

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de sistema de transporte por cable para productos agrícolas
cosechados en terreno con pendiente"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Christian Fabian Guerrero Ocampo

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por darme salud e inteligencia, a mis padres, José Guerrero Mariño y Gloria Ocampo Lara, pilares fundamentales en mi vida, ya que con su esfuerzo y sacrificio he podido llegar hasta estas instancias, a mi esposa Melanie Lucin Medina, por su paciencia y apoyo incondicional, a mis hijos, fuentes de inspiración y motivo primordial para la culminación de mi carrera estudiantil.

Al Ing. Ernesto Martínez Lozano por sus contribuciones y guía en este proyecto de graduación.

A la Ing. Carola Sánchez Zurita por su paciencia y excelente colaboración en la realización de este proyecto de graduación.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Christian Fabian Guerrero Ocampo

Ing. Ernesto Martínez Lozano

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Christian Fabian Guerrero Ocampo



Ing. Ernesto Martínez Lozano

RESUMEN

El transporte de productos cosechados en terrenos con pendiente se hace más dificultoso debido al mal estado de los caminos, el peso de la carga y la distancia que se debe recorrer hasta el centro de acopio. Por estos motivos, el presente trabajo tiene como objetivo diseñar un sistema de transporte por cable para el banano de orito y el cacao, que son cosechados en un terreno con pendiente en la finca “Mateo”, ubicada a pocos kilómetros del cantón Caluma, provincia de Bolívar.

Este proyecto se desarrolló en cuatro etapas: investigación, diseño, modelado y prototipo virtual. Además se utilizó la “Guía para el manejo Orgánico del Banano Orito” y la “Guía para Buenas Prácticas en Banano”. Los componentes mecánicos del diseño tales como el sistema motriz, transmisión de potencia, torres de apoyo, garruchas y poleas en torres de apoyo fueron modelados mediante el uso del software Autodesk Inventor CAD. Para este diseño influyó la topografía del suelo, por lo que fue importante establecer su pendiente.

También se analizaron los máximos esfuerzos de los principales elementos del sistema estructural debido a la carga y pendiente, para lo cual se utilizaron diagramas de momento flector de cada componente. Una vez encontrados los máximos esfuerzos en base a los diagramas, se obtuvo los factores de seguridad y se procedió a seleccionar la estructura adecuada. Luego se realizó el análisis del sistema motriz para seleccionar el motor.

Como resultado final del proceso, se obtuvo un diseño que cumple con los requerimientos establecidos en cuanto a funcionalidad, confiabilidad y factibilidad.

Palabras Clave:

Transporte de productos agrícolas, Banano Orito, Cacao, Pendiente, Diseño.

ABSTRACT

The transportation of products harvested on steep slopes is made more difficult due to the bad condition of the roads, the weight of the load and the distance to be traveled to the collection center. For these reasons, the present work aims to design a cable transportation system for banana orito and cacao, which are harvested on a sloping land at the "Mateo" farm, located a few kilometers from the Caluma, province Of Bolivar.

This project was developed in four stages: research, design, modeling and virtual prototype. In addition, the "Guide for the Organic Management of Banana Orito" and the "Guide to Good Practices in Banana" were used. Mechanical design components such as drive system, power transmission, support towers, bearings and pulleys in support towers were modeled using the Autodesk Inventor CAD software. For this design influenced the topography of the soil, so it was important to establish its slope.

We also analyzed the maximum stresses of the main elements of the structural system due to the load and slope, for which we used bending moment diagrams of each component. Once the maximum efforts were found based on the diagrams, the safety factors were obtained and the appropriate structure was selected. The motor system was then analyzed to select the motor.

As a final result of the process, a design was obtained that meets the established requirements in terms of functionality, reliability and feasibility.

Keywords:

Transportation of agricultural products, Banana orito, Cocoa, Pending, Design.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
<i>ABSTRACT</i>	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	VI
SIMBOLOGÍA	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE PLANOS	XI
CAPÍTULO 1	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema.	1
1.2 Objetivo General.....	3
1.3 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Marco teórico	4
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología del Diseño.....	9
2.1 Criterios de Selección.....	11
2.2 Matriz de decisión.....	13
2.3 Metodología de diseño.....	14
2.4 Parámetros de Entrada.....	15
2.4.1 Pendiente del Terreno.....	15
2.4.2 Distribución y altura de las torres de apoyo	16
2.4.3 Velocidad.....	17
2.4.4 Pesos y Cantidad de los Productos a Transportar	18
2.5 Sistema Estructural Sistema Estructural.....	19

2.5.1	Cable Portador	19
2.5.2	Cable Tractor	25
2.5.3	Poleas de tracción, apoyo y desviación	27
2.5.4	Torres de Apoyo.....	35
2.5.5	Análisis de pernos unión entre brazos de apoyo y columna	39
2.5.6	Riel	43
2.5.7	Garrucha	43
2.6	Sistema Motriz	43
2.6.1	Potencia del sistema motriz	43
2.6.2	Análisis de ejes para poleas de tracción, desviación y apoyo.....	48
2.6.3	Acople mecánico	50
2.6.4	Selección de rodamientos para poleas de tracción, desviación y apoyo	51
2.6.5	Estructura de estación de salida y llegada	53
CAPÍTULO 3.....		55
3.	Resultados	55
3.1	Parámetros de entrada	55
3.2	Diseño Estructural.....	60
3.3	Sistema Motriz	88
3.4	Análisis de costos	103
3.5	Cronograma de trabajo.....	112
CAPÍTULO 4.....		113
4.	Discusión y Conclusiones.....	113
4.1	Discusión de resultados.....	113
4.2	Conclusiones	114
4.3	Recomendaciones.....	115
BIBLIOGRAFÍA.....		116

5. Referencias	116
APÉNDICES	118

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
MAGAP	Ministerio de Agricultura, Ganadería, Acuacultura y Pesca
ISO	Organización Internacional de Normalización
INIAP	Instituto Nacional de Investigaciones Agropecuarias
CEN	Comité Europeo de Normalización
UNE	Una Norma Española
OITAF	Organización Internacional de Transporte por Cable
DIN	Instituto Alemán de Normalización
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
AISC	American Institute of Steel Construction

SIMBOLOGÍA

Has	Hectáreas
kg	Kilogramo
km	Kilómetro
N	Newton
kN	Kilonewton
m	Metro
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cúbico
mm	Milímetro
mm ²	Milímetro cuadrado
s	Segundos
h	Horas
min	Minutos
kpsi	Kilo libras por pulgada
kPa	Kilopascal
MPa	Megapascal
GPa	Gigapascal
HP	Horse Power (caballos de fuerza)
kW	Kilovatios
W	Vatios
RPM	Revoluciones por minuto
rad	Radianes
N-m	Newton – metro
kN-m	Kilonewton – metro
m/min	Metro por minuto
m/s	Metro por segundo
kg-m/s	Kilogramo – metro por segundo
kg/m	Kilogramo por metro
kg/m ²	Kilogramo por metro cuadrado

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Traslado del banano orito	2
Figura 1.2 Transporte del cacao	2
Figura 1.3 Representación de un sistema bicable	4
Figura 1.4 Esquema del funicular	5
Figura 1.5. Esquema de teleférico de vaivén	6
Figura 1.6 Esquema de teleférico de movimiento continuo	7
Figura 1.7. Esquema de teleférico de movimiento intermitente	7
Figura 1.8. Sistema de cable vía para transporte de productos.....	8
Figura 2.1 Esquema de sistema de vaivén con rodete	10
Figura 2.2 Esquema de sistema continuo con poleas.....	11
Figura 2.3 Metodología de diseño.....	14
Figura 2.4 Secciones para toma de datos en la finca	16
Figura 2.5 Esquema de distribución de las torres en la sección 2	17
Figura 2.6 Pesaje del banano orito	18
Figura 2.7 Pesaje del cacao	18
Figura 2.8 Factores de seguridad recomendados en diferentes aplicaciones	20
Figura 2.9 Relación entre resistencia a la fatiga y a la abrasión	21
Figura 2.10 Diagrama del cable con apoyos a desnivel.....	22
Figura 2.11 Esquema para longitud máxima del cable	24
Figura 2.12 Diagrama de fuerzas del cable tractor	26
Figura 2.13 Esquema de la polea	27
Figura 2.14 Diagrama rotura por fatiga vs. Numero de ciclos de flexión.....	30
Figura 2.15 Dimensiones de la llanta de soporte del cable.....	30
Figura 2.16 Diagrama de cuerpo libre de la polea de tracción.....	32
Figura 2.17 Esquema de la torre de apoyo.....	35
Figura 2.18 Diagrama de cuerpo libre del apoyo	36
Figura 2.19 Placa soporte.....	39
Figura 2.20 Placa soporte para un brazo.....	40
Figura 2.21 Diagrama de fuerzas en pernos cargados excéntricamente.....	40

Figura 2.22 Eje de tracción	48
Figura 2.23 Diagrama de cuerpo libre del eje de tracción.....	48
Figura 2.24 Estructura de estación de salida y llegada.....	54
Figura 3.1 Perfil del terreno	55
Figura 3.2 Distribución de torres	57
Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre del brazo de soporte	73
Figura 3.4 Diagrama de la columna	77
Figura 3.5 Diagrama de fuerza en la viga	79
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de la placa	80
Figura 3.7 Diagrama de fuerzas en pernos cargados excéntricamente.....	80
Figura 3.8 Diagrama de pernos sometidos a cortante puro	84
Figura 3.9 Diagrama de pernos en la placa	84
Figura 3.10 Placa base del brazo de apoyo del cable portador	85
Figura 3.11 Esfuerzo máximo en el riel de las torres de desviación	86
Figura 3.12 Esfuerzo máximo en el riel de retorno	87
Figura 3.13 Garrucha para transporte de productos agrícolas	88
Figura 3.14 Disposición de la estructura de soporte	89
Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre del eje de tracción.....	94
Figura 3.16 Dimensiones del eje de tracción	95
Figura 3.17 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje de tracción	95
Figura 3.18 Esquema de la estructura de estación de salida	103
Figura 3.19 TIR y VAN para la inversión del sistema de transporte por cable	110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Matriz de ponderación.....	13
Tabla 2.2 Matriz de decisión	13
Tabla 2.3 Factor de seguridad para selección de acoples.....	51
Tabla 3.1 Resultados de cada sección	56
Tabla 3.2 Tabla de medidas de cada tramo.....	57
Tabla 3.3 Pesos de racimos de banano.....	59
Tabla 3.4 Pesos de baldes con cacao	59
Tabla 3.5 Características del cable.....	60
Tabla 3.6 Selección del diámetro del cable en tramo T12 – T13	63
Tabla 3.7 Selección del diámetro del cable en tramo T10– T11	63
Tabla 3.8 Características del cable.....	65
Tabla 3.9 Diámetros de la polea de apoyo	71
Tabla 3.10 Datos de cables de acero	72
Tabla 3.11 Esfuerzos máximos y factores de seguridad en placas	85
Tabla 3.12 Coeficiente de fricción para rodamientos.....	88
Tabla 3.13 Modulo de elasticidad para cables de acero	90
Tabla 3.14 Momentos de inercia de poleas	91
Tabla 3.15 Torque de arranque en poleas.....	92
Tabla 3.16 Factores de servicios recomendados.....	93
Tabla 3.17 Resultado de análisis estático y dinámico del eje de tracción.....	99
Tabla 3.18 Dimensiones de ejes de desviación y apoyo	99
Tabla 3.19 Modelo y factor de seguridad de rodamientos	102
Tabla 3.20 Costo de materiales del sistema estructural	104
Tabla 3.21 Costo de ensamblaje y montaje del sistema estructural	105
Tabla 3.22 Costo de componentes del sistema motriz	105
Tabla 3.23 Costo de montaje del sistema motriz	106
Tabla 3.24 Costos totales	106
Tabla 3.25 Ingresos anuales.....	108
Tabla 3.26 Egresos anuales	109
Tabla 3.27 Flujo de efectivo neto	109

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Sistema de transporte por cable
PLANO 2	Estación de llegada
PLANO 3	Base estructural
PLANO 4	Riel salida
PLANO 5	Eje motriz
PLANO 6	Polea de tracción
PLANO 7	Torre de apoyo
PLANO 8	Columna
PLANO 9	Polea de apoyo
PLANO 10	Eje para polea de apoyo
PLANO 11	Brazo para cable tractor
PLANO 12	Brazo para cable portante
PLANO 13	Placa para doble soporte
PLANO 14	Torre de un brazo
PLANO 15	Columna
PLANO 16	Placa para un soporte
PLANO 17	Torre de desviación
PLANO 18	Brazo para desvío del cable tractor
PLANO 19	Riel
PLANO 20	Brazo para desvío del cable portante
PLANO 21	Polea de desviación
PLANO 22	Estación de salida
PLANO 23	Eje de tracción

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema.

El desarrollo de maquinaria agrícola en el país se ha visto descuidado en los últimos años debido al poco conocimiento sobre los procedimientos de las actividades de producción tales como sembrío, cosecha y transporte. Por este motivo se realiza un estudio de campo en la finca “Mateo”, localizada en la comunidad Tablas de la Florida, perteneciente al cantón Chimbo de la provincia de Bolívar, con el fin de obtener los diferentes parámetros y requerimientos necesarios para efectuar óptimamente dichas actividades.

La mencionada finca cuenta con 10 hectáreas, de las cuales 8 están destinadas al cultivo de banano orito y 2 al cacao. Esta se encuentra en un terreno de topografía irregular, de mayor o menor altitud con respecto al suelo. Por otro lado, los caminos son resbaladizos, dificultosos y peligrosos, debido a las características del suelo y al clima subtropical de la zona, afectando el transporte y la calidad de la fruta cosechada.

Cabe recalcar que en este tipo de fincas el transporte de la fruta cosechada es manual, esto significa que los racimos de banano orito son trasladados por una persona hacia la empacadora, el cual carga 3 racimos por viaje, con un peso promedio de 27 kg, realizando 15 viajes diarios. Esta actividad se la efectúa en 4 días a la semana durante el año. En la Figura 1.1 se observa la manera como se lleva a cabo esta labor.



Figura 1.1 Traslado del banano orito

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, el transporte del cacao se realiza luego de haber recolectado las almendras en baldes. Estas son llevadas hacia el centro de acopio, alternándose las personas que cargan el producto, pues debido al peso y al complejo traslado puede ser susceptible de pérdida. Se transporta 2 baldes con un peso promedio total de 45 kg, efectuando 20 diariamente. El tiempo que lleva realizar la cosecha es de 4 días, y se reinicia nuevamente esta actividad después de 15 días, desde el mes de Mayo hasta Septiembre. En la Figura 1.2 se muestra la manera de ejecutar esta labor.



Figura 1.2 Transporte del cacao

Fuente: Elaboración propia

Estas actividades exponen a peligros potenciales de lesiones al personal de trabajo, ya que tanto el hombre como la mujer trasladan cargas fuera de los límites especificados en la Norma Técnica Ecuatoriana INEN-ISO 11228-

1:2014, la cual establece un peso máximo de 25 kg para hombres, y 12.5 kg para mujeres. Además, señala que los riesgos de lesiones corresponden a factores tales como la postura de trabajo y el tamaño del elemento, así como también de la frecuencia y duración de su manipulación manual.

Es así que el presente proyecto se orienta al transporte de los productos cosechados, y a su vez se detalla el proceso de diseño de un sistema para dicha labor, en terrenos con pendiente, con la finalidad de mantener la calidad de la fruta y disminuir el trabajo generado por los pequeños y medianos agricultores en las diversas tareas que se requieren para la movilización de sus productos, aumentando la eficiencia, disminuyendo tiempos de traslado de los productos, y con ello los costos.

1.2 Objetivo General

Diseñar un sistema de transporte por cable en la finca Mateo para el traslado de banano orito y cacao, desde sitios lejanos de la plantación hasta el centro de acopio, considerando que el terreno es de gran pendiente con caminos de difícil acceso.

1.3 Objetivos Específicos

- ✓ Determinar la pendiente del terreno.
- ✓ Determinar los componentes principales del nuevo sistema para el transporte de productos agrícolas.
- ✓ Diseñar y calcular las estructuras de las torres de apoyo, poleas, sistema motriz y transmisión de potencia.
- ✓ Usar materiales y equipos disponibles en el mercado nacional.
- ✓ Determinar el costo del proyecto.

1.4 Marco teórico

Transporte por cable

En este sistema de transporte, por lo general, se emplean cables metálicos, como se muestra en la Figura 1.3, situados a lo largo del recorrido efectuado, bien para construir la vía de circulación de los vehículos o para transmitir a los mismos un esfuerzo motor o frenante.

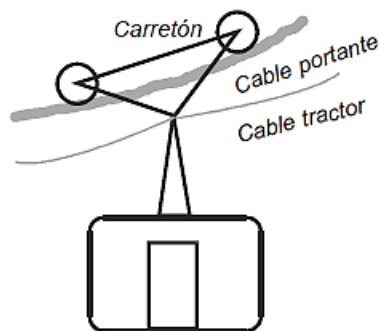


Figura 1.3 Representación de un sistema bicable

Fuente: Alonso Orro, Margarita Novales, Miguel Rodríguez. Transporte por cable

Los tipos de cables que se utilizan en este tipo de transporte son:

- **Cable Portante o Carril:** Constituye la vía de circulación y soporta la carga.
- **Cable Tractor o de Tracción:** Transmite la fuerza para el movimiento.

Se presenta 3 tipos de sistemas usados comúnmente en terrenos con pendiente, los cuales son: funicular, teleférico y cable vía. Los términos que se usan para explicar el funcionamiento de cada uno de estos sistemas se los define a continuación:

- **Bicables:** Término que se utiliza dependiendo del funcionamiento de los cables utilizados en el transporte.

- **Movimiento de vaivén:** El vehículo se mueve en el mismo cable hacia adelante y atrás entre los puntos de destino.
- **Movimiento continuo:** El vehículo se mueve a velocidad constante.
- **Movimiento intermitente:** El vehículo se mueve a velocidad variable, también conocido como pulsante.
- **Unión permanente y temporal:** La permanente sujeta de manera fija el vehículo al cable tractor, mientras que la temporal lo sujeta mediante un mecanismo de acople y desacople en el cable tractor.

Funicular

Está constituido por 2 vehículos con movimiento de vaivén que se deslizan sobre carriles en una misma vía, salvo en el punto medio, donde se bifurcan para que puedan pasar al mismo tiempo, y están unidos entre sí por uno o más cables tractores que se envuelven en un carrete, el cual imprime velocidad en el sistema. El cable se adapta al trazado apoyándose en las poleas de línea, distribuidas a lo largo de la parte central de la vía, encontrándose revestidas con goma para evitar el rozamiento y desgaste. Existen 2 tipos de poleas de línea: las verticales, que se emplean en las alineaciones rectas; y las inclinadas o de desviación, que permiten los giros de los cables en las curvas. La cadena cinemática está constituida por motores de accionamiento, reductor, eje motriz, polea tractora, vertical y de desviación. En la Figura 1.4 se muestra un esquema para este tipo de sistema.

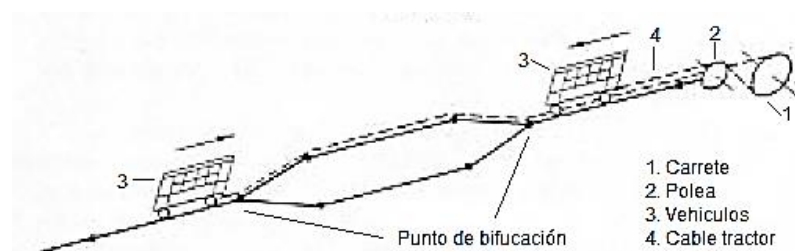


Figura 1.4 Esquema del funicular

Fuente: Alonso Orro, Margarita Novales, Miguel Rodríguez. Transporte por cable

Teleférico

En este tipo de sistemas se destacan los de movimiento de vaivén, continuo e intermitente, los mismos que están constituidos por bicables.

El teleférico de vaivén puede ser simple o doble, esto depende de que si el sistema tiene una o dos unidades de transporte. Si existen dos vehículos, se requiere dos cables portadores para obtener el movimiento de vaivén. Su capacidad depende de la velocidad y la longitud a recorrer. En la Figura 1.5 se observan los componentes de este sistema.

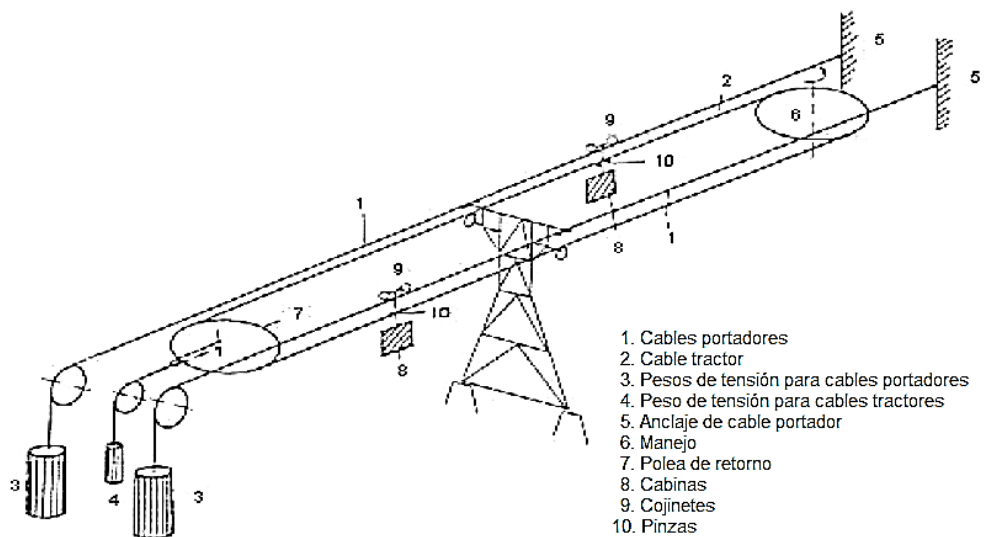


Figura 1.5. Esquema de teleférico de vaivén

Fuente: Alonso Orro, Margarita Novales, Miguel Rodríguez. Transporte por cable

Por otro lado, en el teleférico de movimiento continuo el número de vehículos es mayor a dos, por lo que hacen el recorrido de manera distanciada entre ellos, desplazándose a una velocidad uniforme, unidos al cable tractor de manera temporal; en este caso, la carga y descarga de los materiales se los realiza mientras se encuentra en movimiento. En la Figura 1.6 se observa en los diferentes componentes del teleférico de movimiento continuo.

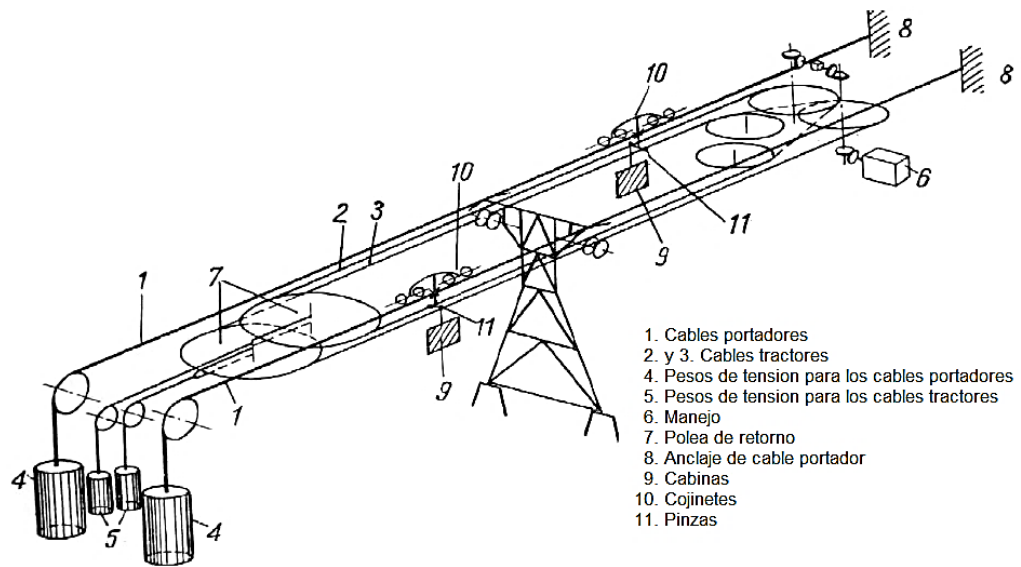


Figura 1.6 Esquema de teleférico de movimiento continuo

Fuente: Alonso Orro, Margarita Novales, Miguel Rodríguez. Transporte por cable

Mientras que en el teleférico de movimiento intermitente, el movimiento del cable tractor es pulsante, lo cual permite la entrada y salida de personas. Este sistema requiere de estructuras simples y la capacidad de carga es similar al de vaivén. En la figura 1.7 se muestran los componentes de este sistema.

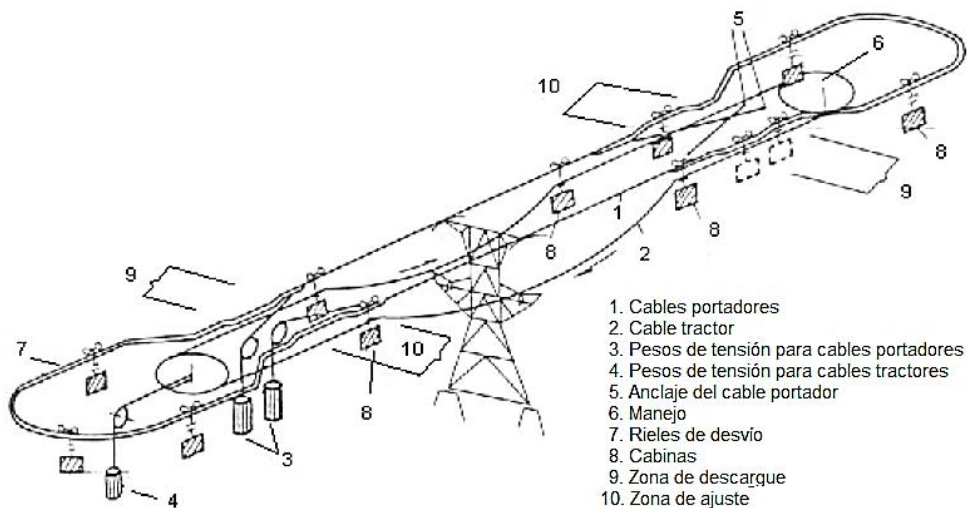


Figura 1.7. Esquema de teleférico de movimiento intermitente

Fuente: Alonso Orro, Margarita Novales, Miguel Rodríguez. Transporte por cable

Cable Vía

Es un sistema muy utilizado para garantizar la calidad y transporte del producto. Existen diseños especiales según el cultivo, pero su principio de funcionamiento es el mismo. También es utilizado en el traslado de equipos, insumos y materiales agrícolas. Es empleado en terrenos llanos o planos; en caso de existir una pendiente, este debe de ser menor al 2%, y en favor de la dirección del viaje. Su infraestructura está conformada por elementos estructurales y por un sistema de cable portadores que puede ser simple o doble, por donde ruedan las garruchas distanciadas por los separadores formando un convoy. Dependiendo de la cantidad de carga que se deba transportar, se puede usar un operario para empujar el convoy o un tractor aéreo, desde el campo hasta el punto de descargue (Fontanilla D. & Castiblanco, 2009).

En el siguiente gráfico (Figura 1.8), se muestra un ejemplo de la instalación del sistema del cable vía para el transporte de productos, señalando cada uno de los componentes que la conforman.

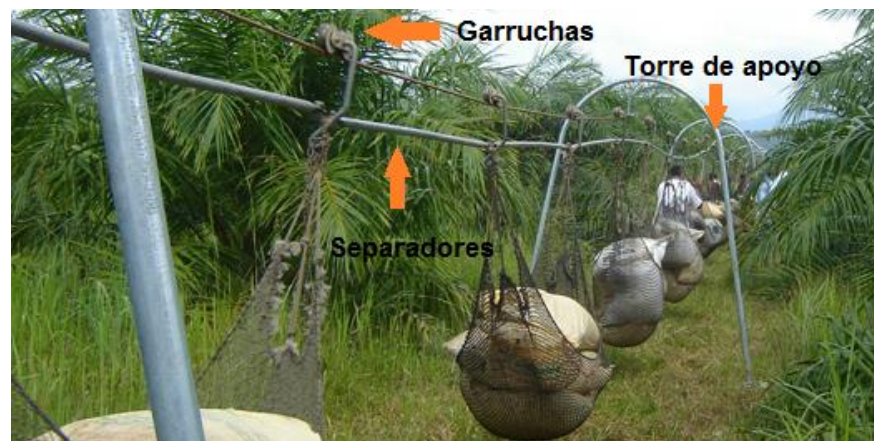


Figura 1.8. Sistema de cable vía para transporte de productos

Fuente: Soluciones para cables vías S.A.S, 2011

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

En el presente capítulo se analizan alternativas de diseño que cumplan con los objetivos, requerimientos y restricciones del presente proyecto, además de que sean económicamente factibles, admisibles y viables. Posteriormente, dichas soluciones se valoran y comparan por medio de una ponderación de criterios de selección, y se elige aquella que resulte más conveniente por medio de una matriz de decisión. También se muestra un esquema de la metodología de diseño, el cual es un guía para el desarrollo de la alternativa seleccionada, proporcionando de esta manera una idea clara y general del diseño que permite solucionar el problema planteado, además de entender la configuración y funcionamiento de sus sistemas y subsistemas.

Se seleccionaron dos alternativas distintas, las cuales son un complemento entre el cable vía y el teleférico (Sección 1.3). Ambas tienen el mismo principio de funcionamiento, pero difieren en la configuración del sistema motriz, en el mecanismo de soporte del cable portador, cable tractor y en el sistema de acoplamiento de las garruchas o convoy. A continuación se detalla cada una de las alternativas de diseño consideradas.

- ✓ **Alternativa 1:** Sistema de vaivén con rodete.
- ✓ **Alternativa 2:** Sistema continuo con poleas.

La alternativa 1, como se puede observar en la Figura 2.1, consiste de un sistema bicable, con un cable portador y un cable tractor, de movimiento bidireccional e intermitente. Además, este diseño utiliza un motor eléctrico, el mismo que se encuentra acoplado a un rodete, en el cual se envuelve el cable tractor, mientras que el cable portador es asegurado en torres simples o pórticos equidistantes por medio de abrazaderas, que se encuentra en un gancho tipo J que cuelga de dichas torres, así como también se encuentran asegurados los puntos de inicio y final de dichos cables en las llamadas torres terminales.

Las garruchas se agrupan al cable portador y se separan entre sí mediante palillos o separadores formando un convoy, éstas se trasladan por el cable portador mediante ruedas metálicas, para que la carga posteriormente sea transportada al centro de acopio. Este diseño puede ascender y descender paralelamente al suelo sólo en diferencias de alturas constantes. Cuenta con la desventaja de esperar un determinado tiempo para la descarga del producto, y posteriormente enviar el convoy al punto de partida.

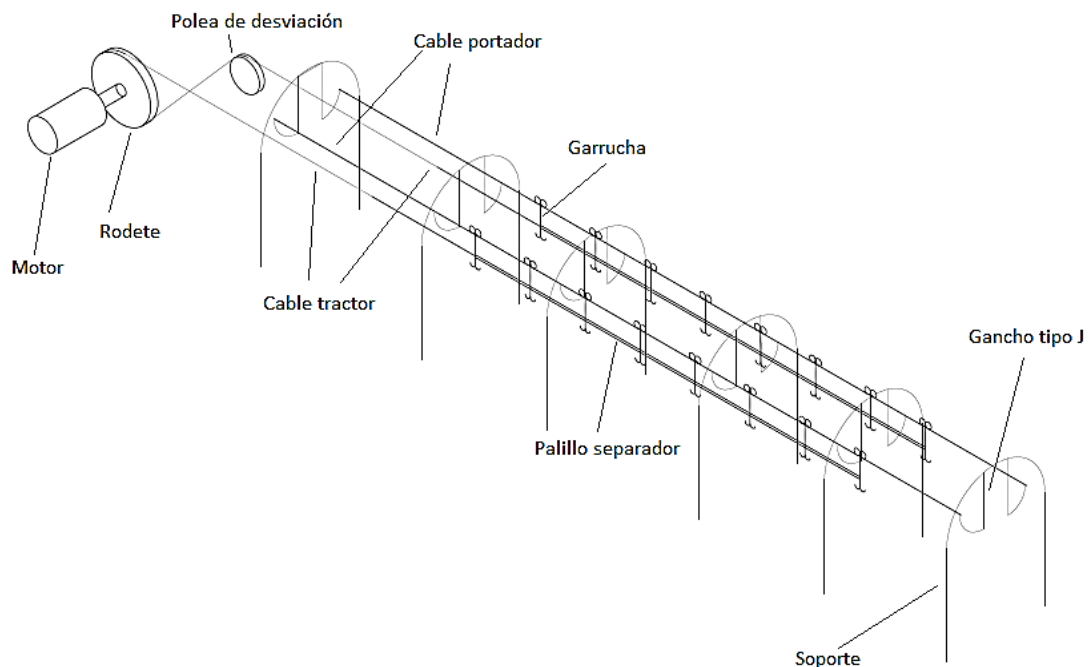


Figura 2.1 Esquema de sistema de vaivén con rodete

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 2.2 se observa un esquema de la alternativa 2, la cual está conformada por un sistema de bicable unidireccional de movimiento continuo, en el que se usa un motor eléctrico, además de usar principalmente poleas, por lo que no es necesario el uso de rodete.

