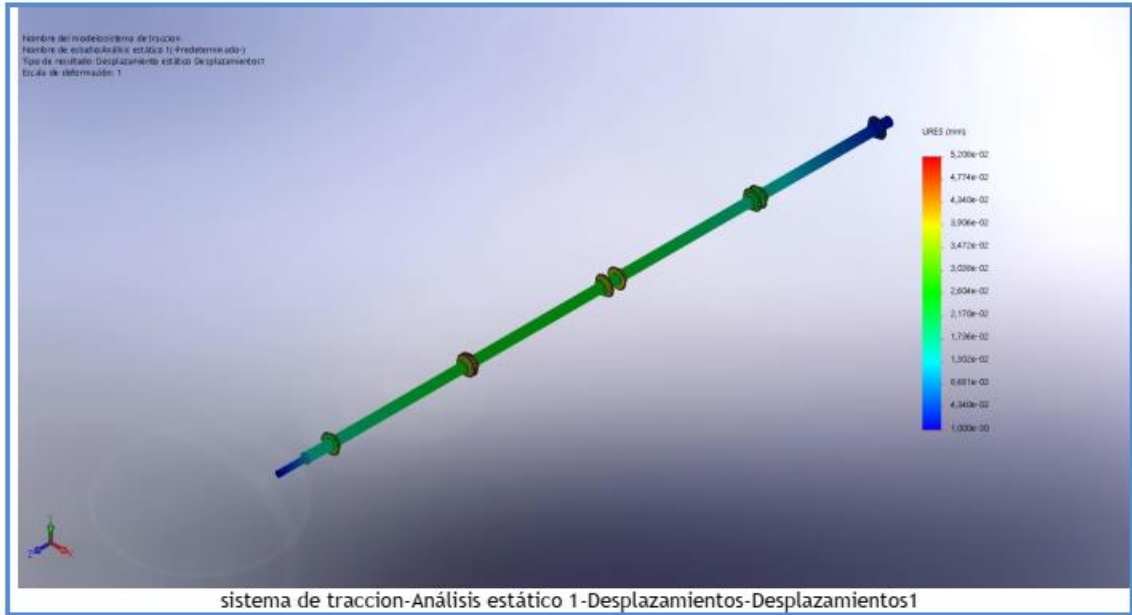
#### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

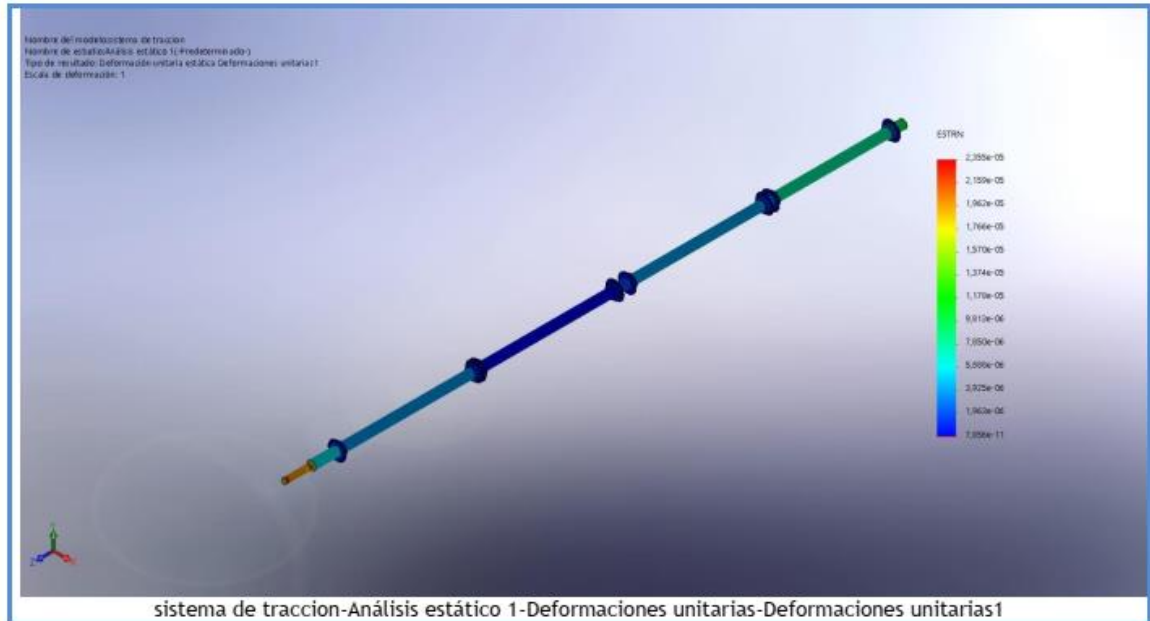
### Resultados del estudio



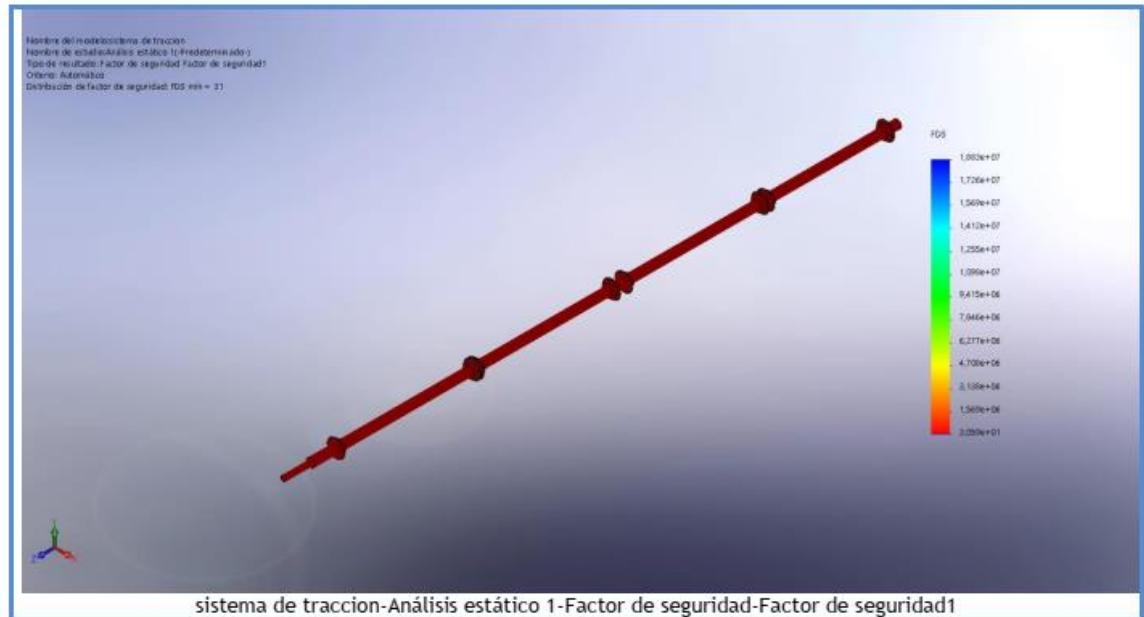
Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0,000e+00 mm Nodo: 807	5,208e-02 mm Nodo: 16472



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	7,856e-11 Elemento: 23067	2,355e-05 Elemento: 3254



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	3,059e+01 Nodo: 1696	1,883e+07 Nodo: 17547



## Conclusión