Al ser de movimiento continuo, la descarga de los productos se puede realizar sobre la marcha sin pérdida de tiempo, además de que el convoy regresa al punto de partida automáticamente.

Las garruchas se encuentran acopladas al cable tractor de forma temporal por un mecanismo de enganche y desenganche, de tal manera que puedan ser desmontadas de manera rápida y sencilla por el personal.

Por otro lado, las torres de apoyo y de desvío, además de asegurar el cable portador, también lo direccionan. Adicionalmente, estas torres tienen un mecanismo de poleas los cuales direccionan al cable tractor. Las estaciones, tanto en el punto de partida como el de llegada, también poseen un sistema de polea para el cable tractor. Este mecanismo de poleas hace que el sistema sea de movimiento continuo.

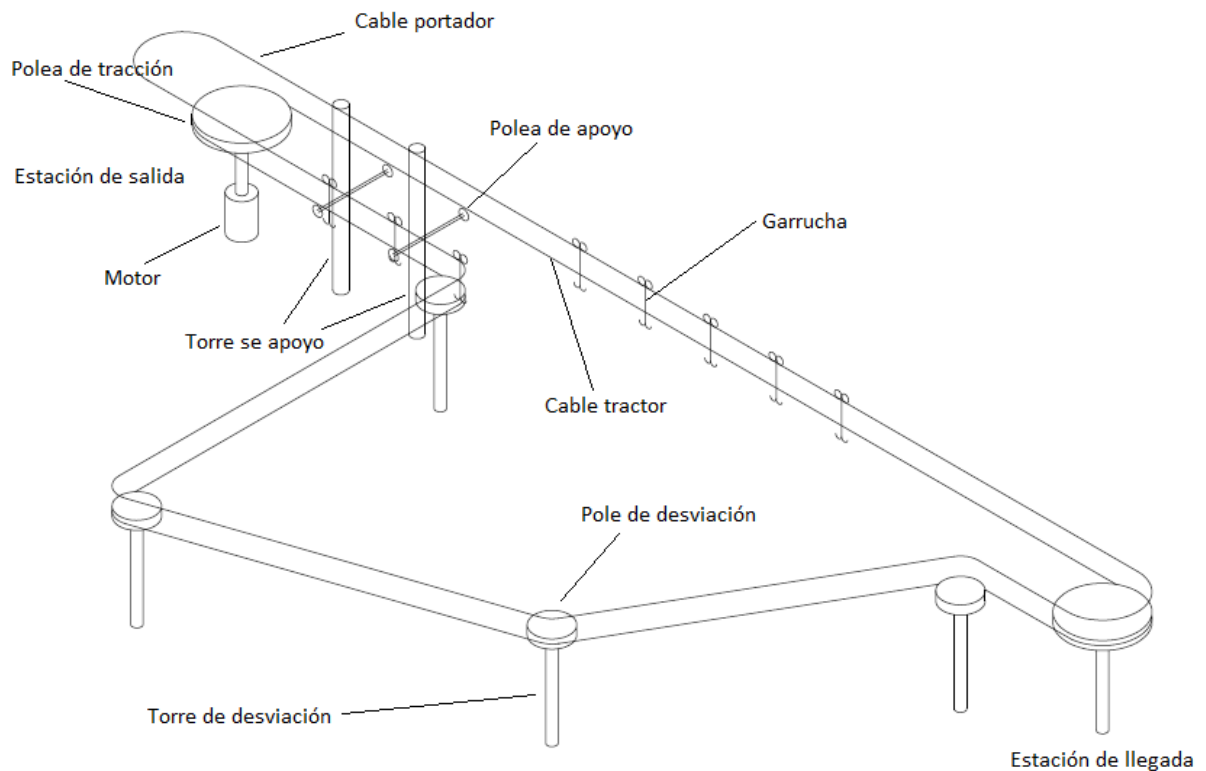


Figura 2.2 Esquema de sistema continuo con poleas

Fuente: Elaboración propia

2.1 Criterios de Selección.

Para elegir la alternativa más adecuada, se definen criterios de selección basados en los siguientes requerimientos del problema:

- Permitir distribuirse por las diferentes hectáreas de cultivos.
- Tener una altura adecuada sobre la superficie, la cual permita de manera ágil la carga y descarga de los productos.
- Poseer la capacidad y facilidad de transportar los productos, así como también el de herramientas e insumos agrícolas, para el mantenimiento y la cosecha de los cultivos.
- Someter a limpieza frecuente, por lo que su diseño debe permitir un mantenimiento continuo y sencillo.
- El cable debe ser de acero y la estructura de acero galvanizado (MAGAP - AGROCALIDAD, Buenas Prácticas Agrícolas para banano, 2013).

A continuación se eligieron los siguientes criterios de selección, a los cuales se les asignará una ponderación:

- *La Funcionalidad* se refiere a la facilidad, comodidad y utilidad en el empleo del mecanismo diseñado.
- *La Seguridad* es un factor de gran importancia para las actividades que realiza el obrero en el momento de la operación o funcionamiento de cualquier maquinaria.
- *El Mantenimiento* evalúa la complejidad, la cantidad de recursos necesarios y el tiempo invertido para corregir o prevenir fallas, garantizando una operación continua y confiable del mecanismo.
- *La Facilidad de Fabricación* representa la dificultad, el consumo de tiempo y de recursos en las operaciones o procesos de fabricación para la conformación de los componentes y el ensamblaje general del sistema.
- *El Costo* determina el precio final del sistema de transporte que incluye los materiales, accesorios, procesos de fabricación y mano de obra.

En la Tabla 2.1 se muestra la matriz de ponderación con respecto a cada uno de los criterios establecidos, mediante el método de comparación.

Tabla 2.1 Matriz de ponderación

Criterios de Selección	Func.	Segur.	Mant.	Fabric.	Costo	Ponderación
Funcionalidad		5	8	7	8	28%
Seguridad	5		6	7	8	26%
Mantenimiento	2	4		6	5	17%
Fac. Fabricación	3	3	4		5	15%
Costo	2	2	5	5		14%

Fuente: Elaboración propia

2.2 Matriz de decisión

Posteriormente, realizada la ponderación de los criterios de selección, se procede a la calificación de cada una de las alternativas propuestas para seleccionar la más adecuada entre ellas. En la siguiente tabla se presenta los valores asignados a cada una de las alternativas (Tabla 2.2).

Tabla 2.2 Matriz de decisión

Criterios de Selección	Alternativa 1	Alternativa 2
Funcionalidad (28%)	14%	25%
Seguridad (26%)	18%	23%
Mantenimiento (17%)	14%	10%
Facilidad de Fabricación (15%)	12%	11%
Costo (14%)	13%	11%
TOTAL	71%	80%

Fuente: Elaboración propia.

La alternativa 2 es la ganadora debido a que tiene una mejor funcionalidad ya que cubre mayor terreno, al mismo tiempo de ser más práctica y fácil a la hora de transportar los productos, además de la seguridad que brinda al personal y al producto a transportar.

2.3 Metodología de diseño.

En la Figura 2.3 se presenta el esquema de la metodología de diseño del sistema de movimiento continuo con poleas.

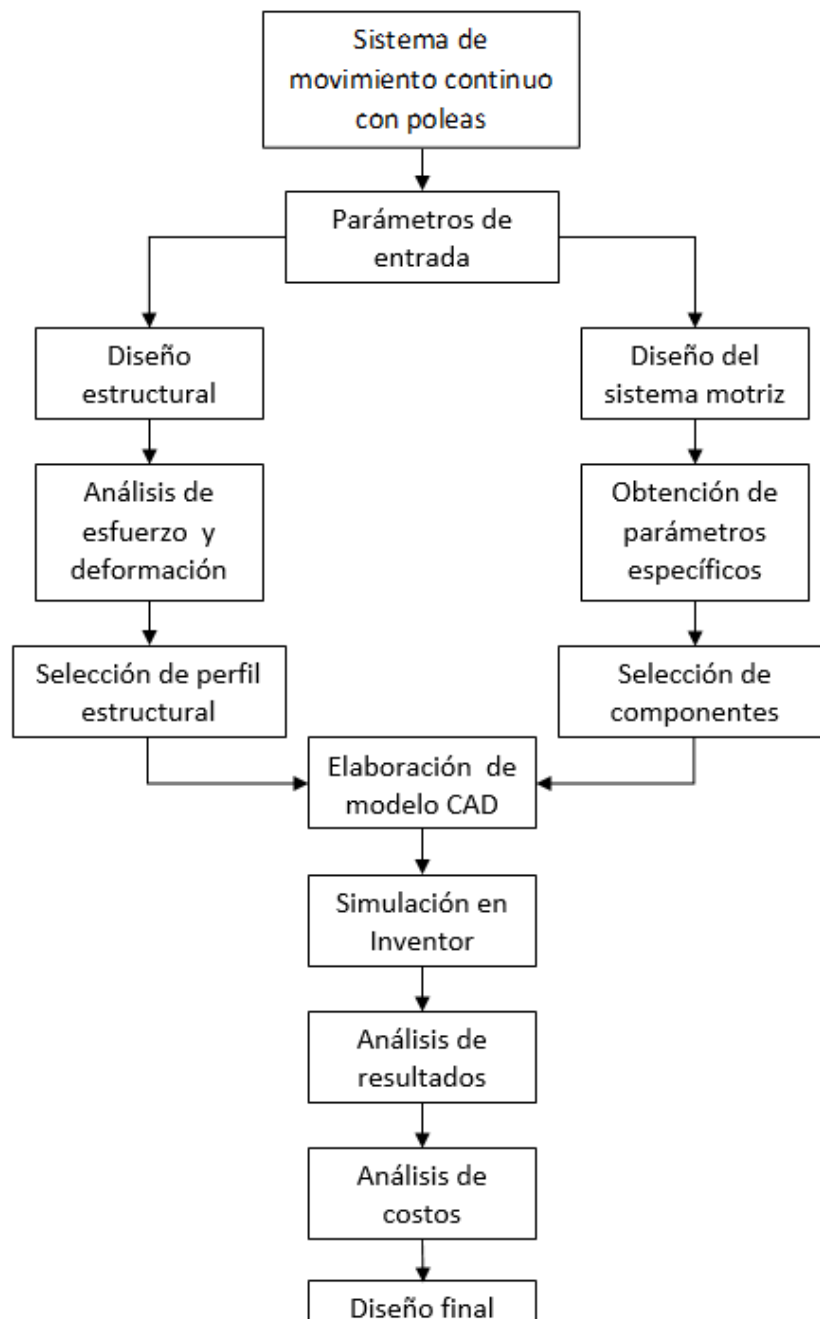


Figura 2.3 Metodología de diseño

Fuente: Elaboración propia

2.4 Parámetros de Entrada

Los parámetros de entrada para el sistema de transporte son la pendiente del terreno y la velocidad del sistema, los cuales se describen a continuación.

2.4.1 Pendiente del Terreno

La pendiente del terreno es un dato importante, ya que afecta al diseño del sistema de transporte por cable, influyendo en la velocidad del transporte, tensión máxima del cable y potencia del motor. La opción adoptada para la obtener la pendiente consistió en medir una serie de puntos consecutivos a lo largo de la finca, utilizando una vara vertical previamente calibrada de 4 m y una cuerda perpendicular a la vara, ubicando uno de sus extremos en el punto consecutivo más alto del terreno y el otro extremo en la vara. Para garantizar la verticalidad de la vara y perpendicularidad de la cuerda con respecto a la vara se utiliza un nivel de línea o de burbuja.

Inicialmente se realizó las mediciones con una longitud en la cuerda de 10 m, ya que las efectuó en un sector del terreno que tenía poca pendiente. Conforme avanzaba las mediciones la pendiente aumentaba, debido a esto se debía reducir la longitud de la cuerda. Por este inconveniente se realizó las mediciones dividiendo la longitud del terreno en 4 secciones. La primera y segunda sección se midieron en tramos 10 y 5 m, respectivamente; mientras que para las 2 restantes fueron de 3 m.

Cabe mencionar que en el lindero de la finca se encuentra otro cultivo de cacao, que fue denominado como sección 5. Se tomó 9 medidas de 5 m cada uno. En la siguiente Figura 2.4, se observa el perfil del terreno, realizado en AutoCAD, mediante las mediciones realizadas anteriormente y presentadas en el Apéndice A, además se observa las secciones en que fue dividido dicho perfil.

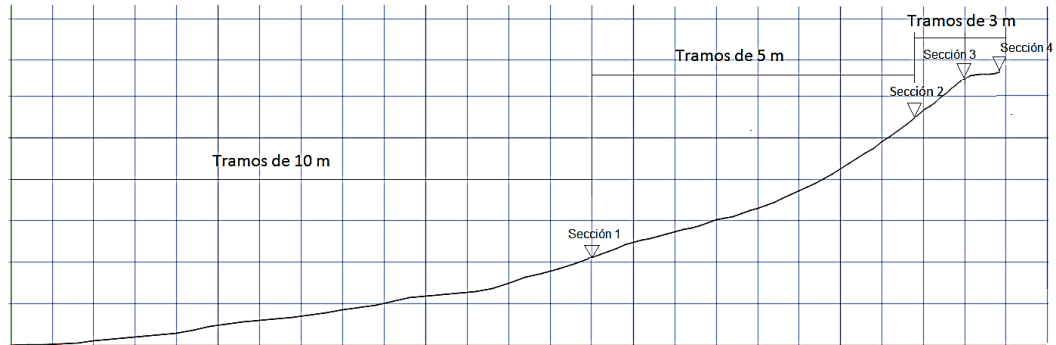


Figura 2.4 Secciones para toma de datos en la finca

Fuente: Elaboración propia

La diferencia de altura o desnivel en cada toma de datos corresponde al punto inmediatamente anterior medido. Posteriormente, se suman los datos para obtener la diferencia de altura total y la longitud total de cada tramo, para luego obtener la inclinación de la pendiente, mediante la ecuación 2.1:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta h}{x} \right) \quad \text{Ec.2.1}$$

Donde θ es la pendiente del terreno; Δh es la suma de alturas de los tramos (m) y x es la suma de longitudes de los tramos (m)

2.4.2 Distribución y altura de las torres de apoyo

La altura de las torres y estaciones del sistema se basa fundamentalmente en lograr una altura mínima entre el producto a transportar y el suelo. La altura que recomienda la Guía de Buenas Prácticas Agrícolas para el Banano, en la sección de transporte y cosecha, es de 2,20 m, ya que esta es la altura idónea para el manejo y traslado de la fruta a transportar, y de la cual se tomará en cuenta para los posteriores cálculos del proyecto.

Se toma como condiciones ideales una pendiente uniforme del terreno, es decir que la pendiente entre dos torres se aproxima a una recta, ya que por la distancia entre ellas se desprecia la variación de pendiente que existe en ese tramo.

Para obtener la pendiente y su respectivo ángulo entre dos torres, se procede de la misma forma como se explicó en la sección anterior, usando la ecuación 2.1. En la Figura 2.5 se observa las torres T1 y T2 con una altura de 2.2 m, la distancia horizontal que existe entre las torres se conoce como luz.

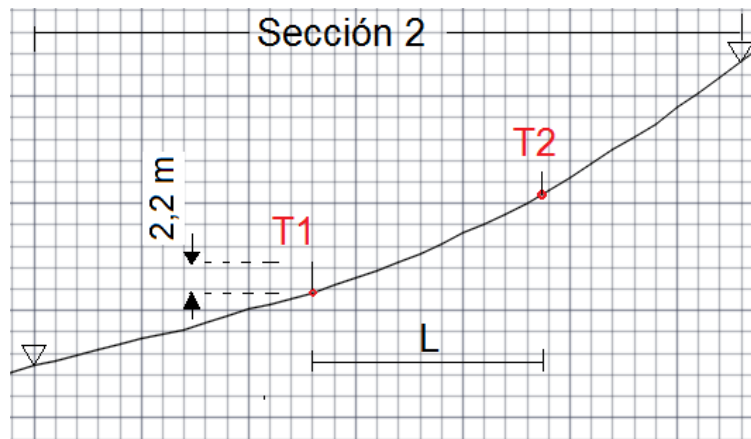


Figura 2.5 Esquema de distribución de las torres en la sección 2

Fuente: Elaboración propia

2.4.3 Velocidad

Según las recomendaciones técnicas de la OITAF (Organización Internacional de Transporte por cable), para obtener la velocidad del sistema de transporte se debe tener en cuenta los siguientes puntos:

- La seguridad frente al descarrilamiento
- La organización de embarque y desembarque

Además, proporciona un rango de velocidad para este tipo de aplicación de 1 a 1,5 m/s. Se utilizará la ecuación 2.2 para obtener dicha velocidad:

$$V = \frac{\Delta e}{\Delta t} \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde V es la velocidad (m/s); Δe es el espacio recorrido (m) y Δt es el tiempo (s)

2.4.4 Pesos y Cantidad de los Productos a Transportar

Banano Orito: Debido a que las características de esta fruta varían, se procedió a pesar todos los racimos cosechados en un día para obtener el peso promedio. Esta actividad se la realizó con la ayuda de una balanza, como se muestra en la Figura 2.6.



Figura 2.6 Pesaje del banano orito

Fuente: Elaboración propia

Cacao: Para tener el peso promedio de este producto sólo fue necesario tomar datos aleatorios, ya que su peso no variaba en gran cantidad debido a que su transporte se lo realiza mediante baldes que tienen la misma capacidad para almacenar esta fruta. Para obtener este dato se procedió de la misma forma que el orito, como se observa en la Figura 2.7.



Figura 2.7 Pesaje del cacao

Fuente: Elaboración propia

El intervalo (medido en segundos transcurridos) entre recipiente o vehículo a transportar, debido a que es una instalación de movimiento continuo, debe ser de por lo menos 5 segundos (dato tomado de las condiciones técnicas para la construcción y explotación de las instalaciones de teleféricos, España – Capítulo 2, sección 2.8.1). Este último dato nos sirve para saber la distancia o separación entre productos.

2.5 Sistema Estructural

Debido a falta de normas locales para la construcción de teleféricos y transporte de productos por cable se toma en cuenta lo siguiente:

- ✓ Las recomendaciones técnicas para la construcción de teleféricos de la OITAF
- ✓ Las condiciones técnicas para la construcción y explotación de las instalaciones de teleféricos

2.5.1 Cable Portador

Para su correcta selección existen algunos factores que influyen en la vida útil y en un mejor desempeño de dicho cable, entre los cuales se debe tomar en cuenta principalmente los siguientes:

Capacidad de carga: Se debe determinar el esfuerzo máximo de tracción considerando las siguientes cargas:

- ✓ Carga de los vehículos.
- ✓ Esfuerzo debido al peso propio del cable.

Una vez encontrado dicho esfuerzo, y con la mínima resistencia a la ruptura por tensión que debe tener el cable seleccionado para soportar la carga de trabajo, se obtiene el factor de diseño mediante la ecuación 2.3.

$$FS = \frac{T_u}{T_{max}} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde FS es el factor de seguridad; T_u es la resistencia mínima a la ruptura o resistencia real (kg) y T_{max} es la carga de diseño o la que soporta por el cable (kg)

En la Figura 2.8 se presenta los factores de seguridad para cable carril y tractores a utilizarse en este proyecto.

FACTORES DE SEGURIDAD RECOMENDADOS	
Sector	Construcción
Cables fijos. Cables de puentes colgantes	3-4
Cables carriles para teleféricos	3.5-5
Cables tractores para teleféricos	5-7
Cables de labor, elevación y grúas	5-9
Cables para instalaciones importantes	8-12
Cables para transporte de personal	8-12
Cables para planos inclinados	5-8
Cables para pozos de extracción	8-12
Cables para ascensor	8-17
Cables para cabrestantes y trenajes	4-8

Figura 2.8 Factores de seguridad recomendados en diferentes aplicaciones

Fuente: Catalogo Emcocables

Resistencia a la fatiga: La fatiga es producida por las flexiones continuas en una polea, ya que si los alambres se doblan continuamente, eventualmente se romperán. A menor radio de curvatura, mayor es la acción de la fatiga. Para este caso no se considera este factor, ya que el cable no pasa por polea alguna porque estará apoyado en la estructura.

Resistencia a la abrasión: La abrasión debilita el cable por la remoción de material de los alambres exteriores. Uno de los criterios más empleados para obtener un mínimo desgaste por fricción en el cable, es el de seleccionar un cable con el menor número de alambres exteriores (Figura 2.9).

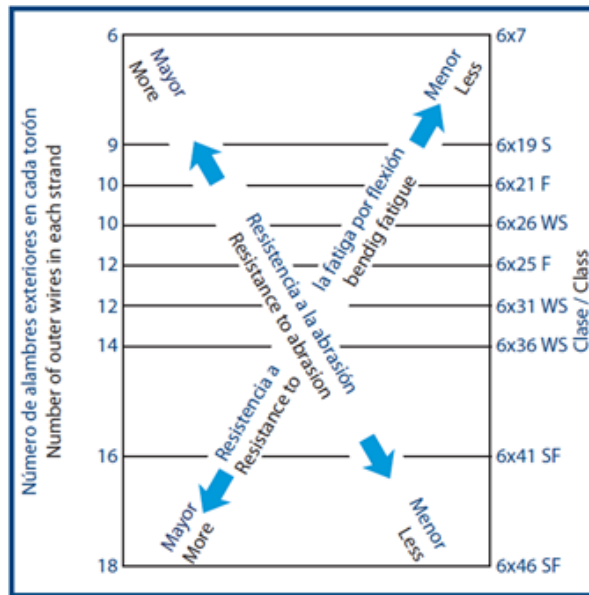


Figura 2.9 Relación entre resistencia a la fatiga y a la abrasión

Fuente: Catálogo Camesa

En la selección de un cable, los criterios de resistencia a la abrasión y a la fatiga están inversamente relacionados, ya que al seleccionar un cable con mayor resistencia a la fatiga se obtendrá, de forma implícita, un cable con menor resistencia a la abrasión. Por lo tanto, mediante la figura 2.9, se debe seleccionar una clase de cable en base al criterio de selección, compuesto por un menor número de alambres.

Resistencia a la corrosión: Este factor no se lo considera debido a que el medio donde va a operar el sistema no es muy agresivo, por lo tanto no es necesario utilizar un cable con alambres galvanizados.

Resistencia al aplastamiento: Se presenta debido a las cargas excesivas durante su operación, por lo que es recomendable utilizar un cable con alma de acero.

En la Figura 2.10 se muestra el diagrama del cable con apoyos a desnivel, que permitirá calcular el diámetro del cable, las tensiones y ángulos en los apoyos, con los cuales se calcula el factor de seguridad para determinar si el cable seleccionado cumple con el requerimiento de diseño.

Teóricamente, se asume que la flecha total del cable es el punto más bajo que puede llegar debido a la carga (Y_{m1}), y a su propio peso (Y_{m2}). La flecha máxima es la suma de Y_{m1} y Y_{m2} .

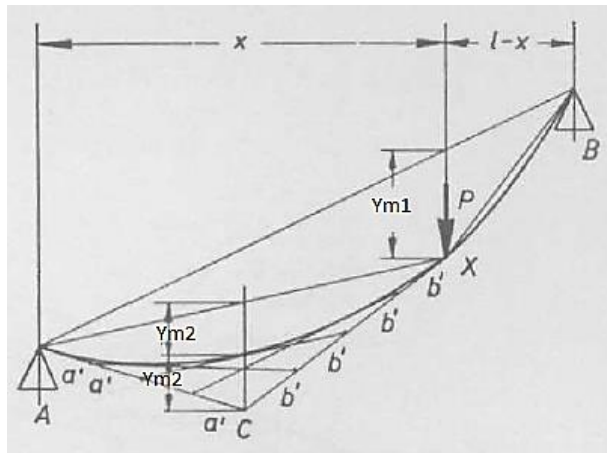


Figura 2.10 Diagrama del cable con apoyos a desnivel

Fuente: Hellmut Ernst, Tomo III

Haciendo sumatoria de momentos en el punto x , se tiene la ecuación 2.4:

$$Y_m T_0 = \frac{\sum M_B}{2} + \sum M_m + \frac{wL^2}{8 \cos \theta} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde Y_m es la flecha máxima del cable (m); $\sum M_m$ es la sumatoria de momentos en el punto m (kg - m); $\sum M_B$ es la sumatoria de momentos en el punto B (kg - m); T_0 es la fuerza horizontal en el cable (kg); w es el peso del cable (kg/m) y L es la longitud entre apoyo (luz) (m).

En este cálculo no se ha tenido en cuenta el hecho de que el cable portador no tiene la longitud del recorrido inclinado sino la de la propia línea elástica formada por el cable. El cálculo exacto da una línea catenaria y no una parábola como se ha supuesto; no obstante, en las condiciones normales de funcionamiento, estas diferencias son tan pequeñas que no se utilizan en la práctica las fórmulas exactas de la catenaria, que precisa un cálculo mucho más complejo (Ernst, 1973).

Tomando en cuenta el peso del cable y que su mayor deflexión ocurre cuando se encuentran en los puntos A y B en la misma cota, se obtiene la ecuación 2.5 por medio de la suma de momentos en el punto B:

$$A_y = \frac{\Sigma M_B}{L} + T_0 \tan \theta + \frac{wL}{2 \cos \theta} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde A_y es la reacción en el apoyo A (kg).

Para obtener los ángulos en los apoyos, se tienen las ecuaciones 2.6 y 2.7:

$$\tan \alpha = \frac{\Sigma M_B}{T_0 L} + \frac{wL}{2T_0 \cos \theta} + \tan \theta \quad \text{Ec. 2.6}$$

$$\tan \beta = \frac{\Sigma Fy}{T_0} - \tan \alpha \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde ΣFy es la sumatoria de fuerza en dirección Y (kg).

Con las ecuaciones 2.8 y 2.9 se calcula las tensiones máximas en los apoyos A y B:

$$T_A = \frac{T_0}{\cos \alpha} \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$T_B = \frac{T_0}{\cos \beta} \quad \text{Ec. 2.9}$$

La forma parabólica del cable se determina preferentemente de la Figura 2.11. La flecha máxima calculada para el centro se lleva dos veces al punto central del recorrido. Se divide la distancia AC y BC en un número de fracciones idénticas a y b igual para cada lado y se unen los puntos correspondientes en la forma indicada. Para encontrar la longitud máxima del cable, se debe obtener la altura desde el punto más bajo (punto x) hasta el punto más alto de sus extremos. Para esto se necesitan las ecuaciones 2.10 y 2.11, que se obtienen por medio del esquema mostrado en la Figura 2.11.

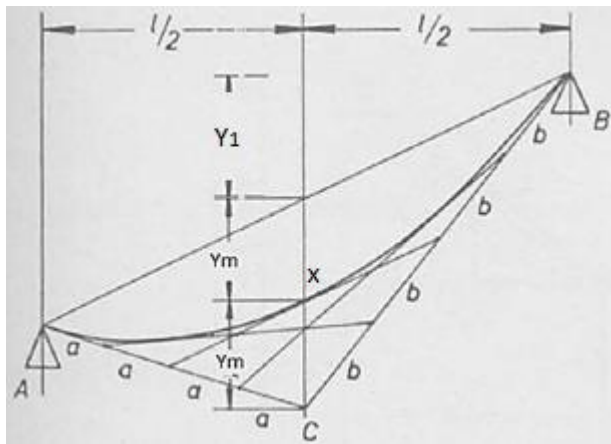


Figura 2.11 Esquema para longitud máxima del cable

Fuente: Hellmut Ernst, Tomo III

$$Y_1 = \frac{h_{TB} - h_{TA}}{2} + h_A \quad \text{Ec 2.10}$$

Donde Y_1 es la altura tomada desde el punto A hasta el punto m (m); h_{TA} es la altura del terreno más la altura de la torre en el punto A (m); h_{TB} es la altura del terreno más la altura de la torre en el punto B (m) y h_A es la altura de la torre en el punto A (m). Entonces, se tiene que:

$$Y = Y_1 + Y_m \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde Y es la altura desde el punto más bajo del cable hasta el punto B (m) y Y_m es la flecha máxima (m)

Finalmente, con la ecuación 2.12 se obtiene la longitud máxima del cable cumpliendo la condición de que si $Y/L < 0,5$ (Beer Johnson, 2010) entonces:

$$S = L \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{Y}{L} \right)^2 - \frac{2}{5} \left(\frac{Y}{L} \right)^4 \right] \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde S es la longitud máxima del cable (m)

2.5.2 Cable Tractor

Los factores que influyen en la vida útil y desempeño del cable tractor son los mismos del cable portador.

Capacidad de carga: se debe considerar las siguientes cargas para determinar la tensión máxima del cable:

- ✓ Esfuerzo debido al peso propio del cable.
- ✓ La influencia de los vehículos cargados.
- ✓ Rozamiento en los apoyos ($\mu = 0,02$), debido a la influencia de los vehículos cargados (Ministerio de Transporte y Comunicaciones, 1998).

Para hallar el factor de seguridad se procede de la misma forma que en la sección anterior, usando la ecuación 2.3 y el rango del factor de seguridad para este tipo aplicación (Figura 2.6).

Resistencia a la fatiga: Se considera este factor ya que el cable pasa por la polea motriz, de apoyo y de desviación, el cual produce fatiga.

Resistencia a la abrasión: La abrasión se produce por la fricción entre el cable y las poleas. Para obtener un mínimo desgaste por fricción en el cable, se debe seleccionar uno con el menor número de alambres exteriores.

Por tanto se debe seleccionar un cable que tenga resistencia tanto a la fatiga como a la abrasión, para esto la Figura 2.9, mostrada anteriormente, podemos observar la construcción de cable recomendado para esta aplicación.

Resistencia a la corrosión: Este factor no se lo considera debido a que el medio donde se va a operar es el mismo que para el cable portante, por lo tanto se utilizará un cable con acabado negro.

Resistencia al aplastamiento: Para el cable tractor, no es necesario utilizar un cable con alma de acero, debido a que no soportará cargas por aplastamiento, por el contrario se necesita obtener una mejor elasticidad para un desempeño óptimo, por lo que se utiliza un cable con alma de fibra. A continuación, se establece las ecuaciones para encontrar la tensión máxima del cable tractor, con ayuda del diagrama de fuerzas mostrado en la Figura 2.12.

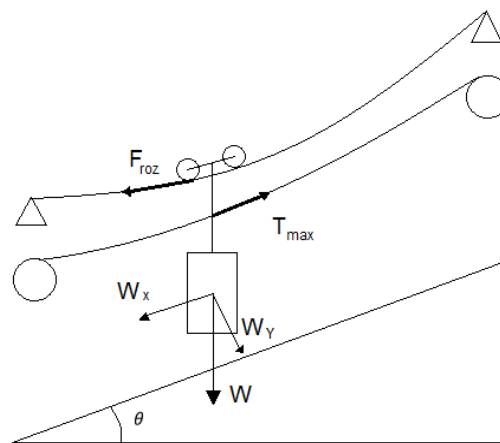


Figura 2.12 Diagrama de fuerzas del cable tractor

Fuente: Elaboración Propia

Las componentes del peso de la carga, W_x y W_y , se las calcula con las ecuaciones 2.13 y 2.14.

$$W_x = W \sin \theta \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$W_y = W \cos \theta = N \quad \text{Ec. 2.14}$$

Luego, obtenida la fuerza normal (N), se obtiene la fuerza de rozamiento

F_{roz} :

$$F_{roz} = \mu N \quad \text{Ec. 2.15}$$

La tensión máxima se la obtiene por medio de la ecuación 2.16.

$$T_{max} = n(W_x + 2F_{roz}) + \frac{wL}{\cos \theta} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde T_{max} es la tensión máxima del cable (kg); n es el número total de carga; W_x es la componente horizontal del peso (kg); W_y es la Componente vertical del peso (kg); μ es el coeficiente de rozamiento; F_{roz} es la fuerza de rozamiento (kg); w es el peso del cable (kg/m); L es la longitud del tramo (m) y θ es el ángulo máximo del cable.

2.5.3 Poleas de tracción, apoyo y desviación

Para el diseño de la polea se empleará el Hierro gris grado 40, ya que este material resulta más económico y fácil su producción pero resiste menos al desgaste que el acero moldeado, y las propiedades del material se detallan en la tabla adjunta en el Apéndice B. También se considera la tensión máxima del cable a la cual estarán sometidas las poleas. En el siguiente esquema (Figura 2.13) se presentan los diámetros que son necesarios para dimensionar las poleas.

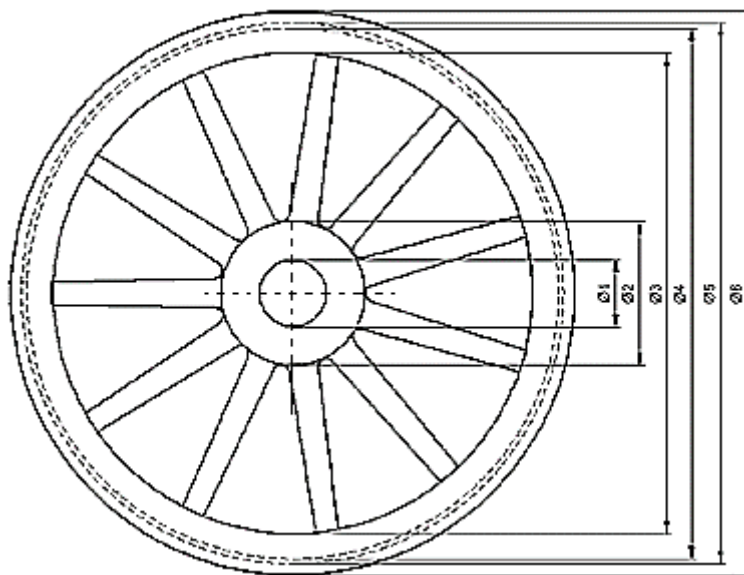


Figura 2.13 Esquema de la polea

Fuente: Marlon Armijos, Raúl Ramírez. 2009

Donde todas las dimensiones están dadas en milímetros: ϕ_1 es el diámetro del eje; ϕ_2 es el diámetro del cubo; ϕ_3 es el diámetro mínimo de canaleta; ϕ_4 es el diámetro de garganta; ϕ_5 es el diámetro mínimo de la polea y ϕ_6 es el diámetro máximo de la polea.

La recomendación dada por la OITAF señala que para las poleas de tracción, reenvío y desviación, el diámetro ϕ_5 debe ser de 80 a 100 veces el diámetro del cable, respectivamente. Por lo tanto, para la polea de tracción y reenvío se obtiene la ecuación 2.17:

$$\frac{\phi_5}{\phi_c} = 100 \quad \text{Ec. 2.17}$$

Mientras que, para la polea de desviación, se tiene:

$$\frac{\phi_5}{\phi_c} = 80 \quad \text{Ec. 2.18}$$

Donde ϕ_c es el diámetro del cable

El diámetro de las poleas de apoyo depende de la configuración del cable tractor, en donde se señala la relación entre el diámetro de la polea y el del cable.

$$\frac{\phi_5}{\phi_c} = x \quad \text{Ec. 2.19}$$

Donde x es al relación de diámetro según la configuración del cable tractor.

Mientras el diámetro del eje de la polea se obtiene mediante la presión de la garganta de la polea y la anchura del cubo en contacto con el rodamiento como se describe en la ecuación 2.20 (Antonio Miravete, 2002):

$$\phi_1 = \frac{2T}{P_g * t} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Si la presión en la garganta o excede de 25 N/mm² la polea se puede calcular de la siguiente ecuación (Antonio Miravete, 2002):

$$P_g = \frac{2T}{\phi_c * \phi_5} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Donde P_g es la presión en la garganta (kg/mm²); T es la tensión máxima del cable (kg); t es la anchura del cubo (mm) y ϕ_c es el diámetro del cable (mm).

Como recomendación de la norma DIN 15061 (Antonio Miravete, 2002), el diámetro del cubo (parte central que comprende el agujero), debe de ser como mínimo 1,5 veces el diámetro del eje; mientras que la altura del mismo es dado dependiendo el espesor de la pista de rodadura. Para determinar el diámetro del cubo, se empleará la ecuación 2.22:

$$\phi_2 = 1,5 * \phi_1 \quad \text{Ec. 2.22}$$

Con el diámetro obtenido (ϕ_5), se puede conocer si la fatiga del cable se encuentra dentro del límite, por medio del factor de seguridad, el cual se lo determina mediante las siguientes ecuaciones:

$$P_{adm} = \left(\frac{p}{S_u}\right) S_u \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde $\frac{p}{S_u}$ es la relación de rotura por fatiga en función del número de ciclos de flexión del cable como se muestra en la Figura 2.14.

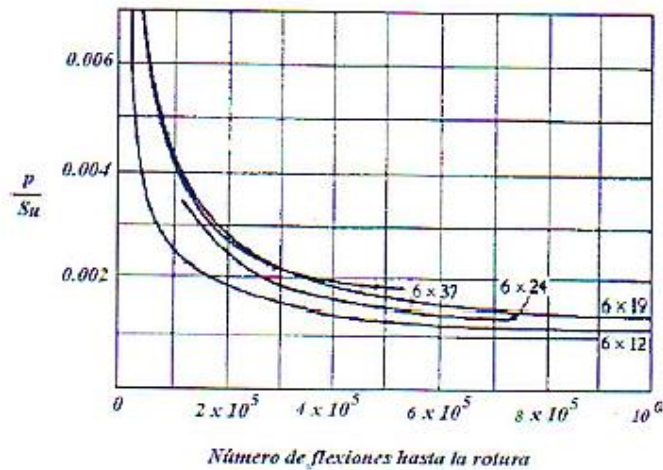


Figura 2.14 Diagrama rotura por fatiga vs. Numero de ciclos de flexión

Fuente: Anibal Ponce, Roberto Ponce. 2013

Donde S_u es la resistencia máxima de los alambres medida en MPa y P_{adm} es la presión de apoyo por unidad de superficie de área proyectada de cable sobre la polea. Entonces, se tiene que:

$$FS = \frac{P_{adm}}{P_g} \quad \text{Ec. 2.24}$$

La ecuación 2.24 permite hallar el factor de seguridad. Para obtener las dimensiones de la llanta de soporte del cable, mostradas en la Figura 2.15, se utilizan las siguientes ecuaciones (Marlon Armijos, 2009):

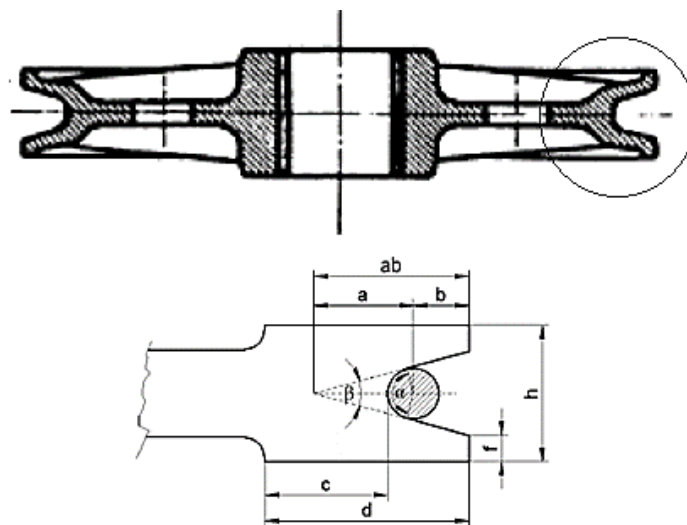


Figura 2.15 Dimensiones de la llanta de soporte del cable

Fuente: Marlon Armijos, Raúl Ramírez. 2009

Donde f es el espesor mínimo de pared (mm); β es el ángulo de canaleta; b es la profundidad de paso, igual al diámetro del cable (mm); a es la profundidad del cono (mm); ab es la profundidad del vértice (mm); h es la altura de la pista de rodadura (mm); c es el espesor mínimo (mm) y d es el espesor de la pista de rodadura (mm)

Según la norma DIN 15061, para hallar las dimensiones mostradas en a la Figura 2.15 se utiliza las siguientes relaciones. La profundidad de paso se la obtiene mediante la ecuación 2.25.

$$b = \phi_c \quad \text{Ec. 2.25}$$

De donde se puede obtener el diámetro máximo de la polea (ϕ_6) con la siguiente ecuación 2.26:

$$\phi_6 = (2 * b) + \phi_5 \quad \text{Ec. 2.26}$$

El diámetro de la garganta de la polea se obtiene mediante la ecuación 2.27:

$$\phi_4 = \phi_6 - 2(1,5 * b) \quad \text{Ec. 2.27}$$

Luego, para encontrar la profundidad proyectada se utiliza la ecuación 2.28:

$$a = \frac{b/2}{\sin(\beta/2)} \quad \text{Ec. 2.28}$$

Finalmente la altura de la pista de rodadura es:

$$h = 2[(ab * \tan(\beta/2)) + f] \quad \text{Ec. 2.30}$$

Donde, según la Norma DIN 15061, el ángulo β es igual a 45° , ya que $\beta = 180 - \alpha$, donde α es el ángulo de contacto e igual a 135° y f depende de

la dimensión reducida de la pieza para garantizar una resistencia uniforme de la pieza; dicha dimensión se la obtiene mediante la ecuación 2.31:

$$d_{red} = \frac{2longitud+ancho+espesor}{3} \quad \text{Ec. 2.31}$$

El ancho corresponde al diámetro máximo de la polea y el espesor es la longitud es la altura del cubo (Marlon Armijos, 2009). Las poleas de fundición de dimensiones pequeñas por lo regular son de alma llena mientras que las de mayor diámetro tienen entre cuatro a seis brazos que unen la parte central donde se localizará el eje y la llanta de la polea (Antonio Miravete, 2002).

Se considera que cada uno de los brazos de la polea es una columna sometida a compresión, ya que los brazos se encuentran entre la llanta y el cubo los cuales ejercen una fuerza sobre estos igual a T , como se muestra en la Figura 2.16.

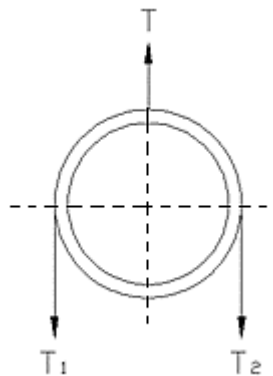


Figura 2.16 Diagrama de cuerpo libre de la polea de tracción

Fuente: Aníbal Ponce, Roberto Ponce. 2013

Aplicando las leyes de equilibrio encontramos que:

$$T = T_1 + T_2 \quad \text{Ec. 2.32}$$

Donde T es la tensión máxima (kg); $T_1 = T_2$ es la tensión máxima del cable (kg).

Para encontrar el esfuerzo al que se encuentran sometidos los brazos de la polea, se necesita del radio de giro y la siguiente ecuación 2.33:

$$\sigma_{cr} = \frac{E\pi^2}{(kL/r)^2} \quad \text{Ec. 2.33}$$

Donde E es el módulo de elasticidad (kg/mm^2); r es el radio de giro (m); k es la constante de apoyo y L es la longitud del brazo (mm).

Entonces, para hallar el radio de giro se utiliza la ecuación 2.34:

$$r = \sqrt{I/A} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Donde I es el segundo momento de inercia (mm^4) y A es el área transversal del brazo (mm^2).

El brazo se encuentra sometido a carga variable debido a que el sistema estará cargado completamente hasta el punto de llegada para luego llegar al punto de partida plenamente descargado, y para obtener el factor de seguridad se procede a realizar el análisis de fatiga.

Para emplear la ecuación de la teoría de Goodman obtener el límite de fatiga real y teórico se emplean las ecuaciones 2.35 y 2.36, respectivamente.

$$S_e' = 0,504S_{ut} \quad \text{Ec. 2.35}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e' \quad \text{Ec. 2.36}$$

Donde S_e' es el límite de fatiga teórico; S_e es el límite de fatiga real; S_{ut} es la resistencia última a la tensión; k_a es el factor de superficie; k_b es el factor de tamaño; k_c es el factor de carga; k_d es el factor de temperatura y k_e son los efectos varios.

Para obtener la amplitud del esfuerzo (σ_a) y el esfuerzo medio (σ_m) de los brazos de la polea, se utilizan las ecuaciones 2.37 y 2.38, respectivamente. Siendo el esfuerzo máximo (σ_{max}) igual al esfuerzo crítico (σ_{cr})

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 2.37}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Finalmente, con la ecuación 2.39 se obtiene el factor de seguridad:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ec. 2.39}$$

2.5.4 Torres de Apoyo

Las torres de apoyo se encuentran formadas de tres partes, que actúan de manera conjunta para brindar soporte al cable de tracción y al cable portador, los cuales son: la columna principal y los brazos de soporte del cable tractor y portador (ver Apéndice C).

En función de las tensiones máximas obtenidas en el cable portador y el cable tractor se procede a determinar los efectos que producen las mismas, en la cual se analizará la torre en una pendiente y longitud crítica. En la Figura 2.17 se presenta un esquema de la torre y los brazos de apoyo.

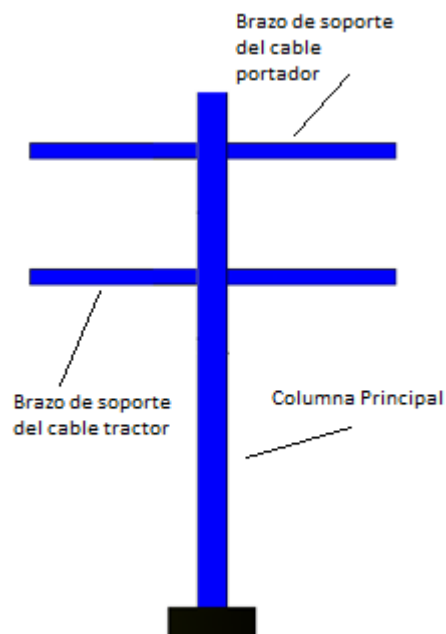


Figura 2.17 Esquema de la torre de apoyo

Fuente: Elaboración propia

Los brazos de soporte se encuentran unidos a la columna por una placa mediante pernos. Dichos brazos se consideran como vigas empotradas para la facilidad de los cálculos. En la Figura 2.18 se observa el diagrama de cuerpo libre del apoyo en el punto de referencia E.

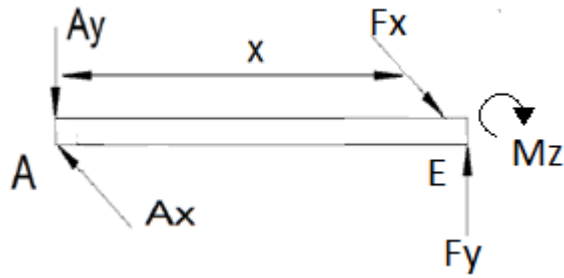


Figura 2.18 Diagrama de cuerpo libre del apoyo

Fuente: Elaboración propia

Con las ecuación 2.40 y 2.41 se obtienen las cargas a las que se encuentran sometidos los brazos de apoyo tanto para el cable portante como para el de tracción, en donde se considera que los brazos se encuentran cargados en ambos extremos.

$$F_y = T_{max-trac}(\sin \beta + \sin \alpha) + W_p \quad \text{Ec. 2.40}$$

$$F_x = T_{max}(\cos \beta - \cos \alpha) \quad \text{Ec. 2.41}$$

Donde F_x es la fuerza que actúa en el eje X (kN); F_y es la fuerza que actúa en el eje Y (kN); T_{max} es la tensión máxima del cable portador o tractor (kN); α es el ángulo máximo del cable portador o tractor; β es el ángulo mínimo del cable portador o tractor y W_p es el peso de la polea (kN).

En el brazo de apoyo se obtienen esfuerzos de flexión y cortante debido a que dicho brazo soporta o se encuentra sometido a las cargas que provocan tales esfuerzos. Para obtener dichos esfuerzos se utilizan las ecuaciones 2.42 y 2.43.

$$\sigma_f = \frac{M}{I/c} = \frac{(F)(x)}{I/c} \quad \text{Ec. 2.42}$$

Donde F es la fuerza de flexión (kN); x es la distancia del brazo (m) y I/c es el módulo de resistencia (m^3).

Para obtener el esfuerzo cortante se utiliza la ecuación 2.43:

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad \text{Ec. 2.43}$$

Donde V es la fuerza cortante (kN); Q es el momento estático de área (m^3) y b es el espesor de la sección transversal (m).

El esfuerzo cortante máximo se lo obtiene con la ecuación 2.44:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + (\tau)^2} \quad \text{Ec. 2.44}$$

Los esfuerzos máximos y mínimos se calculan con la ecuación 2.45:

$$\sigma_{max,min} = \frac{\sigma_f}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + (\tau)^2} \quad \text{Ec. 2.45}$$

Aplicando Von Mises (Ec. 2.46), se obtiene el esfuerzo admisible:

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_{max})^2 - (\sigma_{max})(\sigma_{min}) + (\sigma_{min})^2} \quad \text{Ec. 2.46}$$

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_{max})^2 + 3(\tau_{max})^2}$$

Entonces el factor de seguridad viene dado por la ecuación 2.47:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 2.47}$$

Donde η es el factor de seguridad; S_y es el esfuerzo de fluencia del material (MPa) y σ' es el esfuerzo admisible (MPa).

Con ayuda del software MDSolid se simplifica la obtención de los resultados para el resto de los apoyos. Esta herramienta proporciona los esfuerzos principales, para luego obtener el esfuerzo admisible, además se tomarán en consideración las ecuaciones que especificadas por el AISC (American Institute of Steel Construcción), las cuales son las siguientes:

$$KL = L_e \quad \text{Ec. 2.48}$$

Donde K es la constante de apoyo de la columna; L es la longitud de la columna (m) y L_e es la longitud efectiva (m).

La AISC también define la relación de esbeltez (ecuación 2.49) como el límite entre columnas intermedias y largas; además establece la condición de que si L_e/r (donde r se calcula con la ecuación 2.34) es menor que la relación de esbeltez C_c , entonces se aplica la ecuación 2.50.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_{PC}}} \quad \text{Ec. 2.49}$$

Donde E es el módulo de elasticidad (MPa); σ_{PC} es la resistencia a la tensión (MPa).

$$\sigma_T = \left[1 - \frac{(L_e/r)^2}{2C_c^2} \right] \frac{\sigma_{PC}}{FS} \quad \text{Ec. 2.50}$$

Siendo σ_T el esfuerzo de trabajo (MPa) y FS es el factor de seguridad. Para hallar el factor de seguridad, necesario para obtener el esfuerzo de trabajo, se utiliza la ecuación 2.51:

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(L_e/r)^2}{8C_c^2} - \frac{(L_e/r)^3}{8C_c^3} \quad \text{Ec. 2.51}$$

Para determinar que la columna mantenga su equilibrio estable, se debe encontrar la fuerza admisible, F_{adm} , utilizando la ecuación 2.52. Esta fuerza se compara con la fuerza de compresión que ejerce en la columna.

$$F_{adm} = \sigma_T A \quad \text{Ec. 2.52}$$

En donde A es el área de la sección transversal de la columna en m^2

2.5.5 Análisis de pernos unión entre brazos de apoyo y columna

La placa que unirá los brazos de apoyo del cable portador a la columna se muestra en la Figura 2.19. La especificación técnica se puede observar en el Apéndice C.

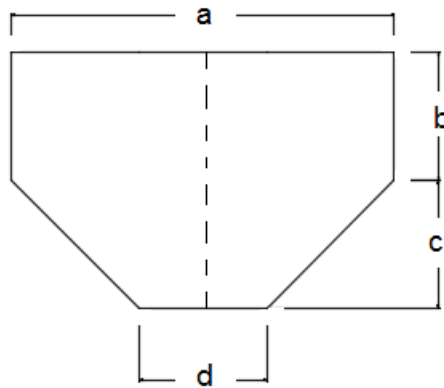


Figura 2.19 Placa soporte

Fuente: Elaboración propia

Mientras que para unir un solo brazo (voladizo) a la columna se utiliza la forma presentada en la Figura 2.20.

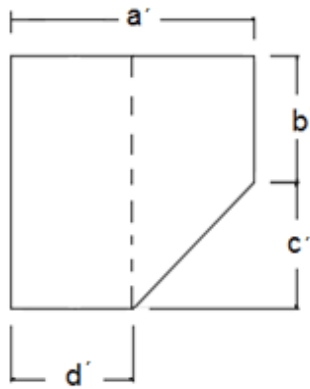


Figura 2.20 Placa soporte para un brazo

Fuente: Elaboración propia

La selección de pernos (ver Apéndice B) se determina como una junta emperrada con carga excéntrica, en donde dichos pernos están sometidas a cortante y momento produciéndose las fuerzas primarias F' y las fuerza secundaras F'' en los diferentes puntos, como lo muestra la Figura 2.21.

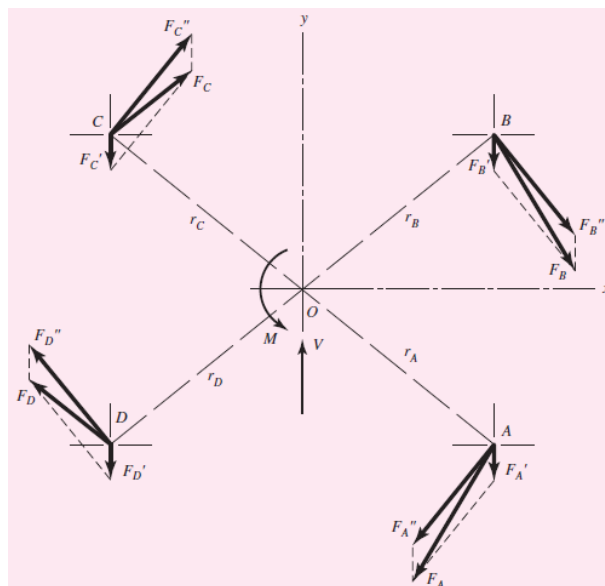


Figura 2.21 Diagrama de fuerzas en pernos cargados excéntricamente

Fuente: Shigley, Diseño en ingeniería mecánica

Para hallar los valores de las fuerzas primarias se emplea la siguiente ecuación:

$$F' = V/n \quad \text{Ec. 2.53}$$

Donde V es la fuerza cortante en kN y n es el número de pernos

La fuerza secundaria para los diferentes puntos se la calcula así:

$$F'' = \frac{Mr_n}{\sum r^2} \quad \text{Ec. 2.54}$$

Siendo M el momento producido por la carga excéntrica en kN-m y r_n es la distancia del centroide al centro de cada perno (m).

La fuerza total (F_T), es la suma vectorial de las fuerzas primarias y secundarias.

$$F_T = F' + F'' \quad \text{Ec. 2.55}$$

Para determinar el diámetro se utiliza la siguiente ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4F_T\eta}{\pi S_{sy}}} \quad \text{Ec. 2.56}$$

Donde:

$$S_{sy} = 0,5S_y \quad \text{Ec. 2.57}$$

Siendo η el factor de seguridad; S_{sy} es la resistencia al cortante (MPa) y S_y es la resistencia a la fluencia (MPa).

Ahora, para obtener el factor de seguridad por aplastamiento se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{ap} = \frac{F'}{de} \quad \text{Ec. 2.58}$$

$$\eta_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}} \quad \text{Ec. 2.59}$$

Donde d es el diámetro del perno (m); e es el espesor del material más débil (m) y S_y es la resistencia a la fluencia del material más débil (MPa).

Para el análisis de fatiga de los pernos, se utilizará la siguiente ecuación 2.60:

$$\sigma_a = \frac{CP}{A_t} \quad \text{Ec. 2.60}$$

Donde es la C : Constante de rigidez de la junta (igual a 1/8); A_t es el área se esfuerzo de tensión (m^2) y P es la carga externa (igual a F_T en kN).

Para obtener la carga de prueba se utiliza la ecuación 2.61:

$$F_p = S_p A_t \quad \text{Ec. 2.61}$$

Donde S_p es la resistencia de prueba en MPa.

La precarga inicial se obtiene dependiendo de la utilización de los pernos, esto es, reusables o no reusables. Para este caso se utilizará pernos reusables. Entonces:

$$F_i = 0,75F_p \quad \text{Ec. 2.62}$$

Luego:

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ec. 2.63}$$

El factor de seguridad por fatiga se obtiene aplicando la ecuación 2.64.

$$\eta_f = \frac{S_e \left(S_{ut} - \frac{F_i}{A_t} \right)}{S_e \left(\sigma_m - \frac{F_i}{A_t} \right) + S_{ut} \sigma_a} \quad \text{Ec. 2.64}$$

Siendo S_e la resistencia a la fatiga (MPa) y S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión (MPa).

2.5.6 Riel

Para el cálculo del largo del riel se utiliza la fórmula de longitud de arco:

$$L = \frac{\pi r n}{180} \quad \text{Ec. 2.65}$$

Donde r es el radio de la polea (m) y n es el ángulo en grados.

2.5.7 Garrucha

La garrucha es la encargada de soportar y transportar los productos desplazándose sobre el cable portador y accionadas por el cable tractor. La selección de este accesorio se basa en el peso del producto a transportar y el diámetro del cable. Su selección se la realiza en el Capítulo 3.

2.6 Sistema Motriz

En esta sección se analizará la potencia del motor, ejes de las poleas de tracción, y selección de rodamientos para las poleas.

2.6.1 Potencia del sistema motriz

Es necesario determinar la potencia de funcionamiento y la potencia de arranque, para obtener la potencia total que necesita el motor para mover el sistema de transporte (ecuación 2.66).

$$P_T = P_f + P_{\text{arranque}} \quad \text{Ec. 2.66}$$

La potencia de funcionamiento (P_f) es la potencia que necesita el motor para mantener en movimiento los componentes del sistema de transporte, tales como las garruchas cargadas, el cable a través del recorrido; además de vencer el rozamiento que se genera por este movimiento, por lo que se obtiene la siguiente ecuación 2.67:

$$P_f = F_f * V + M_f * \omega \quad \text{Ec. 2.67}$$

Donde P_f es la potencia de funcionamiento (W); F_f es la fuerza de funcionamiento (kg) y; V es la velocidad del sistema (m/s); M_f es el momento flector del cable sobre la rueda de tracción (kg-m) y ω es la velocidad angular de la rueda de tracción (rad/s).

La fuerza de funcionamiento (F_f) es la suma de la carga y la fuerza de rozamiento (F_{roz}) a vencer en la polea de tracción, al momento de pasar el cable por dicha polea, así como también en los otros componentes de soporte en las torres de apoyo. Para obtener la componente del peso y la fuerza de rozamiento, basadas en la Figura 2.15, se utilizan las ecuaciones 2.68 y 2.69 respectivamente.

$$F_{roz} = n_1(\mu_1 * N_1) + n_2(\mu_2 * N_2) \quad \text{Ec. 2.68}$$

De donde:

$$N_1 = T \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad \text{Ec. 2.69}$$

$$N_2 = T \sin \frac{\alpha_2}{2} \quad \text{Ec. 2.70}$$

Entonces:

$$F_{roz} = n_1(\mu_1 * T \sin \frac{\alpha_1}{2}) + n_2(\mu_2 * T \sin \frac{\alpha_2}{2}) \quad \text{Ec. 2.71}$$

Donde n_1 es el número total de poleas de soporte en torres y estación; μ_1 es el coeficiente de rozamiento en rodamientos de poleas de apoyo; T es la tensión máxima del cable (kg); α_1 es el ángulo máximo de flexión en las poleas de apoyo; n_2 es el número total de poleas de desvío, tracción y reenvío; μ_2 es el coeficiente de rozamiento en rodamientos de poleas de desvío, tracción y reenvío y α_2 es el ángulo de contacto en las poleas de poleas de desvío, tracción y reenvío.

Finalmente:

$$F_f = W_x + F_{roz} \quad \text{Ec. 2.72}$$

Siendo W_x la componente del peso a transportar (Figura 2.15). Reemplazando la ecuación 2.71 en la 2.72 se obtiene la siguiente ecuación 2.73:

$$F_f = \sum W \sin \theta + n_1(\mu_1 * T \sin \frac{\alpha_1}{2}) + n_2(\mu_2 * T \sin \frac{\alpha_2}{2}) \quad \text{Ec. 2.73}$$

Siendo θ el ángulo máximo del cable con respecto a la horizontal.

La potencia de la fuerza de funcionamiento se la obtiene por medio de la ecuación 2.74:

$$P_1 = F_f * V \quad \text{Ec. 2.74}$$

Con la Ecuación 2.75 se puede determinar el momento flector del cable (M_f) al pasar el cable por las poleas de tracción, apoyo y desvío.

$$M_f = \sum \frac{EI}{r} \quad \text{Ec. 2.75}$$

Siendo E el módulo de elasticidad del cable (kg/mm^2); I el momento de inercia de la sección circular del cable (m^4) y r el radio de la polea (m).

El momento de inercia se lo obtiene mediante la ecuación 2.76:

$$I = \frac{\pi * r^4}{4} \quad \text{Ec. 2.76}$$

Donde r es el radio de la polea del cable (m).

La potencia del momento flector se lo obtiene con la ecuación 2.77:

$$P_2 = M_f * \omega \quad \text{Ec. 2.77}$$

Finalmente, la potencia de funcionamiento total es:

$$P_f = P_1 + P_2 \quad \text{Ec. 2.78}$$

La potencia de arranque es la necesaria para vencer la inercia de los componentes móviles del sistema de transporte, tales como la masa del cable, garruchas, poleas de soporte, tracción y apoyo.

Para este proyecto se tomará en cuenta sólo el cálculo de potencia que se genera por las poleas, ya que la potencia generada para vencer la inercia de la masa del cable y las garruchas son despreciables con respecto al peso a transportar. Para determinar el torque de arranque para las poleas de tracción, apoyo y desviación se las considerará como discos sólidos, de tal manera que el momento de inercia viene dado por:

$$I = \frac{\rho \pi r^4 h}{2} \quad \text{Ec. 2.79}$$

Siendo m la masa de la polea (kg); ρ la densidad del material de la polea (kg/m^3); V_p el volumen de la polea (m^3) y r el radio de la polea (m).

El torque de la polea analizada se la obtiene mediante la ecuación 2.80:

$$\tau_p = \sum_{i=1}^n I_i * \alpha_i \quad \text{Ec. 2.80}$$

De donde:

$$\alpha_i = \frac{\omega}{t} = \frac{V}{rt} \quad \text{Ec. 2.81}$$

$$\tau_p = \sum_{i=1}^n I_i * \frac{V}{rt} \quad \text{Ec. 2.82}$$

Siendo I_i la inercia de la polea analizada (kg.m^2); V la velocidad del cable (m/s); t el tiempo de arranque del sistema (s) y ω la velocidad angular de cada polea.

Finalmente, la potencia de arranque se la obtiene con la ecuación 2.83:

$$P_{\text{arranque}} = \tau_p * \omega \quad \text{Ec. 2.83}$$

Se debe tomar en cuenta el torque de salida, la velocidad y potencia de entrada (motor) y salida (carga), además de la relación de reducción, con el fin de seleccionar el reductor apropiado, en donde se empleará el catálogo de SIEMENS, adjunto en el Apéndice C, el cual presenta los siguientes modelos:

- Reductor de ejes coaxiales
- Reductor de ejes paralelos
- Reductor sinfín corona

Para obtener la potencia de salida del motor, que a su vez es la potencia de entrada del motorreductor, se emplea la ecuación 2.84:

$$P_s = \frac{P_T * f_s}{\eta} \quad \text{Ec. 2.84}$$

Donde P_s es la potencia de entrada del reductor (kW); P_T es la potencia de salida (kW); f_s es el factor de seguridad y η es la eficiencia del reductor.

Para encontrar el torque de salida del motorreductor se emplea la ecuación 2.85:

$$T_2 = \frac{9550 * P_s}{n} \quad \text{Ec. 2.85}$$

Donde n es la velocidad de salida del motorreductor (rpm).

2.6.2 Análisis de ejes para poleas de tracción, desviación y apoyo.

En primer lugar se analizará el eje de tracción, el cual se encuentra sometido a una carga axial producida por el peso de la polea W_p y una carga P perpendicular al eje, como se muestra en la Figura 2.22. Para el diseño del eje de tracción se realiza el análisis estático y la falla por fatiga. Sin embargo, las ecuaciones expuestas sirven también para diseñar tanto el eje de la polea de desvío y la de apoyo.

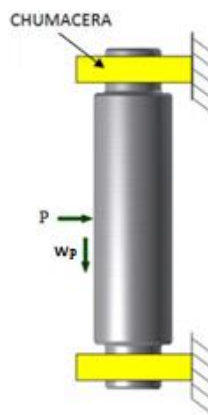


Figura 2.22 Eje de tracción

Fuente: Elaboración Propia

En la Figura 2.23 se muestran las reacciones en los apoyos A y B, además del torque T .

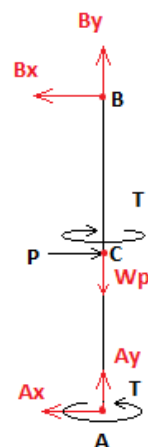


Figura 2.23 Diagrama de cuerpo libre del eje de tracción

Fuente: Elaboración Propia

Para determinar los esfuerzos de flexión y torsión se emplean las ecuaciones que se describen a continuación (Ec. 2.86 y 2.87):

$$T_2 = \frac{9550 * P_s}{n} \quad \text{Ec. 2.86}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 2.87}$$

Para obtener el esfuerzo máximo y el factor de seguridad estático se utilizan las ecuaciones 2.88 y 2.89, respectivamente.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 2.88}$$

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma'} \quad \text{Ec. 2.89}$$

Para el análisis para falla por fatiga se utilizan las ecuaciones 2.35 y 2.36 antes expuestas, incluyendo la ecuación 2.90.

$$S_{su} = 0,677S_{ut} \quad \text{Ec. 2.90}$$

Donde S_{su} es la resistencia al cortante (kg/mm²) y S_{ut} es la resistencia última a la tensión (kg/mm²). El factor de concentrador (ver Apéndice D) de esfuerzo se lo obtiene mediante la ecuación 2.91:

$$k_f = 1 + q(a - 1) \quad \text{Ec. 2.91}$$

Siendo q la sensibilidad a la muesca; $a = k_t$ la constante teórica en flexión y $a = k_{ts}$ la constante teórica en torsión. Para obtener la amplitud del esfuerzo y el esfuerzo medio se emplea las siguientes ecuaciones (Ec. 2.92, 2.93, 2.94 y 2.95):

$$\sigma_a = k_f \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right) \quad \text{Ec. 2.92}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ec. 2.93}$$

$$\tau_a = k_{fs} \left(\frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \right) \quad \text{Ec. 2.94}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad \text{Ec. 2.95}$$

Luego, aplicando el teorema de Von Mises, se obtienen las siguientes ecuaciones (Ec. 2.96 y 2.97):

$$\sigma_a' = (\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 2.96}$$

$$\sigma_m' = (\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2)^{1/2} \quad \text{Ec. 2.97}$$

Utilizando la teoría de fallas de Goodman modificado se encuentra el factor de seguridad por fatiga (Ec 2.98).

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \quad \text{Ec. 2.98}$$

2.6.3 Acople mecánico

Los acoplamientos o acoples mecánicos son elementos de máquina que sirven para prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, en planos diferentes o con dirección paralela, para transmitir energía. En modelos de acoplamientos más avanzados y modernos también cumplen con la función de proteger su sistema y el mismo mecanismo de sujeción contra cargas y fuerzas excesivas.

Para este caso nos centraremos en los acoples de tipo flexible, debido a que estos absorben la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes. Con el tiempo, esta flexión puede hacer que falle el elemento el cual deberá remplazarse.

Resulta evidente que cuanto menor sea la desalineación que deba absorber el acoplamiento, menor será la flexión que deben sufrir los elementos, pudiendo así obtenerse un servicio más largo sin problemas. Para la selección de dichos acoples, en el catálogo de SKF Flex (ver Apéndice C), se lo realiza mediante las RPM y multiplicando la potencia de salida del motorreductor por un factor de servicio (Tabla 2.3). Los acoplamientos se instalan en dos pasos:

Primero, cada mitad del acoplamiento se instala sobre su árbol; en segundo lugar, una vez que las máquinas están alineadas, las dos mitades se atornillan entre sí directamente o a través de un espaciador.

Tabla 2.3 Factor de seguridad para selección de acoples

		Tipo de unidad de motriz					
		Motores eléctricos y turbinas de vapor			Motores de combustión interna, turbinas de vapor e hidráulicas		
		Horas de servicio por día			Horas de servicio por día		
		<10	10-16	>16	<10	10-16	>16
Liviano	Agitadores/Mezcladores (líquidos), cintas transportadoras (carga uniforme), ventiladores y aspiradores, bombas centrífugas y compresores, ventiladores (menos de 7.5 kW)	0,8	0,9	1,0	1,3	1,4	1,5
Medio	Agitadores/Mezcladores (exc. líquidos), correas transportadoras (carga variable), ventiladores (más de 7,5 kW), generadores, ejes de transmisión, máquinas herramienta, bombas rotativas y compresores (excepto centrífugas), Maquinaria para las industrias de la alimentación, lavanderías e imprentas.	1,3	1,4	1,5	1,8	1,9	2,0
Pesado	Transportadores para servicio pesado (elevador, draga/pala, transportador a tornillo), triturador de martillos, prensas, punzonadoras, cizallas, bombas a pistón y compresores. Maquinaria para la industria textil, del papel, de ladrillos y aserraderos.	1,8	1,9	2,0	2,3	2,4	2,5
Muy pesado	Trituradoras (giratorias, de mandíbulas, por rodillos), Molinos para serv. pesado (molinos de bolas, de barras), equipos de izaje.	2,3	2,4	2,5	2,8	2,9	3,0

Fuente: Catalogo SKF Flex

2.6.4 Selección de rodamientos para poleas de tracción, desviación y apoyo

Para la selección de los rodamientos, se tomará en cuenta el catálogo de NTN. En dichos rodamientos se realizarán análisis estáticos y dinámicos, para tal fin se necesita de la fuerza axial y radial que actúan sobre el eje. Esta selección se realizará mediante iteraciones, utilizando la ecuación 2.99:

$$C_r = \left[\frac{60nL_{10h}}{10^6} \right]^{1/p} P_r \quad \text{Ec. 2.99}$$

Donde p es la constante de rodamiento $p = 3$ para rodamientos de bolas y $p=10/3$ para rodamientos de rodillos; n es la velocidad (rpm); L_{10h} es el tiempo de vida (h) y P_r es la carga equivalente dinámica (KN).

Para obtener la constante e de la carga radial dinámica equivalente de la tabla de rodamientos adjunta en Apéndice C, se debe obtenerla relación con la ecuación 2.100. En caso de no obtener un valor de e con el correspondiente valor obtenido de la ecuación 2.99 se procede a interpolar.

$$\frac{f_0 F_a}{C_{or}} \quad \text{Ec. 2.100}$$

Donde f_0 es el factor de carga; C_{or} es la capacidad de carga básica estática (KN) y C_r es la capacidad de carga básica dinámica (KN).

Los valores de capacidad de carga básica se los obtiene del catálogo de rodamiento NTN en el Apéndice C. Con el valor obtenido de e , se compara con la relación obtenida de la ecuación 2.101.

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ o } \frac{F_a}{F_r} > e \quad \text{Ec. 2.101}$$

Si $\frac{F_a}{F_r} \leq e$, la carga solo es radial; o si $\frac{F_a}{F_r} > e$ entonces existe carga radial y axial. Luego, se aplica la ecuación 2.102 para obtener la carga equivalente dinámica.

$$P_r = X F_r + Y F_a \quad \text{Ec. 2.102}$$

Donde F_r es la fuerza radial (kN); F_a es la fuerza axial (kN); X y Y son las constantes dependiendo de la relación obtenida en la ecuación 2.101.

El valor de la carga equivalente obtenida se la reemplaza en la ecuación 2.99 para obtener C_r , el cual debe ser menor que $C_{r-catalogo}$ (capacidad básica de carga dinámica del catálogo). Si se cumple con esta condición, se procede a encontrar los factores de seguridad estático y dinámico con las ecuaciones 2.103 y 2.104, respectivamente.

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_r} \quad \text{Ec. 2.103}$$

$$S_r = \frac{C_r}{P_r} \quad \text{Ec. 2.104}$$

En caso de cumplirse con la condición mencionada, se toman otros valores de un número de rodamiento mayor.

2.6.5 Estructura de estación de salida y llegada

En el cálculo de la estructura se tomará en cuenta los pesos de la polea, del eje y del motor, además de la tensión máxima del cable tractor y portante. Estas fuerzas se encuentran ilustradas en la Figura 3.18. Se considera que la tensión máxima del cable tractor dividido para el número de apoyo es F_p . La suma de las fuerzas que ejerce el peso del eje y de la polea dividido para los números de apoyos es F_n . La fuerza F_r es la tensión máxima del cable tractor dividido para 2. Finalmente el peso del motor representado por F_m . Las dimensiones de la misma se debe considerar el radio y alto de la polea, tamaño del motor y la longitud del eje.

Para analizar la estructura se procederá al uso del software Autodesk Inventor, por medio de la simulación de esfuerzos, para obtener resultados más cercanos y con menor margen de error (ver Apéndice E).

Dicho software nos facilita el esfuerzo de la estructura (Von Mises) para luego proceder hallar el factor de seguridad de la misma con la ecuación 2.88.

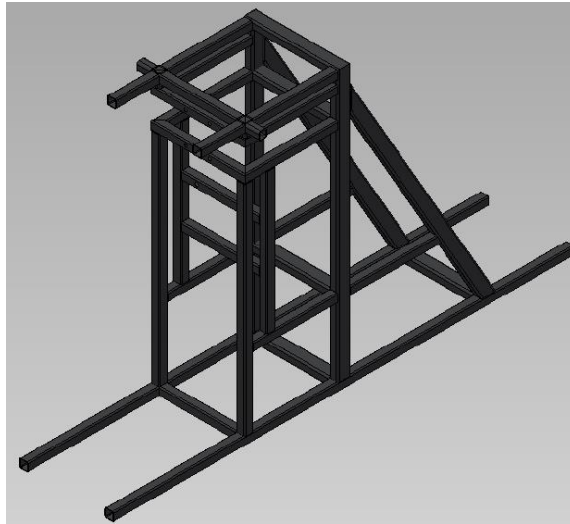


Figura 2.24 Estructura de estación de salida y llegada

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

3.1 Parámetros de entrada

Pendiente crítica del terreno

En la Figura 3.1 se muestran las medidas, tanto la diferencia de altura como la longitud total, además se observa el perfil del terreno. Se considera que la pendiente crítica del terreno es cuando se obtiene un ángulo θ mayor con respecto a las otras secciones (Tabla 3.1). En el Apéndice A se encuentran las medidas de los tramos que conforman cada sección. A continuación se realiza un cálculo representativo, tomando los datos de la tercera sección y empleando la ecuación 2.1.

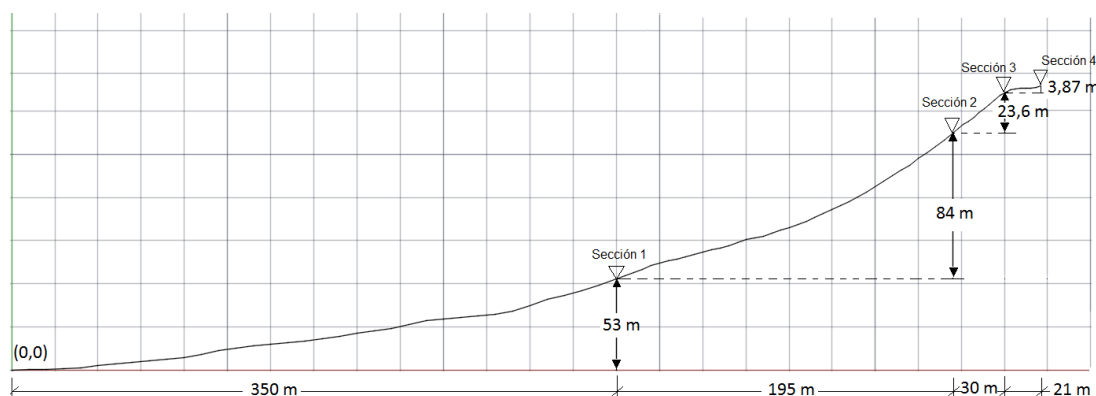


Figura 3.1 Perfil del terreno

Fuente: Elaboración propia

Se multiplica el total de los datos de una de las secciones que fueron medidos en tramos de 3 metros (datos del 75 al 84), tenemos:

$$L = 10 * 3 \text{ m} = 30 \text{ m}$$

$$\Delta h = 23,6 \text{ m}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{23,6}{30} \right)$$

$$\theta = 38,2^\circ$$

En la Tabla 3.1 se muestran las pendientes obtenidas de cada uno de las secciones, además de la longitud y ángulos de sus respectivas pendientes.

Tabla 3.1 Resultados de cada sección

Sección	Banano				Cacao	Total
	0-1	1-2	2-3	3-4	5	
Altura (m)	53	83,95	23,60	3,87	18,79	183,20
Longitud (m)	350	195	30	21	45	641
Long. de Pendiente (m)	354	212,30	38,2	21,35	48,76	674,61
Angulo θ (°)	8,60	23,30	38,2	10,40	22,62	--

Fuente: Elaboración propia

Distribución y altura de las torres de apoyo

Con la ecuación 2.1 se realiza el cálculo representativo para obtener la pendiente en el tramo correspondiente a las torres T8 y T9.

La diferencia se la obtiene restando las alturas correspondientes de los tramos 8 y 9, en la Tabla 3.2.

$$h_8 = 40,88 \text{ m}$$

$$h_9 = 60,56 \text{ m}$$

$$\Delta h = 19,68 \text{ m}$$

$$L = 60 \text{ m}$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{19,68}{60} \right)$$

$$\theta = 18,2^\circ$$

A continuación, se presenta la Tabla 3.2 con los resultados obtenidos.

Tabla 3.2 Tabla de medidas de cada tramo

Tramo	Luz (m)	Altura (m)	Dif. Altura (m)	Angulo θ (°)
E1 - T1	8	0,4	0,4	3
T1 - T2	60	3,73	3,73	4
T2 - T3	60	11,3	7,57	7
T3 - T4	20	14,2	2,9	8
T4 - T5	60	21,52	7,32	7
T5 - T6	40	28,7	7,18	10
T6 - T7	50	34,33	5,63	6
T7 - T8	20	40,88	6,55	18
T8 - T9	60	60,56	19,68	18
T9 - T10	55	75,46	14,9	15
T10 - T11	60	97,6	22,14	20
T11 - T12	44	125,13	27,53	32
T12 - T13	43	158,76	33,63	38
T13 - T14	6	161,95	3,19	28
T14 - T15	3	162,7	0,75	14
T15 - E2	9	163,2	0,5	3

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.2 se muestra la distribución de las torres.

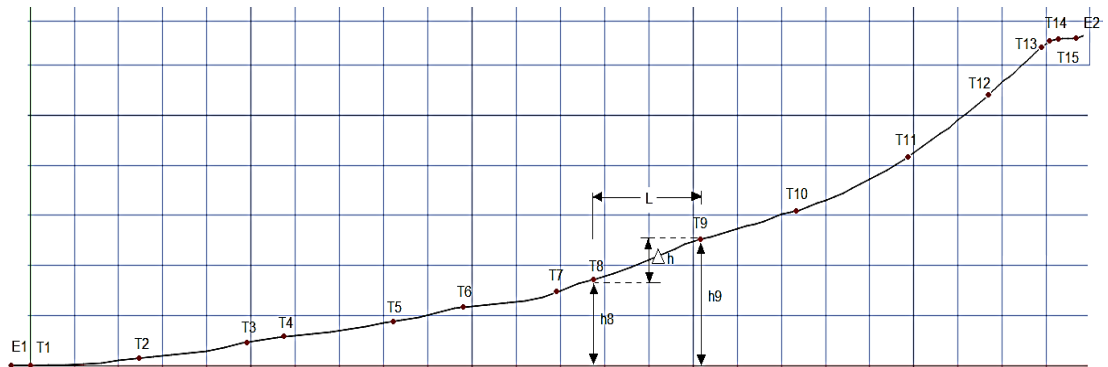


Figura 3.2 Distribución de torres

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 3.2, existen 5 tramos con una luz o distancia entre apoyos de 60 m. Se selecciona en el tramo T10 – T11, debido a que tiene el mayor ángulo entre ellos, el cual es 20°. También, existe un ángulo de 38°, con una luz de 43 m, correspondiente al tramo T12 – T13.

Estos datos han sido seleccionados debido a que se consideran críticos, ya que tanto su longitud como el ángulo son los mayores de la tabla.

Velocidad requerida

El recorrido más distante que realiza el personal es de 625.85 m, dato correspondiente a la suma de las longitudes de las pendientes obtenidas en las secciones correspondiente al banano orito. La longitud de la pendiente de la sección 5 (Tabla 3.1) no se la considera por estar ubicada a un lado de la finca (lindero), a 150 m aproximadamente antes de llegar al punto final de la finca. El tiempo que se demora en realizar este recorrido es de 20 minutos. Aplicando la ecuación 2.2 se obtiene:

$$\Delta e = 625,86 \text{ m}$$

$$\Delta t = 20 \text{ min}$$

$$V = \frac{625,86 \text{ m}}{20 \text{ min}} = 31,3 \text{ m/min}$$

Se desea tener el producto en el centro de acopio en el tiempo de 10 minutos, según el requerimiento del propietario de la finca. Por lo tanto, la velocidad requerida para el sistema de transporte se la obtiene empleando nuevamente la ecuación 2.2.

$$\Delta e = 625,86 \text{ m}$$

$$\Delta t = 10 \text{ min}$$

$$V = \frac{625,86 \text{ m}}{10 \text{ min}} = 62,6 \text{ m/min} = 1,04 \text{ m/s}$$

Esta velocidad también cumple con las recomendaciones dadas por la OITAF (OITAF, 1963).

Peso y cantidad de producto a transportar

Los pesos obtenidos del banano por el método mencionado en el Capítulo 2 se detallan en la Tabla 3.3:

Tabla 3.3 Pesos de racimos de banano

# Dato	Peso (kg)	# Dato	Peso (kg)	# Dato	Peso (kg)
1	8,24	17	9,51	33	11,00
2	10,76	18	11,64	34	9,09
3	6,92	19	7,13	35	7,12
4	10,39	20	7,26	36	8,96
5	8,06	21	5,35	37	5,90
6	8,36	22	10,41	38	10,31
7	10,13	23	11,36	39	8,36
8	6,04	24	10,38	40	9,51
9	5,45	25	10,37	41	7,58
10	8,95	26	11,01	42	8,25
11	9,53	27	6,53	43	9,75
12	6,45	28	5,74	44	10,74
13	9,41	29	11,45	45	5,35
14	11,07	30	11,59	46	11,11
15	8,00	31	10,16	Prom.	8,95
16	9,72	32	11,36		

Fuente: Elaboración propia

Mientras que la Tabla 3.4 muestra los pesos obtenidos para el cacao.

Tabla 3.4 Pesos de baldes con cacao

# Datos	Peso (kg)	# Datos	Peso (kg)
1	22,60	10	22,32
2	22,12	11	22,73
3	22,05	12	22,24
4	22,71	13	22,37
5	22,41	14	22,62
6	22,27	15	22,55
7	22,51	16	22,73
8	22,66	17	22,71
9	22,65	18	22,09
		Prom.	22,46

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, para los cálculos de diseño se tomará en cuenta el producto de mayor peso, que en este caso es el cacao. Además, como se especificó su forma de transporte, la carga a transportar es de 45 kg. Para obtener el intervalo de distancia entre vehículos se aplica la ecuación 2.2 con un tiempo de 5 segundos, el cual es el mínimo recomendado en instalaciones de movimiento continuo, como se señaló en la sección 2.6.4.

Datos:

$$V = 1,04 \frac{m}{s}$$

$$t = 5 s$$

$$e = 1,04 * 5 = 5,2 m$$

Entonces, se toma un valor inmediato superior del calculado, en este caso es 6 m.

3.2 Diseño Estructural

Selección de Cable Portador

En la Figura 2.7 se selecciona el cable 6x19 en base a los criterios mencionados en la sección 2.7.1, según el trabajo a realizar, en este caso es el de soportar las cargas. El desarrollo de los cálculos se basan en las características de dicho cable, descritos en la Tabla 3.2. Para determinar el diámetro del cable se procederá a utilizar varios diámetros hasta conseguir el factor de seguridad adecuado y una flecha máxima del 1,5% de su longitud.

Tabla 3.5 Características del cable

Alma	Acero
Construcción	6X19
Acabado	Negro
Factor de seguridad	3.5 - 5

Fuente: Emcocables

Para realizar el cálculo representativo se utilizan las ecuaciones 2.3 hasta la 2.9. Se efectuará el análisis en los tramos críticos T12 - T13 y T10 - T11, los cuales fueron explicados en la sección 3.2. Se selecciona el diámetro menor del cable para obtener su correspondiente factor de seguridad. A continuación se realiza el mismo proceso para los diferentes diámetros del cable hasta obtener un factor de seguridad correspondiente al rango señalado en la Figura 2.8.

Para el Tramo 12 – 13 seleccionamos un diámetro de $\frac{1}{4}$ " con los siguientes datos: $w = 0,172 \frac{kg}{m}$; $L = 43 m$; $P = 47 kg$; $T_u = 3084,5 kg$ y $\theta = 38^\circ$

$$\begin{aligned} \sum M_B &= 47(43 - 37) + 47(43 - 31) + 47(43 - 25) + 47(43 - 19) \\ &+ 47(43 - 13) + 47(43 - 7) + 47(43 - 1) \end{aligned}$$

$$\sum M_B = 7896 kg.m$$

$$\sum M_m = 47(21,5 - 19) + 47(21,5 - 13) + 47(21,5 - 7) + 47(21,5 - 1)$$

$$\sum M_m = 2162 kg.m$$

$$Y_m = 1,5\% * L = 43 * \frac{1,5}{100} = 0,645 m$$

$$Y_m T_0 = \frac{\sum M_B}{2} + \sum M_m + \frac{wL^2}{8 \cos \theta}$$

$$T_0 = \left[\left(\frac{7896}{2} \right) - 2162 + \frac{0,172 * (43)^2}{8 * \cos 38^\circ} \right] / 0,645$$

$$T_0 = 2847,2 kg$$

Los ángulos de las tensiones máximas son:

$$\tan \alpha = \frac{\sum M_B}{T_0 L} + \frac{wL}{2T_0 \cos \theta} + \tan \theta$$

$$\tan \alpha = \frac{7896}{2847,2 * 43} + \frac{0,172 * 43}{2 * 2847,2 * \cos 38^\circ} + \tan 38^\circ$$

$$\alpha = 40^\circ$$

$$\tan \beta = \tan \alpha - \frac{\sum \text{cargas}}{T_0}$$

$$\sum \text{cargas} = (47 * 7) + \frac{0,172 * 43}{\cos 38^\circ} = 338,4$$

$$\tan \beta = \tan 40^\circ - \frac{338,4}{2847,2} = 36,1^\circ$$

$$T_A = \frac{T_0}{\cos \alpha} = \frac{2847,2}{\cos 40,28^\circ} = 3732 \text{ kg}$$

$$T_B = \frac{T_0}{\cos \beta} = \frac{2847,2}{\cos 36,1^\circ} = 3522,8 \text{ kg}$$

En este caso T_A es la tensión máxima, entonces el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{T_u}{T_{max}} = \frac{3084,5}{3732} = 0,83$$

A continuación en la Tabla 3.6 se muestra los resultados obtenidos por cada diámetro del cable para el tramo T12 – T13.

Tabla 3.6 Selección del diámetro del cable en tramo T12 – T13

Cable		w	T_u	T_0	α	β	T_A	T_B	FS
(Pulg)	(mm)	(kg/m)	(kg)	(kg)	(°)	(°)	(kg)	(kg)	
1/4	6,35	0,172	3084,5	2847,2	40,28	36,08	3732,0	3522,8	0,8
5/16	7,93	0,268	4780,9	2890,9	40,28	36,07	3789,1	3576,6	1,3
3/8	9,53	0,386	6849,4	2944,5	40,27	36,07	3859,2	3642,7	1,8
7/16	11,11	0,526	9253,4	3008,2	40,27	36,06	3942,4	3721,2	2,3
1/2	12,7	0,687	12065,8	3081,4	40,26	36,06	4038,1	3811,5	3,0
9/16	14,28	0,87	15241,0	3164,6	40,26	36,05	4146,8	3914,1	3,7
5/8	15,87	1,074	18688,3	3257,4	40,25	36,04	4268,1	4028,5	4,4
3/4	19,05	1,546	26671,7	3472,0	40,24	36,03	4548,5	4293,1	5,9
7/8	22,22	2,104	36106,6	3725,7	40,23	36,01	4880,1	4606,0	7,4

Fuente: Elaboración propia

Como se puede observar, en la Tabla 3.6, los diámetros 9/16” y 5/8” se encuentran dentro del rango del factor de seguridad especificado en la Figura 2.8. A continuación, en la Tabla 3.7 se presentan los resultados obtenidos para el tramo T10 – T11 realizando el mismo procedimiento que el tramo anterior.

Tabla 3.7 Selección del diámetro del cable en tramo T10– T11

Cable		w	T_u	T_0	α	β	T_A	T_B	FS
(Pulg)	(mm)	(kg/m)	(kg)	(kg)	(°)	(°)	(kg)	(kg)	
1/4	6,35	0,172	3084,5	4008,2	22,69	18,43	4344,4	4224,9	0,7
5/16	7,93	0,268	4780,9	4059,3	22,69	18,41	4399,9	4278,3	1,1
3/8	9,53	0,386	6849,4	4122,1	22,70	18,39	4468,1	4343,9	1,5
7/16	11,11	0,526	9253,4	4196,5	22,70	18,36	4549,0	4421,7	2,0
1/2	12,7	0,687	12065,8	4282,2	22,71	18,34	4642,1	4511,2	2,6
9/16	14,28	0,87	15241,0	4379,6	22,71	18,30	4747,8	4613,0	3,2
5/8	15,87	1,074	18688,3	4488,1	22,72	18,27	4865,7	4726,4	3,8
3/4	19,05	1,546	26671,7	4739,3	22,73	18,20	5138,5	4988,8	5,2
7/8	22,22	2,104	36106,6	5036,2	22,75	18,12	5461,0	5299,1	6,6

Fuente: Elaboración propia

En este caso, el diámetro del cable que cumple con el factor de seguridad es el de 5/8”. Por lo tanto, se selecciona este diámetro ya que también cumple para el tramo anterior.

Para el cálculo de la longitud máxima que el cable, se la desarrolla mediante las ecuaciones 2.10 y 2.12. Los datos son tomados del Apéndice A, del tramo T10 – T11. Los datos a utilizar son: $h_{TA} = 75,47 \text{ m}$; $h_{TB} = 97,5 \text{ m}$; $h_A = 2,2 \text{ m}$.

$$Y_1 = \frac{h_{TB} - h_{TA}}{2} + h_A = \frac{97,5 - 75,47}{2} + 2,2 = 13,21 \text{ m}$$

Teniendo en cuenta que la longitud del tramo T10 – T11 es $L = 60 \text{ m}$, entonces tenemos:

$$Y_m = 1,5\% \times L = 60 \times 1,5\% = 0,9 \text{ m}$$

$$Y = Y_1 + Y_m$$

$$Y = 13,21 + 0,9 = 14,11 \text{ m}$$

Si $Y/L < 0,5$, entonces se aplica la ecuación 2.12 para obtener la longitud máxima del cable.

$$Y/L = 14,11/60 = 0,23 < 0,5$$

$$S = L \left[1 + \frac{2}{3} \left(\frac{Y}{L} \right)^2 - \frac{2}{5} \left(\frac{Y}{L} \right)^4 \right]$$

$$S = 60 \left[1 + \frac{2}{3} (0,23)^2 - \frac{2}{5} (0,23)^4 \right] = 62,05 \text{ m}$$

Selección del Cable Tractor

En la Figura 2.7 se selecciona el cable 6x36 con base en los criterios mencionados en la sección 2.7.2, según el trabajo a realizar, en este caso es el de mover las cargas. El cálculo de la tensión máxima del cable se basa en la configuración del mismo elegido del catálogo de Emcocables y que se presenta a continuación en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 Características del cable

Alma	Fibra
Construcción	6X36
Acabado	Negro
Factor de seguridad	5 - 7

Fuente: Elaboración propia

Para realizar los posteriores cálculos se utilizan las ecuaciones 2.13 hasta la 2.16. Se efectuará el análisis en los tramos críticos, que se señaló en la sección 3.2. Para la selección del cable carril se procederá a utilizar varios diámetros hasta conseguir el factor de seguridad adecuado. Para el cálculo demostrativo se toma el menor diámetro del cable en esta categoría, el cual es de $\frac{1}{4}$ ". Los datos a utilizar son: $W = 47 \text{ kg}$; $\theta = 40,28^\circ$; $\mu = 0,02$; $w = 0,156 \text{ kg/m}$ y $L = 43 \text{ m}$.

$$W_x = W \sin \theta = 47 * \sin 43,28^\circ = 30,4 \text{ kg}$$

$$W_y = W \cos \theta = N$$

$$W_y = 47 * \cos 40,28^\circ = 36 \text{ kg}$$

$$F_{roz} = \mu N = 0,02 * 36 \text{ Kg} = 0,72 \text{ kg}$$

$$T_{max} = n(W_x + (2 * F_{roz})) + \frac{wL}{\cos \theta} = 7(29 + (2 * 0,74)) + \frac{0,156 * 43}{\cos 40,28^\circ}$$

$$T_{max} = 231,54 \text{ kg}$$

Para obtener el factor de seguridad, se usa la ecuación 2.3 y la carga de rotura del cable, la cual es 2485,7 kg, entonces:

$$FS = \frac{T_u}{T_{max}} = \frac{2485,7}{231,6} = 10$$

Por lo tanto, el diámetro del cable de ¼" cumple con el factor de seguridad para el cable tractor.

Poleas de tracción, apoyo y desviación

Para el cálculo de la polea de tracción, se empieza obteniendo el diámetro mínimo de la polea usando, la ecuación 2.17.

$$\phi_5 = 100 * \phi_c$$

Donde el diámetro del cable tractor seleccionado es: $\phi_c = 6,35 \text{ mm}$

$$\phi_5 = 100 * 6,35 \text{ mm}$$

$$\phi_5 = 635 \text{ mm}$$

De acuerdo a la norma DIN 15059, el diámetro de polea no existe por lo que se toma el diámetro inmediatamente superior, es decir 710 mm. También proporciona el rango de la altura del cubo (t) para el diámetro obtenido, el cual es de 90 a 120 mm. Entonces: $t = 90 \text{ mm}$

Para obtener el diámetro del eje se utiliza las ecuaciones 2.20 y 2.21, en donde la tensión máxima obtenida para el cable tractor es de 231,54 kg.

$$P_g = \frac{2T}{\phi_c * \phi_5}$$

$$P_g = \frac{2(231,54 \text{ kg})}{0,00635 \text{ m} * 0,71 \text{ m}} = 102713 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2T}{P_g * t} = \frac{2(231,54 \text{ kg})}{102713 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} * 0,09 \text{ m}} = 0,0500 \text{ m}$$

$$\phi_1 = 50 \text{ mm}$$

Con el diámetro del eje obtenido se determina el diámetro del cubo, con la ecuación 2.22.

$$\phi_2 = 1,5 * \phi_1 = 1,5 * 50 \text{ mm} = 75 \text{ mm}$$

El factor de seguridad del cable para el diámetro de polea seleccionado se lo obtiene con las ecuaciones 2.23 y 2.24, en donde $\frac{p}{S_u} = 0,0018$ se lo obtiene de la Figura 2.13, según la configuración del cable portador, que en este caso es de 6x36. La resistencia máxima de dicho cable es de 88 kpsi o $6187 \times 10^4 \text{ kg/m}^2$, entonces:

$$P_{adm} = \left(\frac{p}{S_u}\right) S_u$$

$$P_{adm} = (0,0018) * 6187 \times 10^4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} = 111366 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

Finalmente;

$$FS = \frac{P_{adm}}{P_g} = \frac{111366 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}}{102713 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}} = 1,1$$

A continuación, se determina las dimensiones de la llanta de soporte del cable (Figura 2.15). La profundidad de paso se la obtiene mediante la ecuación 2.25.

$$b = \phi_c = 6,35 \text{ mm}$$

El diámetro máximo de la polea ϕ_6 se obtiene con la ecuación 2.26:

$$\phi_6 = (2 * b) + \phi_5 = (2 * 6,35 \text{ mm}) + 710 \text{ mm} = 722,7 \text{ mm}$$

El diámetro de la garganta de la polea se obtiene mediante la ecuación 2.27.

$$\phi_4 = \phi_6 - 2(1,5 * b) = 722,7 \text{ mm} - 2(1,5 * 6,35 \text{ mm}) = 703,65 \text{ mm}$$

Luego, para encontrar la profundidad proyectada se utiliza la ecuación 2.28.

$$a = \frac{b/2}{\sin(\beta/2)} = \frac{6,35 \text{ mm}/2}{\sin(45^\circ/2)} = 8,3 \text{ mm}$$

$$ab = a + b = (8,3 + 6,35) \text{ mm} = 14,65 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de pared se encuentra mediante la ecuación 2.31:

$$d_{red} = \frac{2longitud + ancho + espesor}{3}$$

$$d_{red} = \frac{2 * (90 \text{ mm}) + 710 \text{ mm} + 710 \text{ mm}}{3} = 533,3 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de pared es $f = 9 \text{ mm}$

Finalmente, utilizando la ecuación 2.30 se halla la altura de la pista de rodadura:

$$h = 2[(ab * \tan(\beta/2)) + f]$$

$$h = 2[(14,65 * \tan(45^\circ/2)) + 9 \text{ mm}] = 30 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de la pista de rodadura se lo tomara como 4,5 veces el diámetro del cable, teniendo así un espesor de la pista de rodadura de:

$$d = 1,5b + c = [(1,5 * 6,35) + (4,5 * 6,35)] \text{ mm} = 38,1 \text{ mm}$$

Entonces el diámetro mínimo de canaleta es:

$$\phi_3 = \phi_6 - 2d = 722,7 \text{ mm} - 2(38,1 \text{ mm}) = 646,5 \text{ mm}$$

La polea contará con 6 brazos, los cuales están sometidos a compresión por una carga igual a (Ec. 2.32):

$$T = 2T_{max} = 2(231,54) \text{ kg} = 463,08 \text{ kg}$$

La sección del brazo de la polea y sus dimensiones son 25x6 mm, con una longitud de 286.2 mm, el cual se lo considera empotrado en ambos extremos. El AISC considera que cuando una columna se encuentra fija en ambos extremos, la constante de apoyo K es igual a 0.5. El esfuerzo crítico se lo obtiene con la ecuación 2.47, el módulo de elasticidad E del hierro gris es 124 GPa. Entonces:

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{(25 \text{ mm})(6 \text{ mm})^3}{12} = 450 \text{ mm}^4$$

$$A = bh = (25 * 6) \text{ mm}^2 = 150 \text{ mm}^2$$

Empleando la ecuación 2.34:

$$r = \sqrt{I/A} = \sqrt{450 \text{ mm}^4 / 150 \text{ mm}^2} = 1,7 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Luego utilizando la ecuación 2.33:

$$\sigma_{cr} = \frac{E\pi^2}{(kL/r)^2} = \frac{(124 \times 10^3 \text{ MPa}) * \pi^2}{(0,5 * 0,2862 \text{ m} / 1,7 \times 10^{-3} \text{ m})^2} = 179,3 \text{ MPa}$$

La resistencia última a la tensión del material seleccionado es de 293 MPa, con este dato se puede obtener los resultados del análisis por fatiga. Empleando las ecuaciones de la 2.35 y 2.36 se tiene:

$$S_e' = 0,504S_{ut} = 0,504 * (293 \text{ MPa}) = 147,672 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga tienen los siguientes valores (Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 2008): $k_a = 1$; $k_b = 1$; $k_c = 0,923$; $k_d = 1$ y $k_e = 1$. $k_a = 1$ Entonces:
 $k_a = 1$ Entonces:

$$S_e = 0,923(147,672 \text{ MPa}) = 136,3 \text{ MPa}$$

Con el esfuerzo encontrado, se obtiene la amplitud del esfuerzo (σ_a) y el esfuerzo medio (σ_m). Entonces:

$$\sigma_{max} = \sigma_{cr}$$

Utilizando la ecuación 2.37:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{179,3 \text{ MPa} - 0}{2} = 89,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{179,3 \text{ MPa} + 0}{2} = 89,6 \text{ MPa}$$

Reemplazando en la ecuación 2.39, se determina el factor de seguridad:

$$\frac{89,6}{136,3} + \frac{89,6}{293} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 1,5$$

De manera similar, y utilizando el mismo material, se realiza el cálculo para las poleas de desviación. En la Tabla 3.10 se presentan las dimensiones de dicha polea.

Tabla 3.9 Diámetros de la polea de apoyo

Poleas			
Diámetros (mm)	Tracción	Desvío	Apoyo
\emptyset_1	50	56	35
\emptyset_2	75	84,2	51,6
\emptyset_3	646,5	436,5	N/A*
\emptyset_4	703,65	493,7	109
\emptyset_5	635	500	115
\emptyset_6	722,7	512,7	128
Longitudes (mm)	Llanta de la polea		
a	8,3	8,3	8,3
b	6,35	6,35	6,35
ab	14,65	14,65	14,65
d	38,1	38,1	N/A*
f	9	9	9
h	30	30	30
F.S	1,5	1,6	1,5

* No aplica para polea de apoyo de alma llena.

Fuente: Elaboración Propia

Para el análisis de fatiga en los brazos de la polea se tomará en cuenta la misma sección y el mismo número de brazos de la polea, por lo que el radio de giro es similar a la calculada en la polea de tracción. La longitud para este caso es de 176.5 mm. En la Tabla 3.10 se presenta los resultados del análisis del factor de seguridad. Para los cálculos de las poleas de apoyo se seleccionó el diámetro según la configuración del cable usado en este caso el 6x37 de la Tabla 3.9. Este tipo de poleas serán de alma llena, a continuación en la Tabla 3.10 se presentan sus dimensiones.

Tabla 3.10 Datos de cables de acero

CABLE	PESO POR PIE lbf	DIAMETRO		MATERIAL	TAMAÑO DE ALAMBRES EXTERIORES	MODULO DE ELASTICIDAD*		RESISTENCIA† Kpsi
		MINIMO DE POLEA in	TAMAÑOS ESTANDARES d. in			Mpsi	Mpsi	
6 X 7 de arrastre	1.50d ²	42d	1/4 - 1 1/2	Acero monitor	d/9	14	100	
				Acero de arado	d/9	14	88	
				Acero de arado dúctil	d/9	14	76	
6 x 19 de izaje normal	1.60d ²	26d - 34d	1/4 - 2 3/4	Acero monitor	d/13 - d/16	12	106	
				Acero de arado	d/13 - d/16	12	93	
				Acero de arado dúctil	d/13 - d/16	12	80	
3 x 37, flexible especial	1.55d	18d	1/4 - 3 1/2	Acero monitor	d/22	11	100	
				Acero de arado	d/22	11	88	
8 x 19, flexible extra	1.45d	21d - 26d	1/4 - 1 1/2	Acero monitor	d/15 - d/19	10	92	
7 x 7, para avión	1.70d ²	—	1/16 - 3/8	Acero resistente a la corrosión	—	—	124	
				Acero al carbono	—	—	124	
7 x 9, para avión	1.75d ²	—	1/8 - 1 3/8	Acero resistente a la corrosión	—	—	135	
				Acero al carbono	—	—	143	
De 19 alambres, para avión	2.15d ²	—	1/32 - 5/16	Acero resistente a la corrosión	—	—	165	
				Acero al carbono	—	—	165	

Fuente: American Steel and Wire Company Handbook

Torres de Apoyo

Se analiza los brazos de apoyo, tanto para el cable tractor como para el cable portador. El material que se toma de referencia para este cálculo es el ASTM A500, ya que es el más común en lo que se respecta a tubería. Para las placas de soporte se toma de referencia el ASTM A36. Las propiedades de dichos materiales se encuentran adjunto en el Apéndice B.

Para el análisis del brazo de apoyo del cable tractor se selecciona un tubo de sección circular, el cual está unido a una placa base la misma que será emperrada a la columna de la torre de apoyo. A continuación se presenta las especificaciones mecánicas del tubo, necesarios para el cálculo del apoyo:

$$T_{max-trac} = 231,54 \text{ kg} = 2,269 \text{ kN}; \alpha = 40,28^\circ; \beta = 36,04^\circ; W_p = 27 \times 10^{-3} \text{ kN}$$

y $x = 0,3 \text{ m}$

Las propiedades de la sección, obtenidas del Apéndice C, son: $\phi_{ext} = 0,0603 \text{ m}$; $\phi_{int} = 0,0543 \text{ m}$; $b = 0,003 \text{ m}$; $I = 222,25 \times 10^{-9} \text{ m}^4$; $c = 0,03015 \text{ m}$; $A = 540,04 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ y $Q = 4,929 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Donde \varnothing_{ext} es el diámetro externo; \varnothing_{int} es el diámetro interno; b es el espesor; I es el momento de inercia; c es el radio de la sección transversal; A es el área de la sección transversal y Q es el producto del área por el centroide. Para obtener las fuerzas que actúan en el soporte, se utilizan las ecuaciones 2.40 y 2.41

$$F_y = 2,269 \text{ kN} (\sin 36,04 + \sin 40,28) + 27 \times 10^{-3} \text{ kN} = 2,83 \text{ kN}$$

$$F_x = 2,269 \text{ kN} (\cos 36,04 - \cos 40,28) = 0,1 \text{ kN}$$

Con ayuda del software MDSolid se analizaran Los esfuerzos de flexión y cortante (Ec. 2.42 y 2.43) en los puntos A y D, como se muestra en la Figura 3.3, en donde P_y y P_x son las fuerzas halladas F_y y F_x , respectivamente, con una distancia de 30 cm tomada desde el borde del soporte hasta la columna principal.

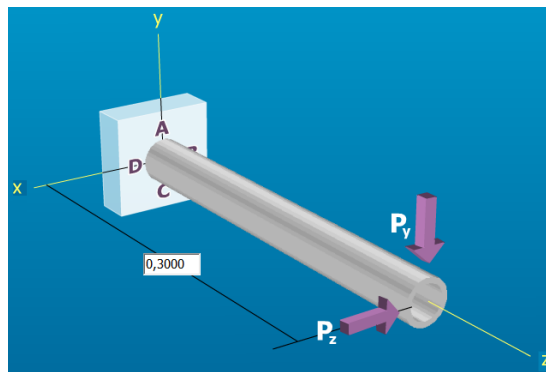


Figura 3.3 Diagrama de cuerpo libre del brazo de soporte

Fuente: Elaboración propia

Análisis en el punto A:

$$\sigma_f = \frac{F_y * x}{I/c} = \frac{2,83 \text{ KN} * 0,3 \text{ m}}{7,37 \times 10^{-6} \text{ m}^3} = 115,2 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} = \frac{0,1 \text{ KN} * 4,929 \times 10^{-6} \text{ m}^{-6}}{222,25 \times 10^{-9} \text{ m}^4 * 2 * 0,003 \text{ m}} = 369,7 \text{ kPa}$$

Aplicando las ecuaciones 2.44 y 2.45, se determinan los esfuerzos máximos.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + (\tau)^2} = \sqrt{\left(\frac{115200 \text{ kPa}}{2}\right)^2 + (369,7 \text{ kPa})^2} = 57600 \text{ kPa}$$

$$\sigma_{max,min} = \frac{\sigma_f}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + (\tau)^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{115200 \text{ kPa}}{2} + 57600 \text{ kPa} = 115,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{115200 \text{ kPa}}{2} - 57600 \text{ kPa} = 0 \text{ MPa}$$

Luego:

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_{max})^2 + 3(\tau_{max})^2} = \sqrt{(115,2 \text{ MPa})^2 + 3(57,6 \text{ MPa})^2} = 152,4 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{350}{152,4} = 2,2$$

De la misma manera se calcula en el punto D, los resultados en dicho punto son: $\sigma_f = 4,07 \text{ MPa}$ y $\tau = 10,5 \text{ MPa}$

Aplicando las ecuaciones 2.44 y 2.45 se encuentran los esfuerzos máximos que son: $\tau_{max} = 10,7 \text{ MPa}$; $\sigma_{max} = 12,7 \text{ MPa}$; $\sigma_{min} = -8,47 \text{ MPa}$; $\sigma' = 22,5 \text{ MPa}$.

El factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{350}{22,5} = 15$$

Para el análisis de los brazos de apoyo del cable portante se selecciona un tubo cuadrado de 0,125 m por lado. Los siguientes datos que son necesarios para el posterior cálculo se los obtiene de las Tablas 3.6 y 3.7, en donde: $T_{max-port} = 4865,7 \text{ kg} = 47,7 \text{ kN}$; $\alpha = 40,28^\circ$; $\beta = 36,04^\circ$ y $x = 0,175 \text{ m}$.

Las propiedades de la sección cuadrada, obtenidas del Apéndice C, son: $b = 0,003 \text{ m}$; $I = 3,5453 \times 10^{-6} \text{ m}^4$; $c = 0,0625 \text{ m}$ y $Q = 3,35 \times 10^{-5} \text{ m}^3$.

$$F_y = 47,7 \text{ kN} (\sin 36,04 + \sin 40,28) = 59 \text{ kN}$$

$$F_x = 47,7 \text{ kN} (\cos 36,04 - \cos 40,28) = 2,2 \text{ kN}$$

De la misma forma se analiza en dos puntos como la sección anterior, obteniendo los siguientes resultados.

Análisis en el punto A:

$$\sigma_f = 182 \text{ MPa}$$

$$\tau = 3,5 \text{ MPa}$$

Aplicando las ecuaciones 2.44 y 2.45, se obtienen los valores de los esfuerzos máximos, los cuales son: $\tau_{max} = 91 \text{ MPa}$; $\sigma_{max} = 182 \text{ MPa}$; $\sigma_{min} = 91 \text{ MPa}$ y $\sigma' = 158 \text{ MPa}$

El factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{350}{158} = 2,2$$

Análisis en el punto D:

$$\sigma_f = 6,8 \text{ MPa}$$

$$\tau = 93 \text{ MPa}$$

Aplicando las ecuaciones 2.44 y 2.45 se calcula los esfuerzos máximos, los cuales son: $\tau_{max} = 93 \text{ MPa}$; $\sigma_{max} = 96,4 \text{ MPa}$; $\sigma_{min} = -86,2 \text{ MPa}$; $\sigma' = 158 \text{ MPa}$

El factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{350}{158} = 2,2$$

Para el brazo de apoyo que sostiene la polea de desvío se tomará en cuenta el peso de la misma y la presión ejercida del cable en la polea, luego de donde se obtiene un factor de seguridad mayor al del brazo de apoyo del cable tractor, debido a que la mayor carga es axial, por lo que se selecciona el mismo tubo para este brazo.

En el análisis de la columna se considera un tubo de sección cuadrada de 0,125 m por lado, en acero ASTM A500, con las siguientes propiedades obtenidas del Apéndice C: $b = 0,005 \text{ m}$; $I = 5,53 \times 10^{-6} \text{ m}^4$; $c = 0,0625 \text{ m}$; $A = 2,36 \times 10^{-3} \text{ m}^2$; $Q = 5,4 \times 10^{-5} \text{ m}^3$; $r = 4,87 \times 10^{-2} \text{ m}$.

Las fuerzas aplicadas en la columna que se muestra en la Figura 3.4, son las tensiones máximas en los apoyos, tomando en consideración que se encuentra cargado en ambos lados de la columna, entonces se tiene que:

$$F_y = 122,54 \text{ KN} \text{ y } F_x = 4,6 \text{ KN}$$

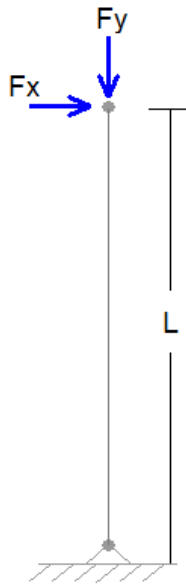


Figura 3.4 Diagrama de la columna

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.4, la columna se encuentra empotrada en un extremo y libre en el otro, por lo que la constante de apoyo es 2. Para obtener la longitud efectiva se utiliza la ecuación 2.48.

$$KL = L_e$$

$$L_e = 2 * 2,2 \text{ m} = 4,4 \text{ m}$$

Luego:

$$\frac{L_e}{r} = 4,4 \text{ m} / 4,87 \times 10^{-2} \text{ m} = 90,3$$

Se calcula la relación de esbeltez con la Ecuación 2.49.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_{PC}}}$$

Donde:

$$E = 200 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{PC} = 350 \text{ MPa}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200 \times 10^3 \text{ MPa})}{350 \text{ MPa}}} = 106,2$$

Según la AISC, se aplica la ecuación 2.50, pero primero se debe encontrar el factor de seguridad, por lo que se utiliza la ecuación la ecuación 2.51:

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(L_e/r)^2}{8C_c^2} - \frac{(L_e/r)^3}{8C_c^3} = \frac{5}{3} + \frac{3(90,2)^2}{8(106,2)^2} - \frac{(90,2)^3}{8(106,2)^3}$$

$$FS = 2$$

Luego:

$$\sigma_T = \left[1 - \frac{(L_e/r)^2}{2C_c^2} \right] \frac{\sigma_{PC}}{FS} = \left[1 - \frac{(90,2)^2}{2(106,2)^2} \right] \frac{350}{2}$$

$$\sigma_T = 120 \text{ MPa}$$

La fuerza admisible se la calcula mediante la ecuación 2.52:

$$F_{adm} = \sigma_T A = 120 \text{ MPa} * 2,336 \times 10^{-3} \text{ m} = 280 \text{ kN}$$

La fuerza admisible (F_{adm}) es mayor a la que se encuentra sometida la columna, por lo que la ésta resiste con seguridad esta carga. También se analiza la estructura como una viga, como se muestra en la siguiente Figura 3.5.

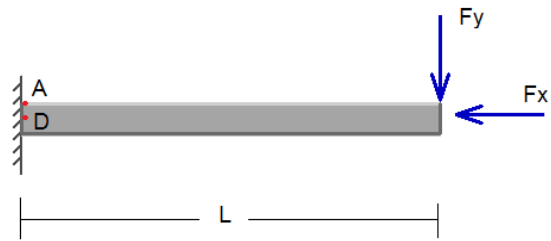


Figura 3.5 Diagrama de fuerza en la viga

Fuente: Elaboración propia

Para este análisis se consideran las ecuaciones 2.42 hasta la 2.48, tomando en cuenta que la viga está sometida a compresión, las fuerzas F_x y F_y para este caso son: $F_y = 122,54 \text{ kN}$ y $F_x = 4,6 \text{ kN}$

A continuación, se presenta los esfuerzos de compresión (σ_c), flexión (σ_f), cortante máximo (τ_{max}), máximo y mínimo (σ_{max} y σ_{min}) y el esfuerzo de Von Mises (σ'), además del factor de seguridad (η), obtenidos en los puntos A y D.

Los valores encontrados realizando el análisis en el punto A son: $\sigma_c = 52,5 \text{ MPa}$; $\sigma_f = 114,4 \text{ MPa}$; $\tau_{max} = 31,1 \text{ MPa}$; $\sigma_{max} = 114,5 \text{ MPa}$; $\sigma_{min} = 52,5 \text{ MPa}$; $\sigma' = 100 \text{ MPa}$ y $\eta = 3,5$.

Los valores encontrados realizando el análisis en el punto D son: $\sigma_c = 52,5 \text{ MPa}$; $\tau = 4,5 \text{ MPa}$; $\tau_{max} = 26,63 \text{ MPa}$; $\sigma_{max} = 53 \text{ MPa}$; $\sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$; $\sigma' = 70 \text{ MPa}$ y $\eta = 5$.

Para simplificar el análisis, la misma columna será utilizada para las torres que cuentan con un solo brazo de apoyo, tales como la de desvío y de apoyo. Los catálogos de los tubos seleccionados en esta sección se encuentran adjuntos en el Apéndice C.

Selección de pernos

La placa en donde se instalarán los pernos, que se muestra en la Figura 3.6 sirve para los apoyos que estén en voladizo. Las medidas de dicha placa se detallan a continuación: $a = 375 \text{ mm}$; $b = 125 \text{ mm}$; $a = 125 \text{ mm}$; $b = 125 \text{ mm}$.

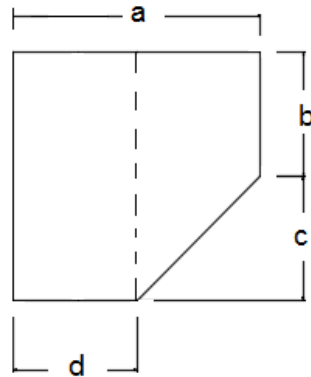


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de la placa

Fuente: Elaboración propia

La separación entre pernos es simétrica, las distancias entre los pernos y el centroide (CN) y la configuración con la fuerza excéntrica se presentan en la Figura 3.7.

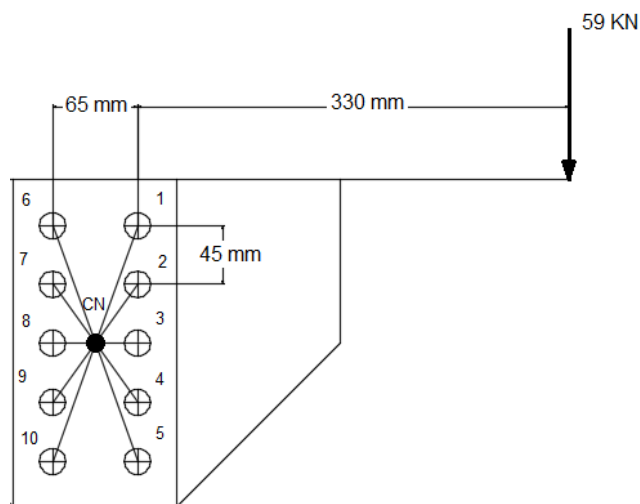


Figura 3.7 Diagrama de fuerzas en pernos cargados excéntricamente

Fuente: Elaboración propia

Se procede a encontrar la fuerza primaria y secundaria, con las ecuaciones 2.53 y 2.54.

$$F' = \frac{59 \text{ kN}}{10} = 5,9 \text{ kN}$$

Las distancias desde el centroide hasta cada perno son:

$$r_1 = r_5 = r_6 = r_{10} = 95,7 \text{ mm}$$

$$r_2 = r_4 = r_7 = r_9 = 55,51 \text{ mm}$$

$$r_3 = r_8 = 32,5 \text{ mm}$$

La fuerza secundaria es:

$$F'' = \frac{Mr_n}{\sum r^2}$$

$$F'' = \frac{59 \text{ kN} * (0,3625 \text{ m}) * (0,0957 \text{ m})}{4 * (0,0957 \text{ m})^2 + 4 * (0,05551 \text{ m})^2 + 2 * (0,0325 \text{ m})^2}$$

$$F'' = 40 \text{ kN}$$

Representando la fuerza secundaria en forma vectorial se tiene:

$$F'' = 36,7i + 13,55j$$

La fuerza total, F_T , es la suma vectorial de las fuerzas primarias y secundarias, teniendo así:

$$F_T = F' + F''$$

$$F_T = \sqrt{(36,7)^2 + (13,55 + 5,9)^2}$$

$$F_T = 42 \text{ kN}$$

Tomando un factor de seguridad de 2 y seleccionando la resistencia mínima a la fluencia, según la clase obtenida de la tabla de propiedades mecánicas del perno adjunta en el Apéndice B, se procede a determinar el diámetro del perno, utilizando las ecuaciones 2.56 y 2.57:

$$S_{sy} = 0,5S_y$$

$$S_{sy} = 0,5 * 660 \text{ MPa} = 330 \text{ MPa}$$

Luego:

$$d = \sqrt{\frac{4F_T\eta}{\pi S_{sy}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 42 \text{ kN} * 2}{\pi * 330 \times 10^3 \text{ kPa}}} = 0,018 \text{ m}$$

$$d = 18 \text{ mm}$$

A continuación, se obtiene el factor de seguridad por aplastamiento empleando las ecuaciones 2.58 y 2.59, donde el diámetro d es 0.018 m y el espesor e es 0.005 m.

$$\sigma_{ap} = \frac{F'}{de} = \frac{5,9 \text{ kN}}{0,018 * 0,005} = 65 \text{ MPa}$$

Luego:

$$\eta_{ap} = \frac{S_y}{\sigma_{ap}} = \frac{250 \text{ MPa}}{65 \text{ MPa}} = 4$$

Para el análisis de fatiga se utilizarán las ecuaciones 2.60 a la 2.64. El área de esfuerzo de tensión es de 245 mm², y se lo obtuvo de la tabla de diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso adjunta en el Apéndice B.

$$\sigma_a = \frac{42 \text{ kN}/8}{2,45 \times 10^{-4}} = 21,43 \text{ MPa}$$

Para obtener la carga de prueba la resistencia de prueba del perno seleccionado es de 600 MPa.

$$F_p = 600 \text{ MPa}(2,45 \times 10^{-4}) = 147 \text{ kN}$$

En la precarga inicial se utilizarán pernos reusables, entonces se obtiene lo siguiente:

$$F_i = 0,75F_p = 0,75 * 147 = 110,25 \text{ kN}$$

$$\sigma_m = 21,43 \text{ MPa} + \frac{110,25 \text{ kN}}{2,45 \times 10^{-4}} = 471,5 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga y resistencia mínima a la tensión, S_e y S_{ut} , obtenidas del Apéndice B, son 129 MPa y 830 MPa respectivamente, para luego:

$$\eta_f = \frac{S_e \left(S_{ut} - \frac{F_i}{A_t} \right)}{S_e \left(\sigma_m - \frac{F_i}{A_t} \right) + S_{ut} \sigma_a} = \frac{129 * (830 - 450)}{129(471,5 - 450) + (830 * 21,43)} = 2,4$$

Mientras que los pernos para la placa que une los dos brazos de apoyo de cable portador, que se encuentran a cortante puro, se tiene la siguiente configuración (Figura 3.8).

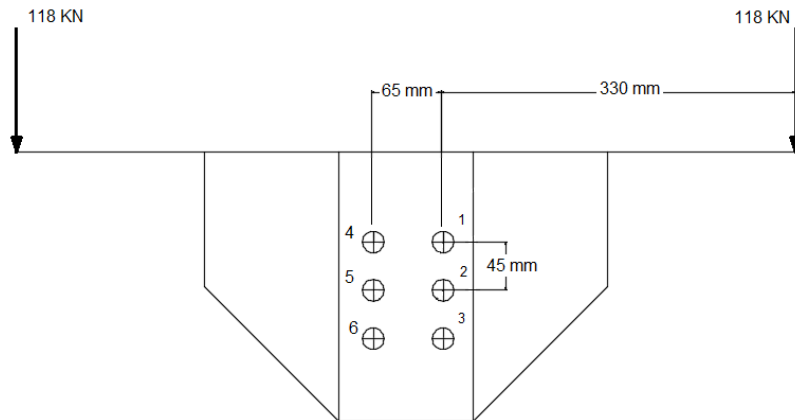


Figura 3.8 Diagrama de pernos sometidos a cortante puro

Fuente: Elaboración propia

El diagrama que representa los pernos que sujetan la placa con la viga se muestran en la Figura 3.9.

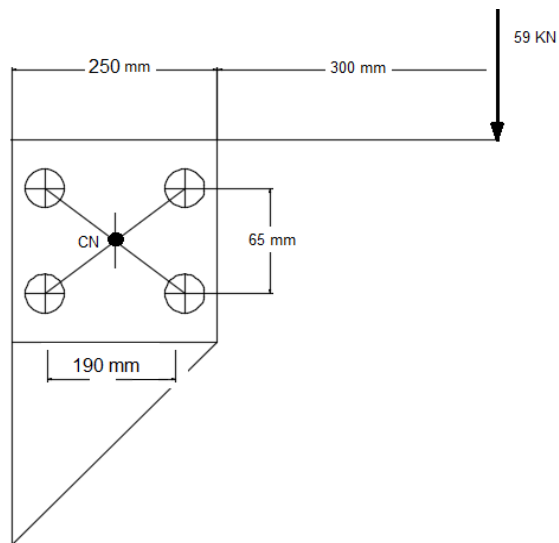


Figura 3.9 Diagrama de pernos en la placa

Fuente: Elaboración propia

Los pernos seleccionados con su respectivo diámetro (d), factor de seguridad por aplastamiento (η_{ap}) y por fatiga (η_f), se presentan a continuación: $d = 16 \text{ mm}$; $\eta_{ap} = 2,5$ y $\eta_f = 2,4$.

En la selección de pernos para el brazo de apoyo del cable tractor (Figura 3.10), se realiza el mismo procedimiento. Los pernos seleccionados y su factor de seguridad se presentan a continuación: $d = 8 \text{ mm}$; $\eta_{ap} = 7$; $\eta_f = 3$.

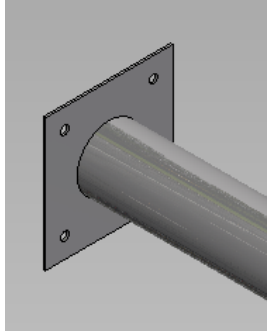


Figura 3.10 Placa base del brazo de apoyo del cable portador

Fuente: Elaboración propia

La selección del espesor de las placas se fundamenta en las cargas máximas, tanto de flexión como de tensión, que actúan sobre la conexión analizada. Los esfuerzos que se generan en las placas, debido a la acción de las cargas que actúan sobre estas, serán analizados mediante la utilización del software Autodesk Inventor, el cual permite obtener los esfuerzos máximos que soportan las placas y su factor de seguridad. Con base en los esfuerzos obtenidos, se procederá a escoger el material y el espesor de la placa. El material seleccionado es el acero ASTM A36. Los análisis de las cargas en las placas se encuentran en el Apéndice E. A continuación se presenta el cuadro de resultados obtenidos (Tabla 3.11):

Tabla 3.11 Esfuerzos máximos y factores de seguridad en placas

Placa	Espesor (mm)	Esfuerzo máximo		
		Flexión	Tensión	FS
Vigas	5	236	201,6	1,2
Columna	5	123,5	211	1,6
Apoyo cable tractor	2	58	-	4,3

Fuente: Elaboración propia

Riel

Para el riel por donde pasarán las garruchas se selecciona una platina de acero ASTM A36, en la que se doblará su extremo más largo de acuerdo al diámetro del cable. El espesor de la placa se la determina con ayuda del software Autodesk Inventor. Para determinar la longitud necesaria para los diferentes radios de poleas se utiliza la ecuación 2.65.

Para la polea de tracción:

$$L = \frac{\pi r n}{180} = \frac{(\pi)(0,355)(180)}{180} = 1,12 \text{ m}$$

Mientras que para la polea de desvío se obtiene:

$$L = 0,20 \text{ m}$$

En la Figura 3.11 se muestra el resultado obtenido en Autodesk Inventor para el riel de las torres de desviación, en donde el esfuerzo máximo y un coeficiente de seguridad son: 208.9 MPa y 1.2, respectivamente. El espesor determinado es de 3 mm.

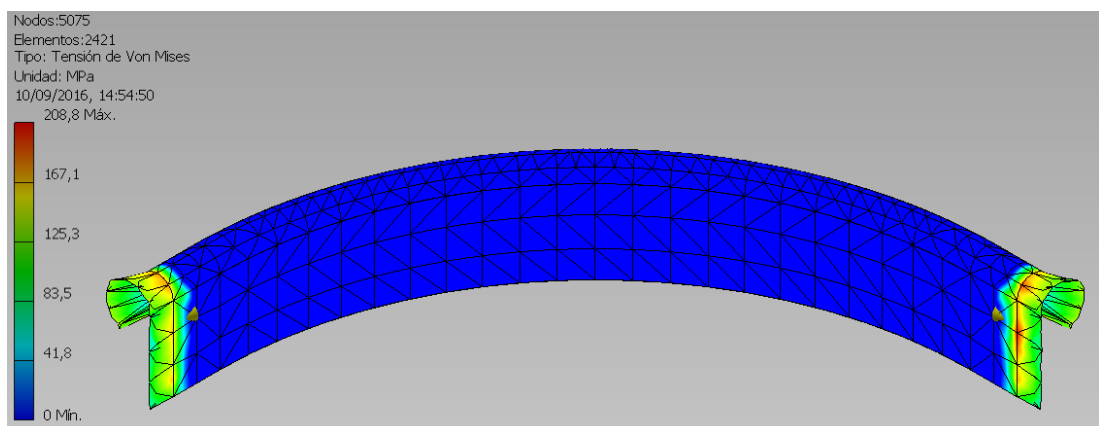


Figura 3.11 Esfuerzo máximo en el riel de las torres de desviación

Fuente: Elaboración propia

Mientras que para el riel de retorno de la estación de salida o llegada también se consideró un espesor de 3 mm, el cual tiene un esfuerzo máximo de 98.31 MPa y un factor de seguridad de 2.52. En la Figura 3.12 se muestra la simulación realizada en Inventor.

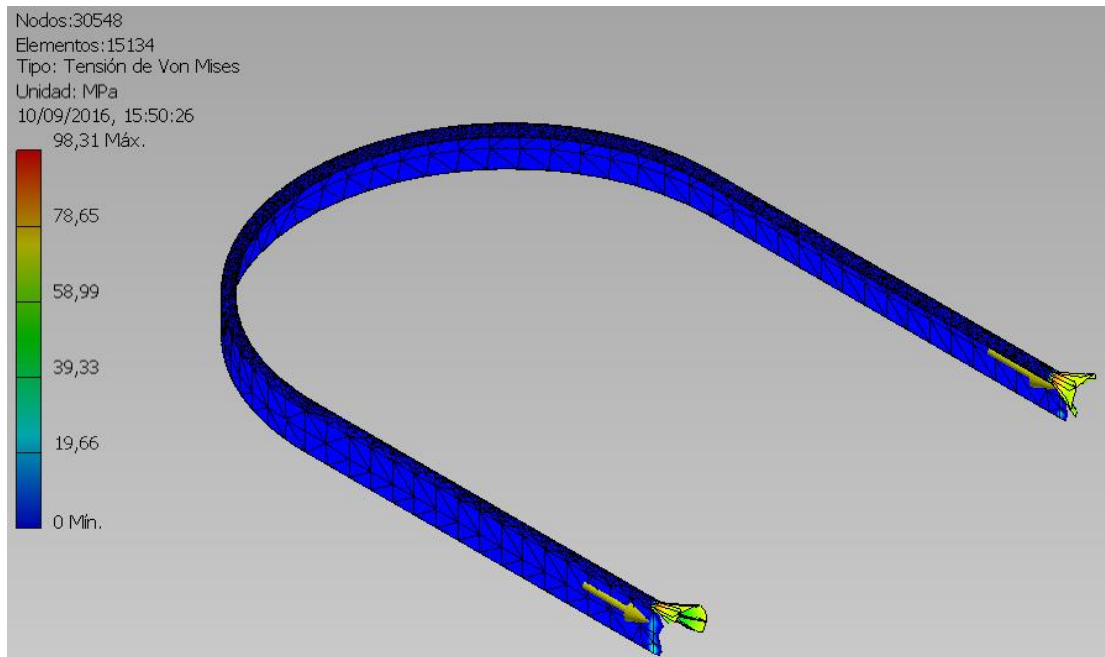


Figura 3.12 Esfuerzo máximo en el riel de retorno

Fuente: Elaboración propia

Garrucha

La garrucha seleccionada es la comúnmente llamada garrucha bananera, la cual es libre de mantenimiento (modelo Balinera 6201-2RS), es decir que no requiere ser engrasada durante su vida útil, ya que cuenta con rodamientos sellados y consta de dos poleas con un diámetro de 2" y su capacidad es de hasta 250 kg.



Figura 3.13 Garrucha para transporte de productos agrícolas

Fuete: Inplasban

3.3 Sistema Motriz

Potencia del sistema motriz

Para determinar la potencia de funcionamiento es necesario obtener la potencia generada por la fuerza de funcionamiento y el momento flector del cable. Para obtener la fuerza de funcionamiento se selecciona los coeficientes de fricción para rodamientos (Tabla 3.12) de rodillos cónicos, debido a que son capaces de soportar cargas axiales y radiales.

Tabla 3.12 Coeficiente de fricción para rodamientos

Tipo de rodamiento	Coefficiente $\mu \times 10^{-3}$
Rodamientos rígidos de bolas	1.0~1.5
Rodamientos de bolas a contacto angular	1.2~1.8
Rodamientos oscilantes de bolas	0.8~1.2
Rodamientos de rodillos cilíndricos	1.0~1.5
Rodamientos de agujas	2.0~3.0
Rodamientos de rodillos cónicos	1.7~2.5
Rodamientos de rodillos esféricos	2.0~2.5
Rodamientos axiales de bolas	1.0~1.5
Rodamientos axiales de rodillos	2.0~3.0

Fuente: Catalogo de rodamientos NTN

El ángulo α_2 se lo obtiene de la disposición de la estructuras de soporte con respecto a la polea de tracción, es decir el ángulo de contacto del cable con la polea de tracción, como se muestra en la siguiente Figura 3.3.

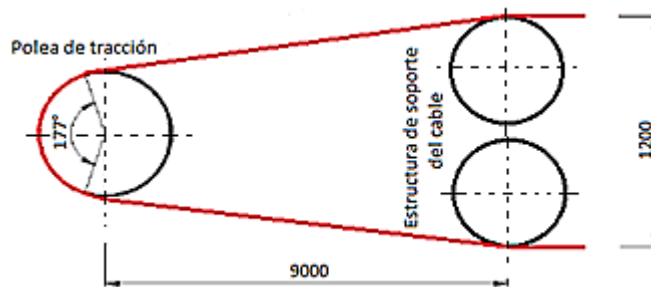


Figura 3.14 Disposición de la estructura de soporte

Fuente: Elaboración propia

Con los siguientes datos $W = 47 \text{ Kg}$; $\theta = 40,28^\circ$; $n_1 = 50$; $\mu_1 = 2,5 \times 10^{-3}$; $T = 231,6 \text{ kg}$; $\alpha_1 = 40,28^\circ$; $\alpha_2 = 177^\circ$; $n_2 = 16$; $\mu_2 = 2,5 \times 10^{-3}$, y la ecuación 2.73, se obtiene:

$$F_f = 232 \text{ kg}$$

Donde cada una de las variables se encuentran detalladas en la sección 2.6.1, y la potencia parcial se la obtiene con la ecuación 2.74:

$$P_1 = F_f * V$$

$$P_1 = 232 \text{ Kg} * 1,04 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 241,3 \frac{\text{Kg m}}{\text{s}}$$

$$P_1 = 2413 \text{ W} = 3,24 \text{ HP}$$

A continuación, se determina el momento flector del cable, donde el módulo de elasticidad del mismo se lo obtiene de la Tabla 3.15, el cual es 4700 kg/mm^2 o $4.7 \times 10^9 \text{ kg/m}^2$, y para obtener el momento de inercia de la sección circular del cable se emplea la ecuación 2.76, en donde el diámetro del cable es $\frac{1}{4}$ " o $6,35 \text{ mm}$.

$$I = \frac{\pi * r^4}{4}$$

$$I = \frac{\pi * (0,003175)^4}{4} = 8x10^{-11} m^4$$

Se emplea la ecuación 2.75 con un radio de la polea de tracción $\rho = 0,355 m$, obtenido de la Tabla 3.10, y con un módulo de elasticidad de 4700 kg/mm², dicho valor corresponde a la configuración de cable 6x37 con alma de fibra (Tabla 3.13).

Tabla 3.13 Modulo de elasticidad para cables de acero

Módulos de Elasticidad	
Construcción Cables Negros	Módulo de elasticidad Kgs/mm ²
Serie 6x7 Alma de Fibra	6.300
Serie 6x7 Alma de Acero	7.000
Serie 6x19 Alma de Fibra	5.000
Serie 6x19 Alma de Acero	6.000
Serie 6x37 Alma de Fibra	4.700
Serie 6x37 Alma de Acero	5.600
Serie 18x7 Alma de Fibra	4.300
Serie 18x7 Alma de Acero	4.500

Fuente: ESPE, Criterios y alternativas para el diseño de un teleférico

Para encontrar el momento flector se utiliza la ecuación 2.75, de cual obtenemos:

$$M_f = 10 \left[\frac{(4,7x10^9)(8x10^{-11})}{0,355} \right] = 10,6 kg - m$$

Para encontrar la potencia, se emplea la ecuación 2.81, donde la velocidad angular es:

$$\omega = \frac{1,04 m/s}{0,355 m} = 2,93 \frac{rad}{s} = 28 RPM$$

Entonces:

$$P_2 = M_f * \omega$$

$$P_2 = 10,6 * 2,93 = 31,05 \frac{kg - m}{s}$$

$$P_2 = 310,5 W = 0,42 HP$$

La potencia de funcionamiento total es:

$$P_f = P_1 + P_2 = 3,21 + 0,42$$

$$P_f = 3,63 HP$$

Como se ha dicho, para determinar la potencia de arranque se considera que las poleas de tracción, apoyo y desviación son discos sólidos. Tomando en cuenta la densidad del material y las dimensiones de las poleas obtenidas en la sección anterior, se procede a determinar el momento de inercia de cada uno de ellas, mediante la ecuación 2.76. A continuación, se realiza el cálculo para la polea de tracción.

$$I_t = \frac{\rho \pi r^4 h}{2}$$

$$I_t = \frac{7080 \frac{kg}{m^3} * \pi * (0,36135)^4 (0,03)}{2}$$

$$I_t = 5,7 kg - m^2$$

En la Tabla 3.14 se muestra los momentos de inercia obtenidos para las poleas antes mencionadas.

Tabla 3.14 Momentos de inercia de poleas

Tracción	5,7	kg - m ²
Desviación	1,4	kg - m ²
Apoyo	0,005	kg - m ²

Fuente: Elaboración propia

El tiempo de arranque varía entre 10 y 150 segundos, esto depende del tamaño del motor y sus números de polos, por lo que se toma un valor de 60 segundos. Con la ecuación 2.82 se obtiene el torque de arranque.

$$\tau_{pt} = 2 * 5,7 \text{ kg} - m^2 * \frac{1,04 \frac{m}{s}}{0,36135 \text{ m} * 60 \text{ s}} = 0,55 \text{ J}$$

La siguiente Tabla 3.15 muestra el torque obtenido en cada polea.

Tabla 3.15 Torque de arranque en poleas

Tracción	0,55	J
Desviación	1,56	J
Apoyo	0,074	J

Fuente: Elaboración propia

La potencia de arranque se la obtiene con la ecuación 2.83:

$$P_{arranque} = 3 \frac{rad}{s} * (0,55 + 1,56 + 0,074)J$$

$$P_{arranque} = 6,6 \text{ W} = 0,01 \text{ HP}$$

Con la ecuación 2.66 se obtiene la potencia total.

$$P_T = P_f + P_{arranque}$$

$$P_T = 3,64 \text{ HP}$$

Para obtener la potencia de entrada al motorreductor se utiliza la ecuación 2.84. La eficiencia en este tipo de motorreductores helicoidales es del 94%, y el factor de servicio se lo obtiene de la Tabla 3.18. Las horas de trabajo para el motor son de 8 horas/día, pero se utiliza un valor de 10 horas/día de funcionamiento para obtener un mayor rango de seguridad.

Tabla 3.16 Factores de servicios recomendados

Funcionamiento horas/día	Factor de servicio
2	0.9
10	1.0
24	1.25

Fuente: Catalogo SIEMENS

De la ecuación 2.86, se obtiene:

$$P_1 = \frac{3,64 \text{ HP} * 1}{0,94}$$

$$P_1 = 3,9 \text{ HP}$$

$$P_1 \approx 4 \text{ HP} = 3 \text{ kW}$$

Con la velocidad de salida obtenida del motorreductor de 28 RPM (Pág. 112) se obtiene el torque de salida T_2 del motorreductor, mediante la ecuación 2.85:

$$T_2 = \frac{9550 * 3 \text{ kW}}{28} = 1023 \text{ N} - \text{m}$$

Con estos resultados se busca en el catálogo SIEMENS el motorreductor que cumpla con los requerimientos. Las especificaciones técnicas del motorreductor seleccionado se muestran en el Apéndice C.

Diseño de ejes para poleas de tracción, desvío y apoyo

Es necesario determinar el torque T, usando la ecuación 2.85, generado por la potencia total obtenida en la sección anterior, cuyo valor es 3,64 HP o 2,71 kW. Además se tiene que la carga P es igual a 463,1 kg y el peso de la polea es 87,14 kg. Entonces:

$$T = \frac{9550 * H}{n} = \frac{9550 * 2,71 \text{ kW}}{28 \text{ RPM}} = 924,3 \text{ Nm} = 94,32 \text{ Kg} - \text{m}$$

En la Figura 3.4 se representan las fuerza y el torque obtenidos.

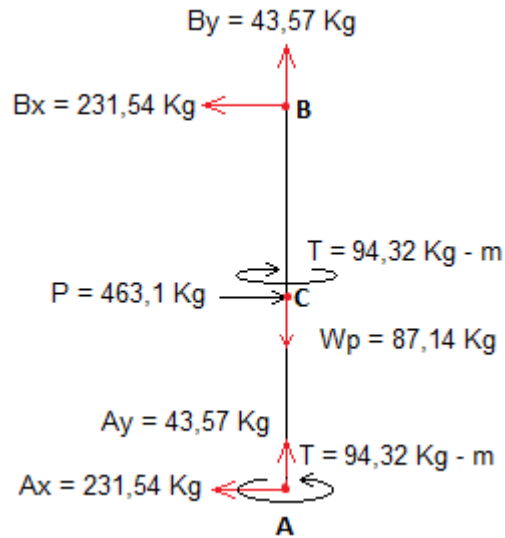


Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre del eje de tracción

Fuente: Elaboración Propia

Para obtener los diagramas de fuerza cortante y momento flector, se necesita de las medidas del eje, en donde la longitud dependerá de la altura de la polea y del juego que se quiera dejar desde la polea hasta los apoyos; el diámetro del eje en la sección de acople con la polea dependerá del diámetro de la polea encontrado en la sección correspondiente al diseño de la misma.

El diámetro de los apoyo debe ser de acuerdo a los rodamientos que se seleccionen, y los radios r en las secciones D y E dependerán de la geometría del rodamiento. Considerando lo mencionado, se fijaron algunas dimensiones (Figura 3.5.), obtenidas acorde a la distancia entre las chumaceras y el ancho del cubo de la polea de tracción, en el prediseño de la estación de llegada mostrada en la Figura 2.24.

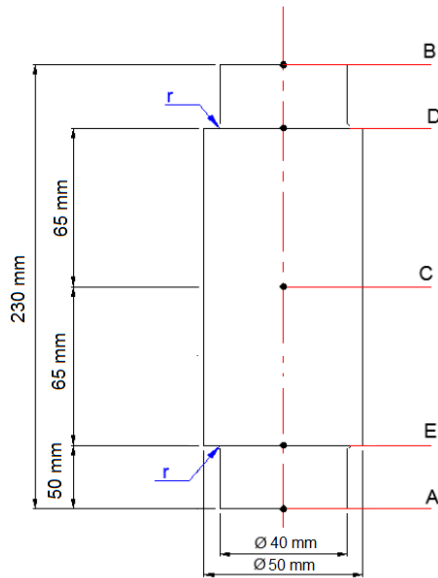


Figura 3.16 Dimensiones del eje de tracción

Fuente: Elaboración propia

En la siguiente Figura 3.17 se muestra los diagramas de fuerza cortante y de momento flector del eje de tracción.

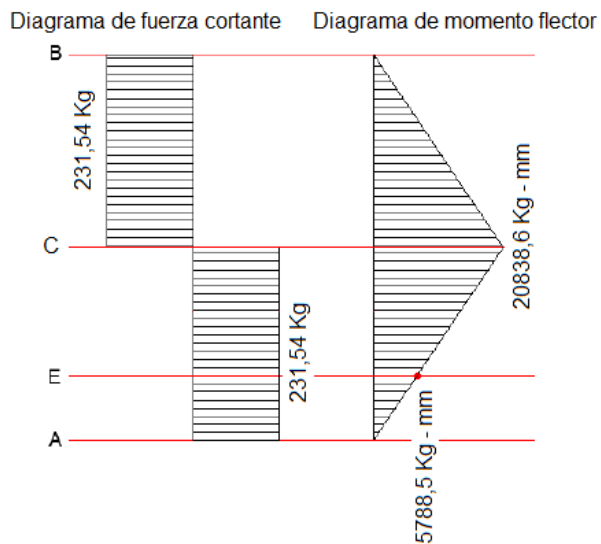


Figura 3.17 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje de tracción

Fuente: Elaboración propia

Para obtener los esfuerzos de flexión y cortante en el punto E se emplean las ecuaciones 2.86 y 2.87, respectivamente.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 * 5788,5 \text{ Kg} - \text{mm}}{\pi * (40 \text{ mm})^3} = 0,92 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_{xy} = \frac{16(94320 \text{ Kg} - \text{mm})}{\pi * (40 \text{ mm})^3} = 7,5 \text{ Kg/mm}^2$$

Para el análisis de esfuerzo estático y por fatiga del eje, se selecciona el acero AISI 4340, debido a que tiene un efecto fuerte sobre la templabilidad, dureza resistencia a altas temperaturas, soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes, por lo que se utiliza en ejes, cardanes, cigüeñales, barras de torsión, etc. Las propiedades mecánicas de este material se encuentran descritas en el Apéndice B.

Para obtener el factor de seguridad se emplea las ecuaciones 2.88 y 2.89:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} = ((0,92)^2 + 3(7,5)^2)^{1/2} = 13,02 \text{ Kg/mm}^2$$

Luego:

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{70}{13,02} = 5$$

Remplazando en las ecuaciones 2.35, 2.36 y 2.90, se obtiene:

$$S_{su} = 0,677S_{ut} = 0,677 * (100 \text{ Kg/mm}^2) = 67,7 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e' = 0,504S_{su} = 0,504 * (67,7 \text{ Kg/mm}^2) = 34,12 \text{ Kg/mm}^2$$

Los valores de los factores que modifican a S_e' se detallan a continuación:

$k_a = 1$, eje esté totalmente pulido

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{40}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,83$$

$k_c = 1$, debido a que existen cargas combinadas de torsión y flexión.

$k_d = 1$, ya que la temperatura a que va a trabajar no supera los 250°C

k_f : Factor de concentradores de esfuerzo

Entonces:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d S_e' = 0,83 * 34,12 \text{ Kg/mm}^2 = 28,32 \text{ Kg/mm}^2$$

Para obtener un factor de concentrador de esfuerzo mínimo se tiene que el radio del filete r , es 1.5 mm, luego de donde:

$$\frac{D}{d} = \frac{50}{40} = 1,25$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{40} = 0,0375$$

Las relaciones obtenidas son parámetros de entrada en los diagramas adjuntos en el Apéndice D para determinar la constante teórica k_t y k_{ts} , que corresponden a la constante teórica en flexión y torsión, respectivamente, esto es:

$$k_t = 2 \quad y \quad k_{ts} = 1,7$$

Los parámetros de entrada para la gráfica de la sensibilidad a la muesca (q), adjunto en el Apéndice D, son el radio (r) y el esfuerzo último a la tensión (S_{ut}), entonces: $q = 0.9$

Empleando la ecuación 2.91, se obtiene:

$$k_f = 1 + q(a - 1)$$

Para flexión:

$$k_f = 1 + 0,9(2 - 1) = 1,9$$

Para torsión:

$$k_{fs} = 1 + 0,9(1,7 - 1) = 1,63$$

A continuación se calcula la amplitud del esfuerzo y el esfuerzo medio, utilizando las ecuaciones 2.92 hasta 2.95:

$$\sigma_a = k_f \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right) = 1,9 * \left(\frac{0,92 - 0}{2} \right) = 0,87 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{0,92 + 0}{2} = 0,46 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_a = k_{fs} \left(\frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \right) = 1,63 * \left(\frac{7,5 - 0}{2} \right) = 6,11 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{7,5 + 0}{2} = 3,75 \text{ Kg/mm}^2$$

Luego, aplicando el teorema de Von Mises, se obtiene:

$$\sigma_a' = (\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2)^{1/2} = ((0,87)^2 + 3(6,11)^2)^{1/2} = 10,61 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_m' = (\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2)^{1/2} = ((0,46)^2 + 3(3,75)^2)^{1/2} = 6,5 \text{ Kg/mm}^2$$

Para obtener el factor de seguridad por fatiga se emplea la ecuación 2.98.

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{\eta_f} = \frac{10,61}{28,32} + \frac{6,5}{100} = 2$$

En la Tabla 3.17 se presenta los resultados obtenidos en las secciones del eje de tracción, mostrados en la Figura 3.16.

Tabla 3.17 Resultado de análisis estático y dinámico del eje de tracción

Sección n	Análisis Estático				Análisis Dinámico				
	σ_x kg/mm ²	τ_{xy} kg/mm ²	σ' kg/mm ²	η_s	k_b	k_f	k_{fs}	S_e kg/mm ²	η_f
E	0,92	7,5	13,02	5	0,83	1,9	1,63	28,32	2
C	1,7	7,5	13,10	5	0,81	1	1	27,64	3
D	0,92	7,5	13,02	5	0,83	1,9	1,63	28,32	2

Fuente: Elaboración propia

Se realiza el mismo procedimiento para los ejes de la polea de apoyo y desviación, además de emplear el mismo material (AISI 4340).

Tabla 3.18 Dimensiones de ejes de desviación y apoyo

Polea	Díámetro	Longitud	η_s	η_f
Desviación	22	90	5	2
Apoyo	11	40	4	2

Fuente: Elaboración propia

Selección acople mecánico

El acople se seleccionó de acuerdo la potencia de salida del motorreductor, en este caso es de 2,71 kW, con un factor de seguridad de 1,8 (Tabla 2.3), y con una velocidad de 28 RPM. Utilizar la tabla de Potencias de Salida, que se encuentra adjunta en el Apéndice C, buscando a partir de la velocidad que exceda los 28 RPM, es decir 50 RPM y la primera cifra representativa de potencia que exceda los 4,88 kW requeridos, es decir 4,97 kW. El tamaño del acoplamiento es 180 FRC.

Selección de rodamientos para poleas de tracción, desvío y apoyo

Para la selección de los rodamientos para el eje de tracción se tomará en cuenta una fuerza axial de 442 N, que resulta de la suma del peso de la polea y del eje dividido para 2, el cual es el número de apoyos. También se considera una fuerza radial de 2269,1 N la cual es la carga resultante en los apoyos del eje (Pág. 80).

La selección de los dos rodamientos del eje de tracción, uno para la polea de desviación y otro para la de apoyo, se lo realiza mediante iteraciones, en donde se obtiene un rodamiento rígido de bola 6908. A continuación se presenta el análisis del rodamiento seleccionado, para ello L_{10h} es seleccionado de la tabla de aplicaciones en maquinarias y vida requerida de NTN adjunta en el Apéndice C, del cual se tomó un tiempo promedio de 8000 h. Usando la ecuación 2.99, se tiene: $p = 3$ y $n = 28,6 \text{ RPM}$.

$$C_r = \left[\frac{60nL_{10h}}{10^6} \right]^{1/p} (P_r) = \left[\frac{60 * 28 \text{ RPM} * 8000 \text{ h}}{10^6} \right]^{1/3} (P_r) = 2,38(P_r)$$

Para aplicar la ecuación 2.99 se debe tomar en cuenta el factor y las capacidades básicas de carga del rodamiento se muestran a continuación: $f_0 = 15,8$; $C_{or} = 8,9 \text{ kN}$; $C_r = 12,2 \text{ kN}$

$$\frac{f_0 F_a}{C_{or}} = \frac{15,8 * 0,442 \text{ kN}}{8,9 \text{ kN}} = 0,78$$

Como este valor no se encuentra en la tabla de carga radial dinámica equivalente del catálogo NTN, se debe interpolar para encontrar el valor de e . Una vez realizada la interpolación, se obtiene que $e = 0,27$.

Este valor se lo encuentra en el catálogo de rodamientos en el Apéndice C, para luego compararlo con el valor encontrado mediante la ecuación 2.101.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{442 \text{ N}}{2269,1 \text{ N}} = 0,2$$

En donde:

$$\frac{F_a}{F_r} < e$$

$$0,2 < 0,27$$

Entonces:

$$X = 1 \quad y \quad Y = 0$$

Empleando la ecuación 2.102, se obtiene:

$$P_r = XF_r + YF_a = 2269,1 \text{ N}$$

Reemplazando P_r en el resultado obtenido anteriormente, se encuentra C_r .

$$C_r = 2,38P_r = 2,38 * 2269,1 \text{ N} = 5,4 \text{ kN}$$

La capacidad básica de carga dinámica obtenida en los cálculos debe ser menor al dado por el catalogo NTN. En este caso cumple con lo antes señalado, ya que el valor de $C_{r-catalogo}$ es 12.2:

$$C_r < C_{r-catalogo}$$

$$5,4 < 12,2$$

Por lo que se procede a calcular el factor de seguridad estático y dinámico, con las capacidades básicas de carga de dicho rodamiento, utilizando la ecuación 2.103 y 2.104.

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_r} = \frac{8,9}{2,2691} = 4$$

$$S_r = \frac{C_r}{P_r} = \frac{12,2}{2,2691} = 5$$

En el Apéndice C se encuentra el catálogo de los rodamientos seleccionados el cual contiene las dimensiones y propiedades de los mismos. En el mismo Apéndice se encuentra las chumaceras seleccionadas. En la Tabla 3.19 se muestra el modelo y factor de seguridad de los rodamientos obtenidos para las poleas de desviación y apoyo.

Tabla 3.19 Modelo y factor de seguridad de rodamientos

Polea	Rodamiento	S_o	S_r
Desviación	63/22	2	4
Apoyo	6301	2	3

Fuente: Elaboración propia

Estructura de estación de salida y llegada

La estructura de estación de salida fue diseñada con tubos cuadrados de 50x50x3 mm (2"x2"x1/8") y tubos rectangulares de 75x50x3 mm (3"x2"x1/8"), elaborados en acero ASTM A500. En la Figura 3.13 se presenta el esquema de la estructura con las fuerzas aplicadas en ella, las cuales son:

$$F_p = \frac{T_{max}}{4} = \frac{(4865,7 * 9,8 N)}{4} = 11921 N$$

F_n y F_r fueron calculados en el diseño del eje, cuyos valores son 427 N y 2269 N, respectivamente. El peso del motorreductor F_m se lo obtiene de la tabla de especificaciones del mismo, el cual es 921,2 N. Considerando que la parte superior es la más crítica, debido a que la carga F_p es mayor, se colocaron los tubos rectangulares en la parte posterior para tener mayor estabilidad. En el Apéndice E se encuentra con mayor detalle los resultados obtenidos en dicha simulación.

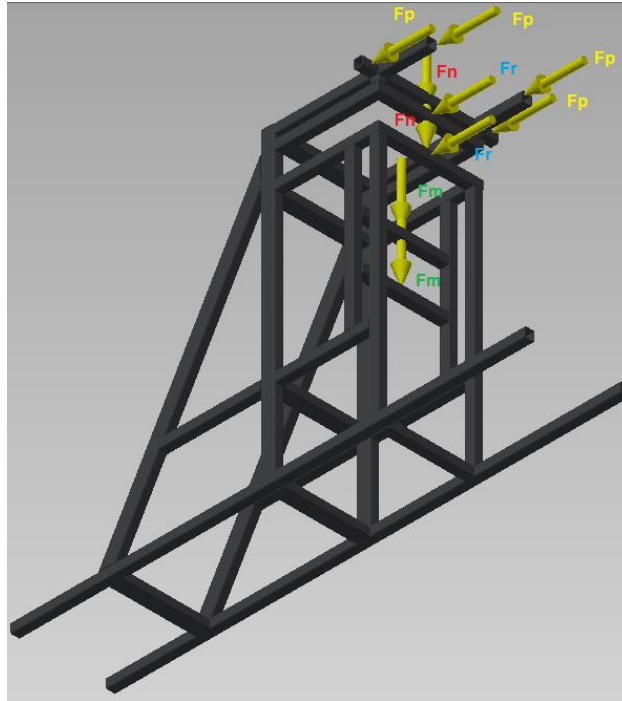


Figura 3.18 Esquema de la estructura de estación de salida

Fuente: Elaboración propia

Como resultado del análisis de esfuerzo en el software Autodesk Inventor se obtuvo un esfuerzo admisible (Von Mises) de 181 MPa, en donde el acero empleado tiene una resistencia a la fluencia de 350 MPa, por lo que aplicando la ecuación 2.89 se obtiene el factor de seguridad:

$$\eta_s = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{350 \text{ MPa}}{181 \text{ MPa}} = 2$$

3.4 Análisis de costos

Se realiza un análisis de costos para la construcción del sistema de transporte por cable en terreno con pendiente con base en los equipos, materiales y accesorios diseñados y seleccionados anteriormente. También se analizan los costos de mano de obra, ensamblaje y el valor del acero. A continuación en la Tabla 3.18 se detallan los costos del sistema estructural. En la Tabla 3.19 se muestra el costo de la mano de obra para ensamblar y montar el sistema estructural.

Tabla 3.20 Costo de materiales del sistema estructural

Descripción	Características	Proveedor	Cantidad	Costo
Tubo estructural cuadrada ASTM A500	Para columnas Tubos de 125x5 mm	Megahierro	15	\$ 2.750,00
	Para vigas de cable portador de 125x3 mm	Megahierro	3	\$ 70,00
	Para estación de llegada y salida 50x50x3 mm	Megahierro	8	\$ 408,00
Tubo estructural rectangular ASTM A500	Para soporte de estación de salida y llegada de 75x50x3	Megahierro	4	\$ 97,60
Tubo estructural ASTM A500	Para vigas de cable tractor de 60,3 mm de diámetro y 3 mm de espesor	Megahierro	8	\$ 207,00
Pernos	Diámetro 18 mm	Casa del perno	120	\$ 216,00
	Diámetro 16 mm	Casa del perno	260	\$ 390,00
	Diámetro 8 mm	Casa del perno	170	\$ 289,00
Poleas	Diámetro 730 mm y ancho 30 mm	Taller "El Industrial"	2	\$ 623,00
	Diámetro 500 mm y ancho 30 mm	Taller "El Industrial"	6	\$ 875,70
	Diámetro 130 mm y ancho 30 mm	Taller "El Industrial"	48	\$ 504,00
Cables	Diámetro 5/8" y alma de acero de 1810 m de longitud	Cablesa	1	\$ 11.765,00
	Diámetro 1/4" y alma de fibra de 1810 m de longitud	Cablesa	1	\$ 4.525,00
Plancha de acero ASTM A36	Dimensiones de 1220x2440 mm y espesor 5 mm	Megahierro	3	\$ 701,00
	Dimensiones de 1220x2440 mm y espesor 3 mm	Megahierro	1	\$ 140,00
Total(A)				\$ 23.561,30

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 3.21 se muestra el costo de ensamblaje y montaje del sistema estructural.

Tabla 3.21 Costo de ensamblaje y montaje del sistema estructural

Costo de ensamblaje de columnas	\$ 1.526,84
Costo de ensamblaje de estructura de llegada y salida	\$ 109,52
Costo mecanizado de poleas	\$ 1.001,35
Costo montaje de columnas	\$ 1.464,00
Costo montaje de estructura de llegada y salida	\$ 236,00
Total(B)	\$ 4.337,71

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, el costo de los materiales para el sistema estructural es de \$23.561,30, mientras que el costo para el ensamblaje y montaje de dicho sistema es de \$4.337,71 (Tabla 3.19). En la Tabla 3.20, describe el costo de los componentes que se utilizan para el montaje del sistema motriz.

Tabla 3.22 Costo de componentes del sistema motriz

Descripción	Observaciones	Proveedor	Cantidad	Costo
Motorreductor	Potencia de 3 kW y salida de 28 rpm	Siemens	1	\$ 2.325,00
Rodamiento	Código 63/22 LLU	El palacio del ruliman	6	\$ 49,50
	Código 6301 LLU	El palacio del ruliman	26	\$ 143,00
Chumacera	Código UCP208D1	El palacio del ruliman	4	\$ 51,00
Acero AISI 4340	Para eje motriz diámetro 50 mm longitud 230 mm	Ivan Bohman	2	\$ 46,00
	Para eje de poleas de apoyo de 22 mm de diámetro y 100 mm de longitud	Ivan Bohman	6	\$ 11,40
	Para eje de poleas de desvío de 20 mm de diámetro y 40 mm de longitud	Ivan Bohman	42	\$ 26,60
Garrucha	Ruedas de 3" y varilla soporte de 5/8" capacidad de 200 kg	Inplasban	20	\$ 300,00
			Total (C)	\$ 2.952,50

Fuente: Elaboración propia

Los costos de mano de obra para el montaje del sistema motriz se muestran en la Tabla 3.21.

Tabla 3.23 Costo de montaje del sistema motriz

Costo de mecanizado de ejes	\$ 168,00
Costo de montaje sistema motriz	\$ 800,00
Total (D)	\$ 968,00

Fuente: Elaboración propia

A continuación en la Tabla 3.22 se muestra los costos directos e indirectos obtenidos y el costo total del proyecto.

Tabla 3.24 Costos totales

Sistema estructural	Costos directos	
	Costo de materiales Total (A)	\$ 23.561,30
	Costo de ensamblaje	\$ 2.637,71
	Costo de montaje	\$ 2.701,35
Sistema motriz	Costo de componentes Total (C)	\$ 2.952,50
	Costo de montaje	\$ 968,00
	Total (D)	\$ 32.820,86
	Costos indirectos	
	Costo de diseño	\$ 2.000,00
	Sueldos	\$ 1.600,00
	Gastos Generales 5%D	\$ 1.641,04
	Imprevistos 2% D	\$ 656,42
	Total (E)	\$ 3.897,46
	Total aproximado	\$ 38.718,32

Fuente: Elaboración propia

Calculo del TIR y VAN

El VAN es un indicador financiero que mide los flujos de los futuros ingresos y egresos que tendrá un proyecto para determinar, si luego de descontar la inversión inicial, queda alguna ganancia. Si el resultado es positivo, el proyecto es viable.

Basta con hallar el VAN de un proyecto de inversión para saber si dicho proyecto es viable o no. El VAN también permite determinar qué proyecto es más rentable entre varias opciones de inversión. Incluso, si alguien ofrece comprar el negocio, con este indicador se determina si el precio ofrecido está por encima o por debajo de lo que se ganaría al no venderlo.

La fórmula para calcular el VAN es:

$$VAN = -I + BNA = -I + \sum_{i=1}^n \frac{FNE}{(1+r)^i} \quad \text{Ec. 105}$$

Donde *BNA* es el beneficio neto actualizado; *I* es la inversión del proyecto; *FNE* es el flujo neto de caja; *r* es la tasa de descuento; *i* es el periodo de c/u de los flujos netos de caja y *n* es el número total de periodos.

La tasa de descuento *r* con la que se descuenta el flujo neto proyectado, es la tasa de oportunidad, rendimiento o rentabilidad mínima, que se espera ganar, por lo tanto, cuando la inversión resulta mayor que el BNA (VAN negativo o menor que 0) es porque no se ha satisfecho dicha tasa. Cuando VAN es igual a la inversión (VAN igual a 0) es porque se ha cumplido con dicha tasa. Cuando el VAN es mayor que la inversión es porque se ha cumplido con dicha tasa, además se generó una ganancia o beneficio adicional. A continuación se nombran los criterios del proyecto de acuerdo al VAN.

- $VAN > 1$ Proyecto rentable
- $VAN = 1$ Indiferente
- $VAN < 1$ Proyecto no rentable

Para el análisis del VAN se tomará un periodo de 5 años y tasa de descuento (R) del 10% para los ingresos de los productos cosechados en la finca, en donde se hacen las siguientes consideraciones:

Para el banano orito:

- ✓ El banano orito se cosecha semanalmente 180 racimos para obtener 116 cajas de 9 kg cada una.
- ✓ Las cajas se transportan al quinto día.
- ✓ El precio por caja es de \$3.
- ✓ La actividad de cosecha y transporte se la realiza con 3 personas.

Para el cacao:

- ✓ EL cacao se cosecha durante 5 meses consecutivos en un periodo repetitivo de 15 días.
- ✓ Se cosecha quincenalmente 150 baldes para luego obtener 25 quintales.
- ✓ El costo de cada quintal es de \$100.
- ✓ El ingreso por la producción de este producto aumenta anualmente ya que sus sembríos están en desarrollo.

A continuación se presentan los ingresos obtenidos en la Tabla 3.23.

Tabla 3.25 Ingresos anuales

Año	Ingresos
1	\$ 29.204,00
2	\$ 32.329,00
3	\$ 35.454,00
4	\$ 38.579,00
5	\$ 41.704,00

Fuente: Elaboración propia

Para los egresos anuales en el transporte de los productos agrícolas se toma las siguientes consideraciones:

- ✓ Se labora 3 días a la semana, durante todo el año.
- ✓ Se contrata 4 trabajadores para el desarrollo de las actividades.
- ✓ Se considera un gasto mensual por consumo eléctrico de \$50.
- ✓ Se establece una tarifa de \$50 por flete.
- ✓ El costo por mantenimiento del sistema motriz.

En la siguiente Tabla de 3.24 se muestra los egresos anuales.

Tabla 3.26 Egresos anuales

Año	Egresos
1	\$ 18.649,00
2	\$ 19.777,25
3	\$ 20.905,50
4	\$ 22.033,75
5	\$ 23.162,00

Fuente: Elaboración propia

Entonces el flujo de efectivo neto será la diferencia de la Tabla 3.27 con la Tabla 3.28 para cada año. A continuación en la Tabla 3.25 se detalla el flujo de efectivo neto.

Tabla 3.27 Flujo de efectivo neto

Año	Flujo de caja
1	\$ 10.555,00
2	\$ 12.551,75
3	\$ 14.548,50
4	\$ 16.545,25
5	\$ 18.542,00

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto aplicando la fórmula del VAN se obtiene el siguiente resultado:

$$VAN = \$ 14.994,74$$

Para obtener el valor del TIR se utiliza la fórmula del VAN igualando a cero, en donde la TIR es la máxima tasa de descuento que puede tener un proyecto para que sea rentable, pues una mayor tasa ocasionaría que el BNA sea menor que la inversión (VAN menor que 0). Entonces:

$$TIR = 23\%$$

Según se aprecia, el valor calculado en el VAN es mayor a 0. Así mismo el porcentaje del TIR calculado es mayor a la tasa de descuento del 10%. Estos resultados permiten asegurar que la inversión para adquirir el sistema de transporte por cable es viable o rentable. (Guerrero, 2007)

Es importante ver como varían los valores del VAN y el TIR, de hecho, se corrobora que si la tasa de descuento es mayor que el 23%, la inversión no sería rentable, según se aprecia en la Figura 3.19 que es la gráfica del VAN vs el TIR.

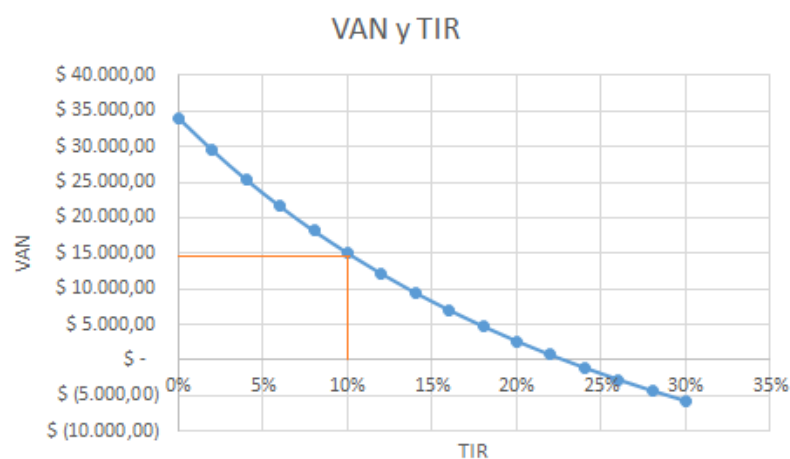


Figura 3.19 TIR y VAN para la inversión del sistema de transporte por cable

Fuente: Elaboración propia

Para obtener el tiempo de amortización de la inversión, se utiliza la siguiente fórmula:

$$T = I/INA$$

Donde T : Tiempo de amortización; I : Inversión inicial y INA : Ingreso neto anual

El ingreso neto anual se lo obtiene restando el ingreso y el egreso del primer año, esto es:

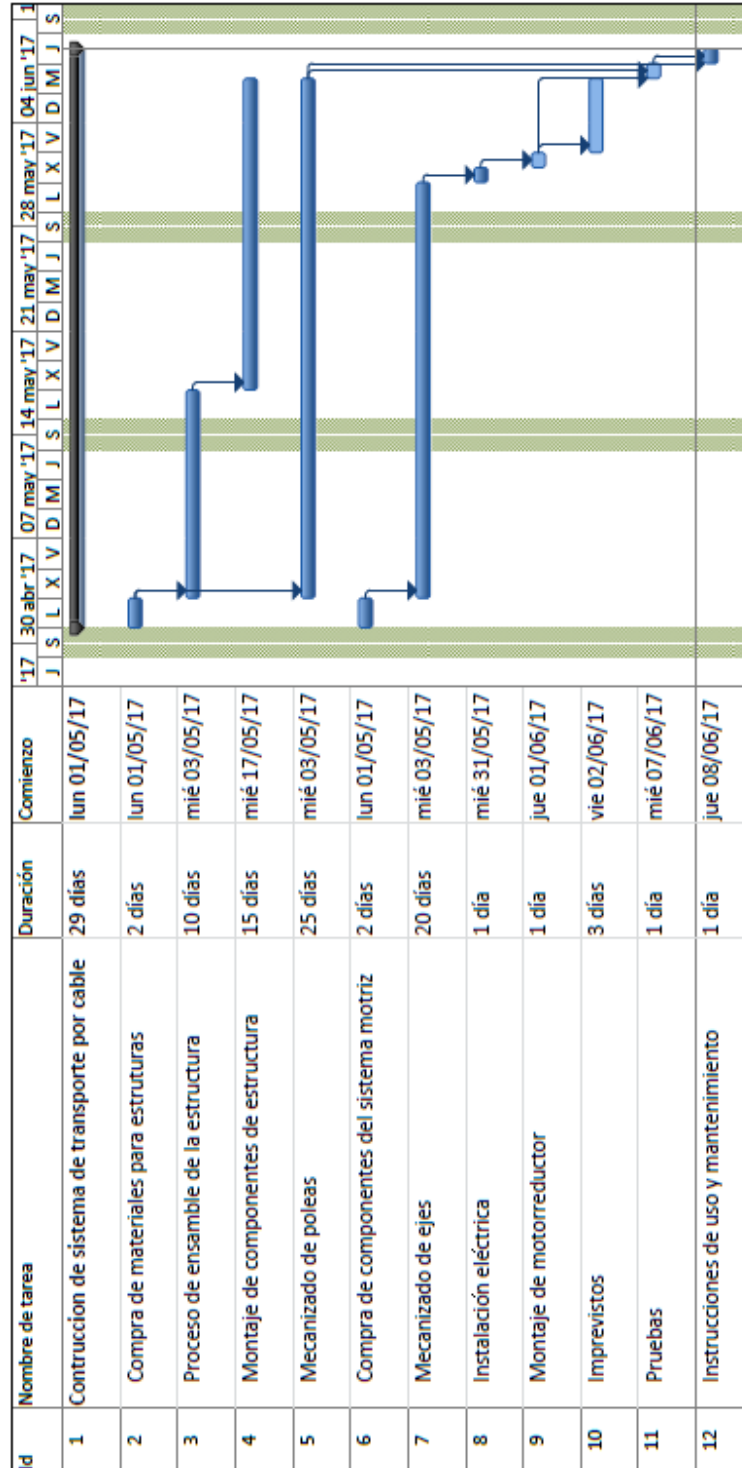
$$INA = \$ 29204 - \$ 18649$$

$$INA = \$ 10555$$

Con la inversión inicial obtenida en la Tabla 3.22, se procede a obtener el tiempo de amortización.

$$T = \frac{\$ 38718,32}{\$ 10555} = 3,7 \text{ año}$$

3.5 Cronograma de trabajo.



CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

4.1 Discusión de resultados

1. Para obtener las mediciones del terreno se consideraron diferentes métodos, entre ellos están: el software ArcGIS v10.1, el cual utiliza coordenadas e imágenes satelitales para obtener las curvas de nivel del terreno, al momento de analizar el punto donde se localiza la finca, se encontró que no se poseía los datos de coordenadas en función de la extensión del programa y además las imágenes satelitales obtenidas por Google Earth no eran las recomendadas para el programa. La otra opción fue el levantamiento topográfico, el cual tenía un alto costo debido a la extensión y forma del terreno, además del tiempo que toma en realizar las curvas de nivel.
2. La disponibilidad de las normas, para el diseño de sistemas de transporte por cable son muy escasas en el país, por lo que se consultó normas internacionales tales como la OITAF, libros referentes al transporte por cable e industrial, así como también documentos referentes a la cosecha y transporte del banano orito y el cacao.
3. El cable seleccionado fue el 6x19 de 5/8" con alma de acero, para el cable portador, ya que este se relaciona una resistencia a la abrasión y aplastamiento aceptable. Para el cable tractor fue el 6x36 de 1/4" con alma de fibra.
4. Se optó por tomar en cuenta un motorreductor debido a que la velocidad que se necesita para el sistema no existe en motores eléctricos, ya que tienen velocidades o RPM muy altas en comparación a la que se necesita en el proyecto.

4.2 Conclusiones

1. El sistema puede soportar cargas distribuidas a lo largo del mismo de 45 kg cada una, con una velocidad de traslado de 1,04 m/s.
2. La potencia necesaria para poner en funcionamiento el medio de transporte es de 4 HP.
3. La forma de las torres de apoyo y desvío depende de la manera de distribución de las torres en el terreno, así como también de las cargas a transportar.
4. La construcción del sistema de transportador por cable resultaría factible debido a la disponibilidad de los materiales en el mercado local, por lo que contribuye además a la creación de nueva maquinaria para el sector agrícola.
5. El costo aproximado de fabricación del sistema de transporte por cable es de \$38718.32 dólares. Los resultados del VAN y el TIR calculados en el inciso 4 del capítulo 3 permiten asegurar que la inversión en el sistema de transporte por cable es rentable.
6. El tiempo de retorno de la inversión en el sistema de transporte es aproximadamente de 4 años.
7. Este tipo de medio de transporte, además de ser utilizados para el traslado de los productos, también puede ser usado para el transporte de insumos y herramientas agrícolas.

4.3 Recomendaciones

1. El trabajo de investigación de campo es importante para el desarrollo e innovación de este tipo de sistemas. También se puede añadir, la importancia de obtención de la pendiente por medio de programas o métodos más sofisticados para una mejor precisión en los cálculos.
2. Tener siempre presente la seguridad al momento del funcionamiento del sistema, por lo que se debe instruir a cada una de las personas que van a trabajar en esta actividad.
3. No sobrepasar el peso máximo de diseño, ya que esto producirá un deterioro en el cable portador, lo cual provocaría daños en el sistema estructural, ya que se la estaría esforzando a fuerzas no diseñadas.
4. El sistema fue diseñado para un tiempo de funcionamiento de 10 horas por lo que es aconsejable mantenerlo apagado mientras no esté transportando producto alguno.
5. La limpieza y mantenimiento en el sistema motriz es importante para alargar el tiempo de vida del mismo, ya que el polvo y demás impurezas que existen en el ambiente pueden averiar el motor.
6. Estar atento al reemplazo de los rodamientos o chumaceras para evitar futuros daños en los otros componentes.
7. Si se realiza algún mantenimiento correctivo, ya sea en el sistema estructural o motriz, se debe apagar el equipo, ya que esto podría ocasionar daños irreparables.

BIBLIOGRAFÍA

5. REFERENCIAS

1. Anibal Ponce, R. P. (2013). *Diseño y simulación de un teleférico con capacidad de transportación de 8 personas y un recorrido de 1 Km.* Quito.
2. Antonio Miravete, E. L. (2002). *Los transportes en la ingeniería industrial.* España: Publidisa.
3. Beer Johnson. (2010). *Mecánica Vectorial para Ingenieros.* México: Mc Graw Hill.
4. Cross, N. (1999). *Métodos de Diseño: Estrategias para el diseño de productos.* Limusa Wiley.
5. Delgado Díaz, J. (2011). Ergonomía física en obra: Lesiones producida e instrumentos para mejorarla.
6. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, K. N. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* México: McGraw-Hill.
7. Ernst, H. (1973). *Aparatos de elevación y transporte (Vol. III).* Barcelona: Blume.
8. Fontanilla D., C. A., & Castiblanco, J. S. (2009). Cable via en la cosecha de palma de aceite. *Palmas*, 13.
9. GAD Municipal de Chimbo. (2014). *Plan de desarrollo y ordenamiento territorial.* Geográfico, Chimbo. Recuperado el 2016
10. Guerrero, I. G. (2013). *Proyectos de Inversion.* Guayaquil: Unidad de publicaciones ESPOL.
11. Ing. Marcelo Romo M.Sc. David Checa y Santiago Zambrano. (s.f.). *Criterios y alternativas para el diseño de un teleférico.* Quito.
12. Ingenieros Analpes. (s.f.). *Ingenieros Analpes.* Obtenido de <http://www.analpes.com/cableviasesp.htm>
13. INIAP. (2003). *Guía para el manejo organico del banano orito.*
14. Jimenez Gavilanez, L. (2008). *Canales de comercializacion de interna y externa del banano orito y su beneficio socioeconomico en el cantón Caluma.* Guayaquil, Guayas, Ecuador: Universidad de Guayaquil.
15. LEITNER ropeways. (Junio de 2016). <https://www.leitner-ropeways.com/es/empresa/novedades/leitner-ropeways-construye-el->

- primer-teleferico-urbano-en-mexico/*. Obtenido de <https://www.leitner-ropeways.com>
16. MAGAP - AGROCALIDAD. (2012). *Buenas Prácticas Agrícolas para cacao*. CreatiBros Ecuador.
 17. MAGAP - AGROCALIDAD. (2013). *Buenas Prácticas Agrícolas para banano*.
 18. Marlon Armijos, R. R. (2009). *Diseño de un teleférico turístico de 2000 m de longitud ubicado en la colonia de Llanganates de la parroquia Río Negro, cantón Baños, provincia de Tungurahua*. Quito.
 19. Mejía Vargas, A. F. (2011). *Diseño y construcción de un sistema de carga por medio de cables para topografía de gran pendiente*. Medellín, Colombia: Universidad EAFIT Escuela de Ingeniería Departamento de Ingeniería Mecánica.
 20. Ministerio de Transporte y Comunicaciones, E. (1998). *Condiciones técnicas para la construcción y explotación de las instalaciones de teleféricos*.
 21. NTE INEN-ISO 11228-1:2014. (2014). *Ergonomía. Manipulación Manual. Parte 1: Levantamiento y transporte (ISO 11228-1:2003, IDT)*. Guayaquil, Guayas, Ecuador.
 22. OITAF. (1963). *Recomendaciones técnicas para la construcción de transporte por cable*. MOP.
 23. Orro Arcay, A., Novales Ordax, M., & Rodríguez Bugarín, M. (2003). *Transporte por cable*. Tórculo Artes Graficas, A Coruña.
 24. Rodríguez Hidalgo, C. D., & Sánchez Guerra, E. N. (2014). *Certificación de transporte por cable del tipo Teleférico para Fines Turísticos*. Quito, Ecuador: Escuela Politecnica Nacional.
 25. Salau Chapalbay, L. E. (2015). *Manejo postcosecha de banano orito hasta el centro de acopio en época de verano en el cantón Bucay, provincia del Guayas*. Guayas: ESPOL.
 26. Soluciones para cables vías S.A.S. (2011). *Soluciones para cables vías S.A.S.*. Obtenido de <http://www.cablevias.com/>

APÉNDICES

APÉNDICE A
Medidas de Altura del Terreno

Tabla de resultados de las diferencias de altura por sección

Sección 1 (10 m)				Sección 2 (5 m)			
# Dato	Altura	# Dato	Altura	# Dato	Altura	# Dato	Altura
1	35	19	144	36	176	56	177
2	36	20	174	37	189	57	198,5
3	40	21	137,5	38	188,5	58	199,5
4	54	22	144	39	201,5	59	239,5
5	104	23	231,5	40	154	60	240
6	103,5	24	205	41	129	61	225
7	93,5	25	88	42	104,5	62	231
8	96	26	101	43	137,5	63	258,5
9	95,5	27	76,5	44	140	64	297
10	76	28	122	45	128	65	281,5
11	186	29	175,5	46	116	66	341,5
12	211	30	301	47	98	67	327
13	155,5	31	353,5	48	152	68	297
14	134	32	244,5	49	157,5	69	294
15	77	33	254,5	50	173,5	70	379,5
16	111,5	34	328	51	95	71	346,5
17	83	35	386,5	52	124	72	366
18	143			53	141	73	375
				54	193,5	74	373
				55	149		

Sección 3 (3 m)		Sección 4 (3 m)		Sección 5 (5m)	
# Dato	Altura	# Dato	Altura	# Dato	Altura
75	267	85	140,5	92	176,5
76	229	86	75,5	93	272
77	218	87	18	94	238
78	226,5	88	14	95	325
79	252,5	89	16	96	225,5
80	221	90	48,5	97	150
81	254,5	91	74	98	279,5
82	253			99	100
83	258			100	112
84	178,5				

Nota: Todas las medidas están dadas en cm

APÉNDICE B
Propiedades de Materiales

Materiales seleccionados para las poleas, ejes y estructura del sistema de transporte

Propiedades del Hiero Gris Grado 40

Resistencia a la tensión	293 MPa
Resistencia a la compresión	965 MPa
Resistencia la corte	393 MPa
Módulo de elasticidad en tensión	124 GPa
Módulo de elasticidad en torsión	49 GPa
Límite a la fatiga	127 MPa
Densidad	7080 kg/m ³

Fuente: International Standards Worldwide

Propiedades del Acero AISI 4340

Resistencia a la tensión	100 kg/mm ²
Resistencia a la fluencia	70 kg/mm ²
Módulo de elasticidad en tensión	200 GPa
Densidad	7850 kg/m ³

Fuente: International Standards Worldwide

Propiedades del Acero ASTM A500

Resistencia a la tensión	410 MPa
Resistencia a la fluencia	350 MPa
Módulo de elasticidad en tensión	200 GPa
Módulo de elasticidad en torsión	79 GPa
Densidad	7850 Kg/m ³

Fuente: International Standards Worldwide

Propiedades del Acero ASTM A36

Resistencia a la tensión	400 MPa
Resistencia a la fluencia	250 MPa
Módulo de elasticidad en tensión	200 GPa
Módulo de elasticidad en torsión	77 GPa
Densidad	7850 kg/m ³

Fuente: International Standards Worldwide

Propiedades mecánicas de los pernos de clase métrica

Tabla 8-1

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino*








Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Continuación.

Tabla 8-11

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima,† MPa	Resistencia mínima a la tensión,† MPa	Resistencia mínima a la fluencia,† MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Tabla 8-17

Resistencias a la fatiga completamente corregidas de pernos y tornillos con roscas laminadas*

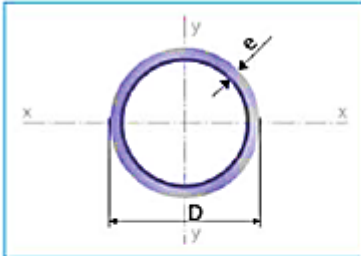
Grado o clase	Intervalo de tamaños	Resistencia a la fatiga
SAE 5	$\frac{1}{4}$ -1 pulg	18.6 kpsi
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	16.3 kpsi
SAE 7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	20.6 kpsi
SAE 8	$\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$ pulg	23.2 kpsi
ISO 8.8	M1.6-M36	129 MPa
ISO 9.8	M1.6-M16	140 MPa
ISO 10.9	M5-M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6-M36	190 MPa

*Carra axial, repetidamente aplicada, completamente corregida.

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

APÉNDICE C
Catálogos de Materiales y Equipos

Catálogo de Tuberías Redonda



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Galvanizado
Norma de Calidad:
ASTM A 500 Gr. A, B ó C
Norma de Fabricación:
NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,50 a 7,11 mm
Observaciones:
Otras dimensiones y largos,
previa consulta

Aplicaciones

- Cerramientos.
- Barandas para balcones y puentes.
- Funiculares.
- Puntal Bananero.

Ensayos

- Aborcadado: 25% diámetro nominal.
- Aplastamiento: Total.
- Ensayos: 90° con radio interior mínimo 6 veces el diámetro nominal.

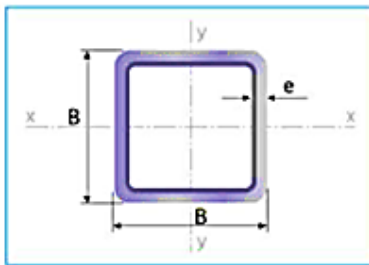
INEN



Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas					
Diámetro Exterior	Espesor			Flexión					
D	e	A	P	I	W	i			
pulg.	mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm		
1/2	21,20	1,50	0,93	0,73	0,45	0,43	0,70		
		2,00	1,21	0,95	0,56	0,53	0,68		
		3/4	26,70	1,50	1,19	0,93	0,95	0,71	0,89
3/4	26,70	2,00	1,55	1,22	1,19	0,89	0,88		
		1	33,50	1,50	1,51	1,18	1,03	1,15	1,13
		2,00	1,98	1,55	2,46	1,47	1,12		
1	33,50	3,00	2,87	2,26	3,37	2,01	1,08		
		1 1/4	42,20	1,50	1,92	1,51	3,98	1,88	1,44
		2,00	2,53	1,98	5,11	2,42	1,42		
1 1/4	42,20	3,00	3,69	2,90	7,14	3,38	1,39		
		1 1/2	48,10	1,50	2,20	1,72	5,97	2,48	1,65
		2,00	2,90	2,27	7,71	3,21	1,63		
1 1/2	48,10	3,00	4,25	3,34	10,85	4,51	1,60		
		4,00	5,54	4,35	13,58	5,65	1,57		
		2	60,30	1,50	2,77	2,18	11,98	3,97	2,08
2	60,30	2,00	3,66	2,88	15,58	5,17	2,06		
		3,00	5,40	4,24	22,22	7,37	2,03		
		4,00	7,07	5,55	28,17	9,34	2,00		
3	88,9	2,00	5,46	4,29	51,57	11,60	3,07		
		3,00	8,10	6,36	74,76	16,82	3,04		
		4,00	10,67	8,38	96,34	21,67	3,00		
3	88,9	5,00	13,18	10,35	116,37	26,18	2,97		
		4	114,3	2,00	7,06	5,54	111,27	19,47	3,97
		3,00	10,49	8,23	162,55	28,44	3,94		
4	114,3	4,00	13,86	10,88	211,07	36,93	3,90		
		5,00	17,17	13,48	256,92	44,96	3,87		
		6,00	20,41	16,03	300,21	52,53	3,83		
5	141,3	3,00	13,03	10,23	311,78	44,13	4,89		
		4,00	17,25	13,54	406,91	57,60	4,86		
		5,00	21,41	16,81	497,85	70,47	4,82		
6	168,3	3,00	15,58	12,23	532,28	63,25	5,85		
		4,00	20,65	16,21	697,09	82,84	5,81		
		5,00	25,65	20,14	855,85	101,70	5,78		
6	168,3	6,00	30,59	24,02	1008,69	119,87	5,74		

Fuente: Catálogo de IPAC

Catálogo de Tubería Cuadrada



Largo Normal:
 6 metros
Recubrimiento:
 Negro o Galvanizado
Norma de Calidad:
 ASTM A 500 Gr. A, B ó C
Norma de Fabricación:
 NTE INEN 2415
Espesores:
 Desde 1,50 a 6,00 mm
Observaciones:
 Otras dimensiones y largos,
 previa consulta

► Aplicaciones

- Automotriz y de autopartes: carrocería y remolques.
- Agroganadera: maquinaria e implementos industriales, agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y vialidad: soportes.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: columnas.
- Estructuras: galpones y naves industriales, edificios, soporte de techos.



Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x' = y-y'		
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,58	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26
70	1,50	4,05	3,18	31,46	8,99	2,79
	1,80	4,83	3,79	37,09	10,60	2,77
	2,00	5,34	4,19	40,73	11,64	2,76
	2,50	6,59	5,17	49,43	14,12	2,74
	3,00	7,81	6,13	57,56	16,45	2,72
	4,00	10,15	7,97	72,22	20,64	2,67
75	1,50	4,35	3,42	38,92	10,38	2,99
	1,80	5,19	4,07	45,95	12,25	2,98
	2,00	5,74	4,50	50,50	13,47	2,97
	2,50	7,09	5,56	61,40	16,37	2,94
	3,00	8,41	6,60	71,65	19,11	2,92
	4,00	10,95	8,59	90,29	24,08	2,87
90	1,80	6,27	4,92	80,71	17,94	3,59
	2,00	6,94	5,45	88,87	19,75	3,58
	2,50	8,59	6,74	108,57	24,13	3,56
	3,00	10,21	8,01	127,32	28,29	3,53
	4,00	13,35	10,48	162,02	36,01	3,48
100	1,80	6,99	5,48	111,62	22,32	4,00
	2,00	7,74	6,07	123,01	24,60	3,99
	2,50	9,59	7,53	150,65	30,13	3,96
	3,00	11,41	8,96	177,08	35,42	3,94
	4,00	14,95	11,73	226,46	45,29	3,89
	5,00	18,36	14,41	271,36	54,27	3,84
	6,00	21,63	16,98	312,00	62,40	3,80
125	3,00	14,41	11,31	354,53	56,73	4,96
	4,00	16,95	14,87	457,33	73,17	4,91
	5,00	23,36	18,33	552,87	88,46	4,87
	6,00	27,63	21,69	641,41	102,63	4,82
135	3,00	15,61	12,25	449,88	66,65	5,37
	4,00	20,55	16,13	581,80	86,19	5,32
	5,00	25,36	19,90	705,16	104,47	5,27
	6,00	30,03	23,58	820,25	121,52	5,23
150	3,00	17,41	13,67	622,76	83,03	5,98
	4,00	22,95	18,01	807,92	107,72	5,93
	5,00	28,36	22,26	982,37	130,98	5,89
	6,00	33,63	26,40	1148,43	152,86	5,84

Fuente: IPAC

Catálogo de Planchas de Acero

Plancha laminada en caliente

Recubrimiento:
 Negro
Norma de Fabricación:
 NTE INEN 115, ASTM A 6
Norma de Calidad:
 ASTM A 570 Gr 36 / ASTM A 36 / ASTM A 283 Gr C /
 ASTM A 588 Gr A / ASTM A 131 Gr A / ASTM A 516
 Gr 70
Observaciones:
 Dimensiones y largos especiales, previa consulta

Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.
mm	mm	mm	kg.
1220	2440	1,50	35,05
1220	2440	2,00	46,74
1220	2440	3,00	70,10
1220	2440	4,00	93,47
1220	2440	5,00	116,84
1220	2440	6,00	140,21
1220	2440	8,00	186,94
1220	2440	9,00	210,31
1220	2440	10,00	233,68
1220	2440	12,00	280,41

➤ **Aplicaciones**

- Conformación de estructuras en general con elementos de alma llena (flejes).
- Fabricación de tanques.
- Estructuras de puentes.
- Estructuras de barcos.
- Camisas de pilotes.
- Encofrados.
- Placas.
- Contención de tierra.
- Plataformas.
- Calderos.
- Tubería de grandes diámetros.

Plancha laminada en frío

Recubrimiento:
 Negro
Norma de Fabricación:
 NTE INEN 115
Norma de Calidad:
 ASTM A 36 / JIS G 3141 SPCC - SD /
 SAE 1010
Observaciones:
 Dimensiones y largos especiales, previa consulta

Ancho	Largo	Espesor	Peso Aprox.	Calidad
mm	mm	mm	kg.	
1000	2000	0,70	10,99	Embutición
1000	2000	0,90	14,13	
1000	2000	1,10	17,27	
1000	2000	1,40	21,98	
1220	2440	0,40	9,35	Comercial
1220	2440	0,45	10,52	
1220	2440	0,50	11,68	
1220	2440	0,60	14,02	
1220	2440	0,70	16,36	
1220	2440	0,75	17,52	
1220	2440	0,90	21,03	
1220	2440	1,10	25,70	
1220	2440	1,40	32,72	
1220	2440	2,00	46,74	

➤ **Aplicaciones**

- Muebles metálicos en general.
- Puertas metálicas.
- Carpintería metálica.
- Tanque para almacenamiento de aceite.
- Tanques de exportación de frutas.
- Baldes para camionetas.
- Partes y piezas metálicas (abrazaderas, de línea blanca, etc).
- Rótulos.
- Señalización de tránsito.
- Cajas fúnebres.
- Autopartes.

Fuente: IPAC

Catálogo de Motorreductores SIEMENS

Motorreductores Motorreductores de ejes coaxiales

Motorreductores de hasta 200 kW

Datos para selección y pedidos (continuación)

Potencia P_{motor} kW	Velocidad de salida		Par de salida T_2 Nm	Factor de servicio f_s	Índice de reducción i_{tot}	Referencia	Código (n.º polos)	Peso ^{*)} kg
	n_2 (50 Hz) min ⁻¹	n_2 (60 Hz) min ⁻¹						
3,0 (50 Hz) 3,6 (60 Hz)	D.128-L 100LB4							
	5,3	6,4	5 410	0,94	268,16 *	2KJ1207 - FM13 - U1	221	
	5,8	7,0	4 962	1,0	245,93	2KJ1207 - FM13 - T1	221	
	6,5	7,8	4 433	1,2	219,72 *	2KJ1207 - FM13 - S1	221	
	7,1	8,5	4 060	1,3	201,22	2KJ1207 - FM13 - R1	221	
	7,7	9,2	3 740	1,4	185,36 *	2KJ1207 - FM13 - Q1	221	
	8,3	10,0	3 463	1,5	171,62	2KJ1207 - FM13 - P1	221	
	8,9	10,7	3 220	1,6	159,60 *	2KJ1207 - FM13 - N1	221	
	9,5	11,4	3 006	1,7	148,99	2KJ1207 - FM13 - M1	221	
	10,7	12,8	2 689	1,9	133,30 *	2KJ1207 - FM13 - L1	221	
	11,5	13,8	2 492	2,0	123,53	2KJ1207 - FM13 - K1	221	
	12,5	15,0	2 285	2,2	113,24 *	2KJ1207 - FM13 - J1	221	
	D.108-L 100LB4							
	7,4	8,9	3 858	0,8	191,21	2KJ1206 - FM13 - P1	144	
	8,1	9,7	3 547	0,87	175,78 *	2KJ1206 - FM13 - N1	144	
8,7	10,4	3 277	0,95	162,40	2KJ1206 - FM13 - M1	144		
9,4	11,3	3 041	1,0	150,70 *	2KJ1206 - FM13 - L1	144		
10,1	12,1	2 832	1,1	140,37	2KJ1206 - FM13 - K1	144		
11,2	13,4	2 560	1,2	126,9 *	2KJ1206 - FM13 - J1	144		
12,2	14,6	2 357	1,3	116,83	2KJ1206 - FM13 - H1	144		
13,5	16,2	2 120	1,5	106,08 *	2KJ1206 - FM13 - G1	144		
14,6	17,5	1 956	1,6	96,94	2KJ1206 - FM13 - F1	144		
17,3	21	1 657	1,9	82,14	2KJ1206 - FM13 - E1	144		
19,8	24	1 444	2,1	71,59 *	2KJ1206 - FM13 - D1	144		
Z.108-L 100LB4								
24	29	1 191	2,0	59,05 *	2KJ1106 - FM13 - E2	140		
26	31	1 093	2,1	54,15	2KJ1106 - FM13 - D2	140		
D.88-LA 00LB4								
13,8	16,6	2 070	0,81	102,61	2KJ1205 - FM13 - J1	96		
15,7	18,8	1 827	0,92	90,53 *	2KJ1205 - FM13 - H1	96		
17	20	1 666	1,0	83,58	2KJ1205 - FM13 - G1	96		
19	23	1 511	1,1	74,88 *	2KJ1205 - FM13 - F1	96		
21	25	1 393	1,2	69,05	2KJ1205 - FM13 - E1	96		
24	29	1 169	1,4	57,93	2KJ1205 - FM13 - D1	96		
Z.88-LA 00LB4								
28	34	1 024	1,4	50,73	2KJ1105 - FM13 - B2	94		
31	37	923	1,8	45,76 *	2KJ1105 - FM13 - A2	94		
34	41	845	2,0	41,90	2KJ1105 - FM13 - X1	94		
38	46	752	2,2	37,27 *	2KJ1105 - FM13 - W1	94		
42	50	687	2,4	34,07	2KJ1105 - FM13 - V1	94		
45	54	632	2,7	31,32 *	2KJ1105 - FM13 - U1	94		

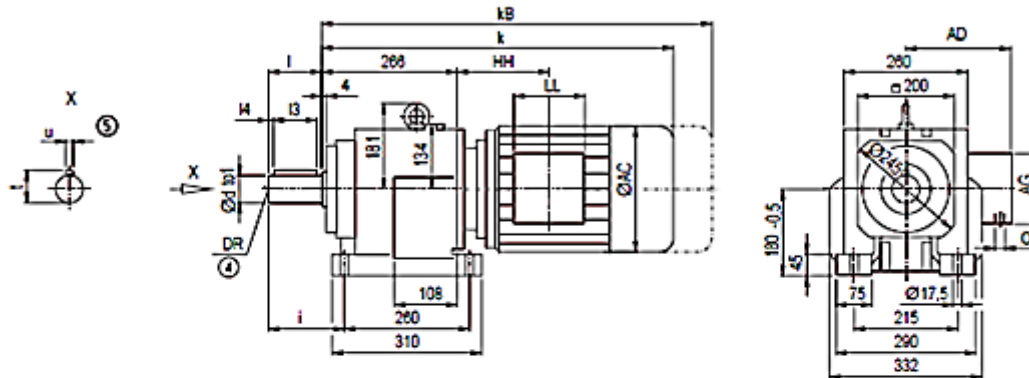
Continuación.

Motorreductores Motorreductores de ejes coaxiales

Dimensiones

Reductores D/Z88 (dos/tres etapas), carcasa con patas

DZ011



d	to1	l	l4	l3	t	u	i	DR
50	kG	100	10	80	53,5	14	140	M16x36
60 ^{*)}	mG	120	10	100	64,0	18	160	M20x42

*) Serie preferente

Motor	Z88		D88		AC	AD	AG	LL	Z88	D88	O	Peso	
	k	kB	k	kB								Z88	D88
LA71	-	-	523,0	578,0	139,0	146,0	90	90	-	113,0	M20x1,5/M25x2,5	-	76
LA71Z	-	-	542,0	597,0	139,0	146,0	90	90	-	113,0	M20x1,5/M25x2,5	-	76
LA80	-	-	500,0	523,5	156,5	156,0	90	90	-	112,5	M20x1,5/M25x2,5	-	81
LA90S	566,0	637,0	591,0	662,0	174,0	163,0	90	90	87,5	112,5	M20x1,5/M25x2,5	85	86
LA90L	566,0	637,0	591,0	662,0	174,0	163,0	90	90	87,5	112,5	M20x1,5/M25x2,5	85	86
LA100L	609,5	690,5	637,0	718,0	196,0	168,0	120	120	125,5	153,0	2xM32x1,5	93	95
LA112M	635,5	716,5	664,5	745,5	219,0	181,0	120	120	127,5	156,5	2xM32x1,5	106	107
LA132S	696,5	797,5	723,5	825,5	259,0	196,0	140	140	168,0	196,0	2xM32x1,5	117	120

Catálogo de Acople de SKF



Acoplamientos FRC

Selección

Potencias de salida (kW)

Velocidad	Tamaño del acoplam.								
	RPM	70	90	110	130	150	180	230	280
50	0,16	0,42	0,84	1,65	3,14	4,97	10,47	16,49	
100	0,33	0,84	1,68	3,30	6,28	9,95	20,94	32,98	
200	0,66	1,68	3,35	6,60	12,57	19,90	41,88	65,97	
300	0,99	2,51	5,03	9,90	18,85	29,84	62,83	98,95	
400	1,32	3,35	6,70	13,19	25,13	39,79	83,77	131,94	
500	1,65	4,19	8,38	16,49	31,41	49,74	104,71	164,92	
600	1,98	5,03	10,05	19,79	37,70	59,69	125,65	197,91	
700	2,31	5,86	11,73	23,09	43,98	69,63	146,60	230,89	
720	2,37	6,03	12,06	23,75	45,24	71,62	150,79	237,49	
800	2,64	6,70	13,40	26,39	50,26	79,58	167,54	263,87	
900	2,97	7,54	15,08	29,69	56,54	89,53	188,48	296,86	
960	3,17	8,04	16,08	31,66	60,31	95,50	201,05	316,65	
1000	3,30	8,38	16,75	32,98	62,83	99,48	209,42	329,84	
1200	3,96	10,05	20,10	39,58	75,39	119,37	251,31	395,81	
1400	4,62	11,73	23,46	46,18	87,96	139,27	293,19	461,78	
1440	4,75	12,06	24,13	47,50	90,47	143,25	301,57	474,97	
1600	5,28	13,40	26,81	52,77	100,52	159,16	335,08	527,75	
1800	5,94	15,08	30,16	59,37	113,09	179,06	376,96	593,72	
2000	6,60	16,75	33,51	65,97	125,65	198,95	418,85	659,69	
2200	7,26	18,43	36,86	72,57	138,22	218,85	460,73	725,65	
2400	7,92	20,10	40,21	79,16	150,79	238,74	502,62	-	
2600	8,58	21,78	43,56	85,76	163,35	258,64	544,50	-	
2800	9,24	23,46	46,91	92,36	175,92	278,53	-	-	
2880	9,50	24,13	48,25	94,99	180,94	286,49	-	-	
3000	9,90	25,13	50,26	98,95	188,48	298,43	-	-	
3600	11,87	30,16	60,31	118,74	226,18	-	-	-	
Torque nominal Nm	31,5	80	160	315	600	950	2000	3150	
Torque máximo Nm	72	180	360	720	1500	2350	5000	7200	

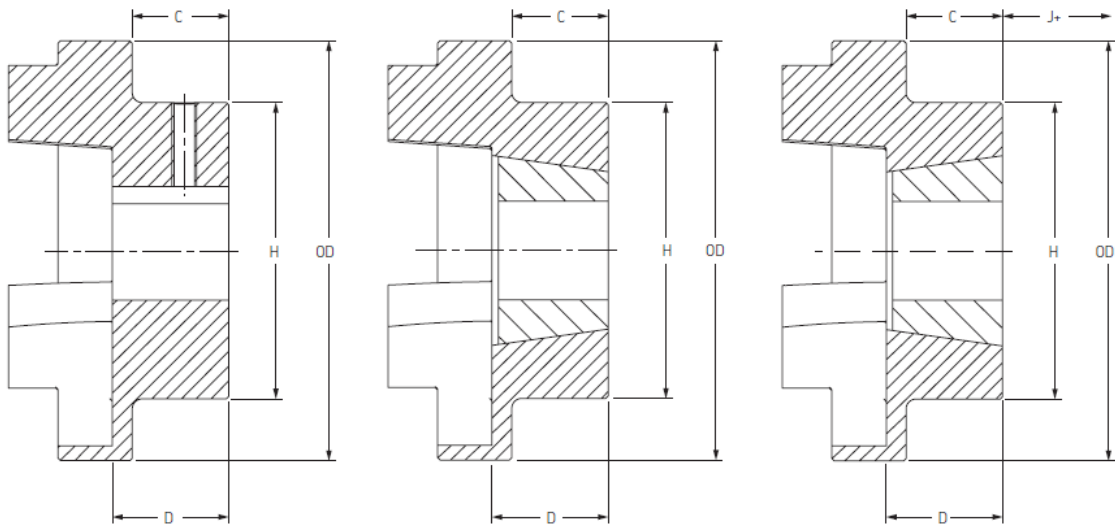
Fuente: Catálogo de acople SKF Flex

Continuación.



Acoplamiento FRC

Dimensiones



Dimensiones y características del conjunto

Tamaño	Longitud del conjunto (L) comprendiendo las mazas tipo			Masa kg	Inercia kg/m ²	Rigidez torsional Nm/°	Desalineación			Torque nominal Nm	Torque máx Nm
	FF, FH, HH	FB, HB	BB				Angular °	Paralela mm	Axial mm		
70	65,0	65,0	65,0	1,00	0,00085	-	1	0,3	0,2	31,5	72
90	69,5	76,0	82,5	1,17	0,00115	-	1	0,3	0,5	80	180
110	82,0	100,5	119,0	5,00	0,0040	65	1	0,3	0,6	160	360
130	89,0	110,0	131,0	5,46	0,0078	130	1	0,4	0,8	315	720
150	107,0	129,5	152,0	7,11	0,0181	175	1	0,4	0,9	600	1500
180	142,0	165,5	189,0	16,60	0,0434	229	1	0,4	1,1	950	2350
230	164,5	202,0	239,5	26,00	0,1207	587	1	0,5	1,3	2000	5000
280	207,5	246,5	285,5	50,00	0,4465	1025	1	0,5	1,7	3150	7200

Fuente: Catalogo de acople SKF Flex

Tabla de selección de rodamientos, chumaceras y de vida requerida según la aplicación.

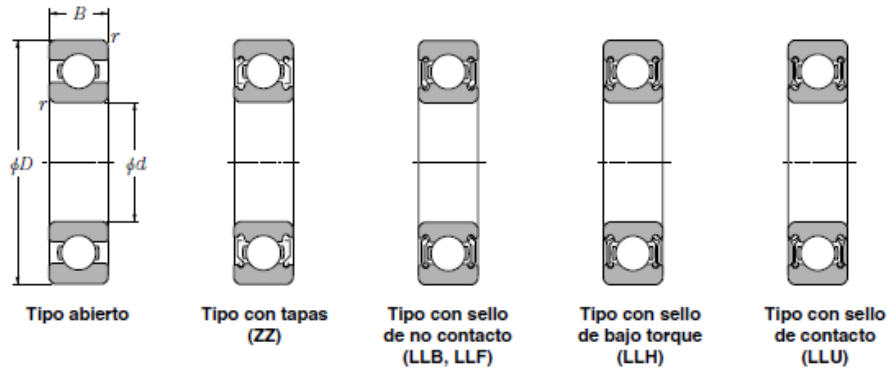
Tabla 3.4 Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (Referencia)

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} × 10 ³ h				
	~ 4	4 ~ 12	12 ~ 30	30 ~ 60	60 ~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcción ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Fuente: Catalogo NTN

Catálogo de Rodamientos de Bolas NTN

Rodamientos Rígidos de Bolas



d 40 ~ 60mm

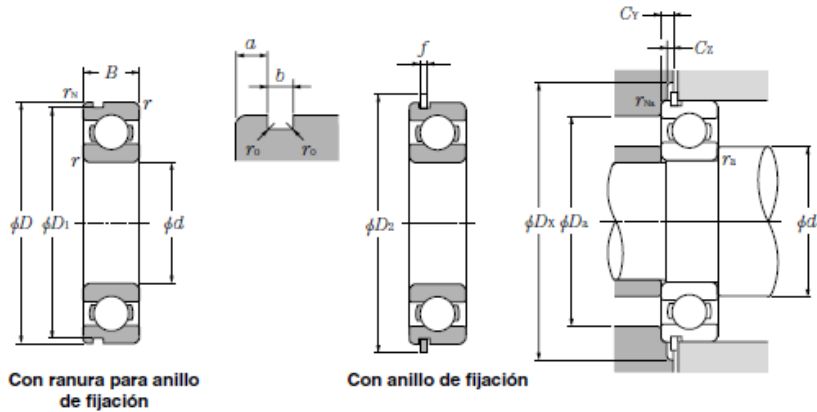
d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_o	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	D	B	$r_{s \min}^{(1)}$	r_{NS} min	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU					
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6808	ZZ	LLB	—	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—	
45	58	7	0.3	0.3	5.35	4.95	550	500	16.1	11 000	12 000	—	5 900	6809	ZZ	LLB	—	LLU
	68	12	0.6	0.5	13.1	10.4	1 330	1 060	16.1	9 800	12 000	—	5 600	6909	ZZ	LLB	—	LLU
	75	10	0.6	—	12.9	10.5	1 320	1 070	16.2	9 200	11 000	—	—	16009	—	—	—	—
	75	16	1	0.5	21.0	15.1	2 140	1 540	15.3	9 200	11 000	6 500	5 400	6009	ZZ	LLB	LLH	LLU
	85	19	1.1	0.5	32.5	20.4	3 350	2 080	14.1	7 800	9 200	6 200	5 200	6209	ZZ	LLB	LLH	LLU
	100	25	1.5	0.5	53.0	32.0	5 400	3 250	13.1	7 000	8 200	5 600	4 700	6309	ZZ	LLB	LLH	LLU
120	29	2	—	77.0	45.0	7 850	4 600	12.1	6 300	7 400	—	—	6409	—	—	—	—	

Fuente: Catálogo de rodamientos NTN

Continuación.

Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

$\frac{f_0 \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.98	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Carga radial estática equivalente

$$P_{or} = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

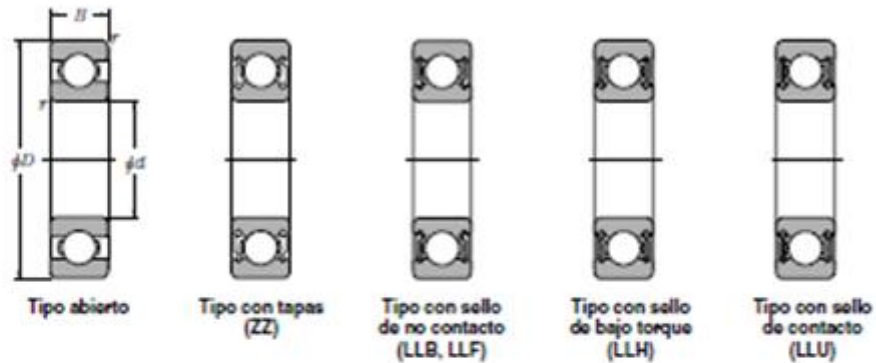
Cuando $P_{or} < F_r$ use $P_{or} = F_r$

Números de rodamientos		Dimensiones de la ranura para anillo de fijación mm				Dimensiones del anillo de fijación mm		Dimensiones de hombros y filetes mm								Masa ⁽¹⁾
ranura para anillo de fijación ⁽²⁾	anillo de fijación ⁽²⁾	D_1 max	a max	b min	r_0 max	D_2 max	f max	d_a min	d_a max ⁽³⁾	D_s max	D_x (aprox.)	C_r max	C_z min	r_{sa} max	r_{sa} max	kg (aprox.)
N	NR	50.7	1.3	0.95	0.25	54.8	0.85	42	43	50	55.5	1.9	0.9	0.3	0.3	0.033
N	NR	60.7	1.7	0.95	0.25	64.8	0.85	44	45	58	65.5	2.3	0.9	0.6	0.5	0.11
—	—	—	—	—	—	—	—	42	—	66	—	—	—	0.3	—	0.125
N	NR	64.82	2.49	1.9	0.6	74.6	1.7	45	47	63	76	3.8	1.7	1	0.5	0.19
N	NR	76.81	3.28	1.9	0.6	86.6	1.7	46.5	51	73.5	88	4.6	1.7	1	0.5	0.366
N	NR	86.79	3.28	2.7	0.6	96.5	2.46	48	54	82	98	5.4	2.5	1.5	0.5	0.63
—	—	—	—	—	—	—	—	49	—	101	—	—	—	2.0	—	1.23
N	NR	56.7	1.3	0.95	0.25	60.8	0.85	47	48	56	61.5	1.9	0.9	0.3	0.3	0.04
N	NR	66.7	1.7	0.95	0.25	70.8	0.85	49	51	64	72	2.3	0.9	0.6	0.5	0.128
—	—	—	—	—	—	—	—	49	—	71	—	—	—	0.6	—	0.171
N	NR	71.83	2.49	1.9	0.6	81.6	1.7	50	52.5	70	83	3.8	1.7	1	0.5	0.237
N	NR	81.81	3.28	1.9	0.6	91.6	1.7	51.5	55.5	78.5	93	4.6	1.7	1	0.5	0.398
N	NR	96.8	3.28	2.7	0.6	106.5	2.46	53	61.5	92	108	5.4	2.5	1.5	0.5	0.814
—	—	—	—	—	—	—	—	54	—	111	—	—	—	2	—	1.53

Fuente: Catalogo de rodamientos NTN

Continuación.

Rodamientos Rígidos de Bolas



d 10~20mm

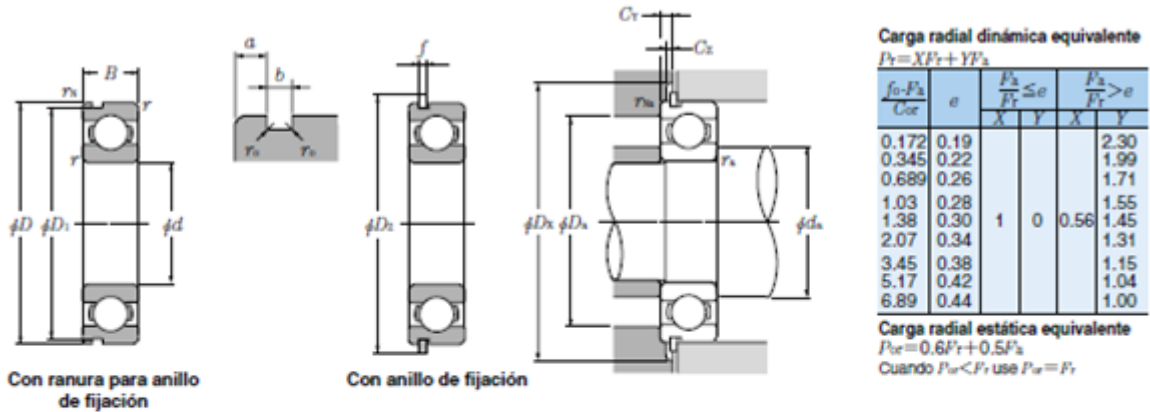
d	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_1	Velocidades límites				Números de rodamientos					
	mm				kN		kgf			r.p.m.									
	D	B	$r_{e, min}^{(1)}$	$r_{e, max}^{(1)}$	C_r	C_{or}	C_k	C_{ok}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de contacto	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU	—
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU	—
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU	—
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU	—
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU	—
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU	—
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU	—
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU	—
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU	—
37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU	—	

Fuente: Catalogo de rodamientos NTN

Continuación.

Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



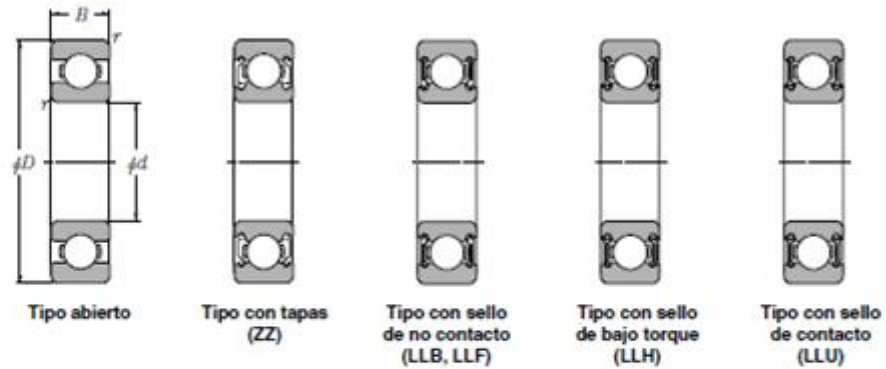
Números de rodamientos	Dimensiones de la ranura para anillo de fijación mm				Dimensiones del anillo de fijación mm		Dimensiones de hombros y filetes mm								Masa ⁽¹⁾ kg (aprox.)		
	ranura ⁽²⁾ para anillo de fijación	anillo ⁽²⁾ de fijación	D_1 max	a max	b min	r_s max	D_2 max	f max	d_s min	d_s max ⁽³⁾	D_s max	D_s (aprox.)	C_r max	C_s min		r_{fs} max	r_{fw} max
—	—	—	—	—	—	—	—	—	10.8	—	14.2	—	—	—	0.1	—	0.0015
—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	12.5	17	—	—	—	0.3	—	0.005
N	NR	20.8	1.05	0.8	0.2	24.8	0.7	12	13	20	25.5	1.5	0.7	0.3	0.3	0.009	
— ⁽⁵⁾	— ⁽⁵⁾	—	—	—	—	—	—	12	13.5	24	—	—	—	0.3	—	0.019	
N	NR	28.17	2.06	1.35	0.4	34.7	1.12	14	16	26	35.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.032	
N	NR	33.17	2.06	1.35	0.4	39.7	1.12	14	17	31	40.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.053	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	13.6	13.8	16.4	—	—	—	0.2	—	0.002
—	—	—	—	—	—	—	—	—	14	14.5	19	—	—	—	0.3	—	0.006
N	NR	22.8	1.05	0.8	0.2	26.8	0.7	14	15	22	27.5	1.5	0.7	0.3	0.3	0.011	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	14	—	26	—	—	—	0.3	—	0.019
— ⁽⁵⁾	— ⁽⁵⁾	—	—	—	—	—	—	—	14	16	26	—	—	—	0.3	—	0.021
N	NR	30.15	2.06	1.35	0.4	36.7	1.12	16	17	28	37.5	2.9	1.2	0.6	0.5	0.037	
N	NR	34.77	2.06	1.35	0.4	41.3	1.12	17	18.5	32	42	2.9	1.2	1	0.5	0.06	

Fuente: Catalogo de rodamientos NTN

Continuación.

● Rodamientos Rígidos de Bolas

NTN



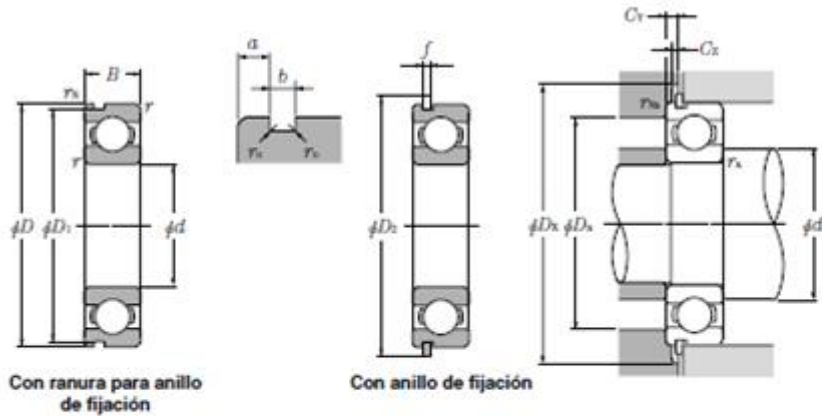
d 20 ~ 35mm

Dimensiones principales	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_1	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				con sello de no contacto				
	d	D	B	$r_{\text{ext}}^{1)}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	de no contacto	de bajo torque	de contacto
20	72	19	1.1	—	28.5	13.9	2 900	1 420	11.4	12 000	14 000	—	—	6404	—	—	—	—
22	44	12	0.6	0.5	9.40	5.05	955	515	13.9	17 000	20 000	13 000	10 000	60/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	50	14	1	0.5	12.9	6.80	1 320	690	13.5	14 000	17 000	12 000	9 700	62/22	ZZ	LLB	LLH	LLU
	56	16	1.1	0.5	18.4	9.25	1 880	945	12.4	13 000	15 000	11 000	9 200	63/22	ZZ	LLB	LLH	LLU

Fuente: Catalogo de rodamientos NTN

Continuación.

Rodamientos Rígidos de Bolas



Carga radial dinámica equivalente

$$P_r = X F_r + Y F_a$$

$\frac{f_0 - F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
		0.172	0.19		
0.345	0.22			1.99	
0.689	0.26			1.71	
1.03	0.28			1.55	
1.38	0.30	1	0	1.45	
2.07	0.34			1.31	
3.45	0.38			1.15	
5.17	0.42			1.04	
6.89	0.44			1.00	

Carga radial estática equivalente

$P_{or} = 0.6 F_r + 0.5 F_a$
 Cuando $P_{or} < F_r$, use $P_{or} = F_r$

Números de rodamientos	Dimensiones de la ranura para anillo de fijación mm	Dimensiones del anillo de fijación mm	Dimensiones de hombros y filetes mm										Masa ⁽¹⁾ kg			
			D_1 max	a max	b min	r max	D_2 max	f max	d_3 min	d_3 max ⁽²⁾	D_3 max (aprox.)	C_1 max		C_2 min	r_{3a} max	r_{3b} max
—	—	—	—	—	—	—	—	26.5	—	65.5	—	—	—	1	—	0.4
N	NR	41.75	2.06	1.35	0.4	48.3	1.12	26	26.5	40	49	2.9	1.2	0.6	0.5	0.074
N	NR	47.6	2.46	1.35	0.4	55.7	1.12	27	29.5	45	56.5	3.3	1.2	1	0.5	0.117
N	NR	53.6	2.46	1.35	0.4	61.7	1.12	28.5	31	49.5	62.5	3.3	1.2	1	0.5	0.176

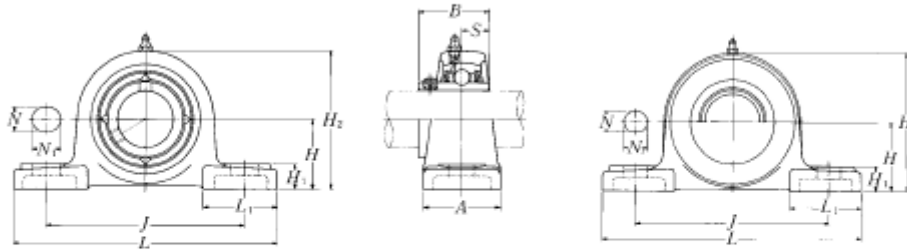
Fuente: Catalogo de rodamientos NTN

Catálogo de Chumaceras

UCP2

NTN

**Chumacera tipo puente, alojamiento de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)**



Tipo con guardapolvo de acero prensado
Extremo abierto: **S-UCP---D1**
Extremo cerrado: **SM-UCP---D1**

Diámetro del eje mm pulg.	Número ¹⁾ de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		H	L	J	A	N	N _i	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 ½	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 1 1/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 2 1/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1
20 3/4	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 1 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	65 2 1/16	42 1 21/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1
25 1 3/16 7/8 15/16 1	UCP205D1 UCP205-013D1 UCP205-014D1 UCP205-015D1 UCP205-100D1	36.5 1 3/16	140 5 1/2	105 4 1/8	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	15 19/32	71 2 25/32	42 1 21/32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1
30 1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4	UCP206D1 UCP206-101D1 UCP206-102D1 UCP206-103D1 UCP206-104D1	42.9 1 1/16	165 6 1/2	121 4 3/4	48 1 7/8	17 2 1/32	20 25/32	17 2 1/32	83 3 9/32	54 2 1/8	38.1 1.5000	15.9 0.626	M14 1/2	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 7/16	UCP207D1 UCP207-104D1 UCP207-105D1 UCP207-106D1 UCP207-107D1	47.6 1 7/8	167 6 5/16	127 5	48 1 7/8	17 2 1/32	20 25/32	18 23/32	93 3 21/32	54 2 1/8	42.9 1.6890	17.5 0.689	M14 1/2	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1
40 1 1/2 1 9/16	UCP208D1 UCP208-108D1 UCP208-109D1	49.2 1 15/16	184 7 1/4	137 5 13/32	54 2 1/8	17 2 1/32	20 25/32	18 23/32	98 3 27/32	52 2 1/16	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1

Fuente: Catalogo de chumaceras NTN

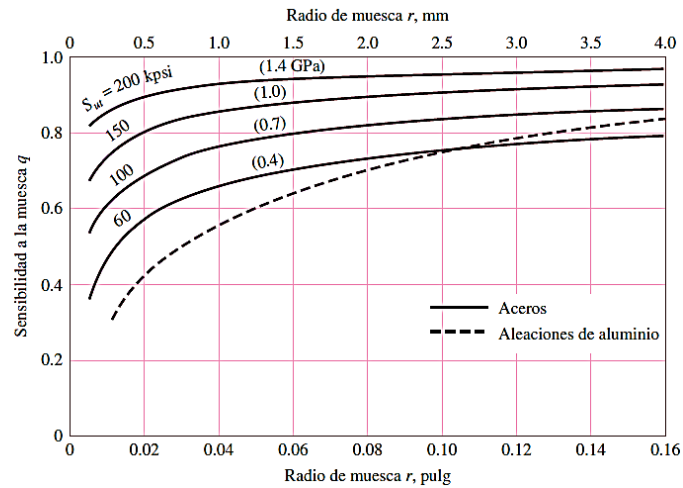
APÉNDICE D

Factor de Concentrador de Esfuerzos

Gráficas para obtención del factor de concentrador de esfuerzo para el eje de tracción.

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

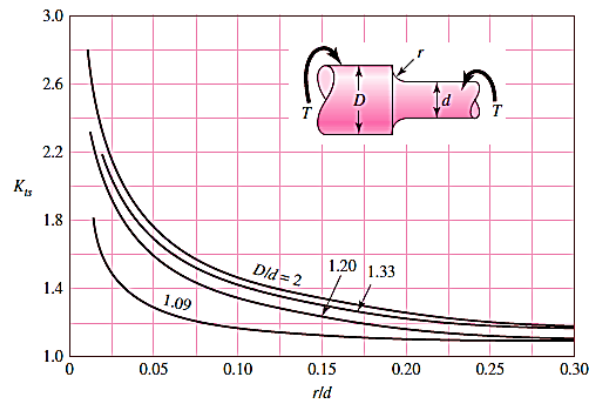
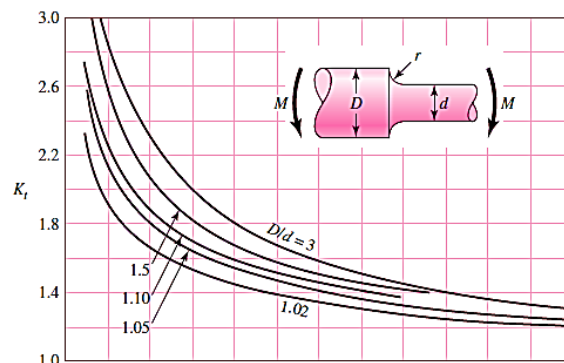


Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ y $I = \pi d^4/64$.



Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

APÉNDICE E

Resultados de Simulación de la Estructura

Resultados en estructura de estación de salida usando Autodesk Inventor.

Archivo analizado:	definitivo.iam
Versión de Autodesk Inventor:	2015 (Build 190159000, 159)
Fecha de creación:	08/09/2016, 4:10
Autor de la simulación:	Christian Guerrero Ocampo
Resumen:	

☐ Información de proyecto (iProperties)

☐ Resumen

Autor Christian Guerrero Ocampo

☐ Proyecto

Nº de pieza	definitivo
Diseñador	Christian Guerrero Ocampo
Coste	\$ 0,00
Fecha de creación	05/09/2016

☐ Estado

Estado del diseño Trabajo en curso

☐ Propiedades físicas

Masa	134,34 kg
Área	10735700 mm ²
Volumen	17113400 mm ³
Centro de gravedad	x=79,8587 mm y=-54,3657 mm z=93,3941 mm

Nota: los valores físicos pueden ser diferentes de los valores físicos utilizados por CEF indicados a continuación.

Continuación.

☐ **Listo**

Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de simulación	Análisis estático
Fecha de la última modificación	08/09/2016, 4:07
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No
Separar tensiones en superficies de contacto	No
Análisis de cargas de movimiento	No

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

☐ **Material(es)**

Nombre	Acero ASTM A500	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	350 MPa
	Resistencia máxima a tracción	410 MPa
Tensión	Módulo de Young	199,959 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	76,9073 GPa
Nombre(s) de pieza	soporte2 ANSI 3x2x1_8 00000001 ANSI 3x2x1_8 00000002 ANSI 3x2x1_8 00000003 ANSI 3x2x1_8 00000004 ANSI 3x2x1_8 00000005 ANSI 3x2x1_8 00000006 ANSI 2x2x1_8 00000008 ANSI 2x2x1_8 00000009 ANSI 2x2x1_8 00000010 ANSI 2x2x1_4 00000043 ANSI 2x2x1_4 00000042 ANSI 2x2x1_8 00000013 ANSI 2x2x1_8 00000014 ANSI 2x2x1_8 00000015 ANSI 2x2x1_8 00000016 ANSI 2x2x1_8 00000017 ANSI 2x2x1_4 00000040 ANSI 2x2x1_4 00000041 ANSI 2x2x1_8 00000020 ANSI 2x2x1_8 00000021 ANSI 2x2x1_8 00000022 ANSI 2x2x1_8 00000023 ANSI 2x2x1_8 00000024	

Continuación.

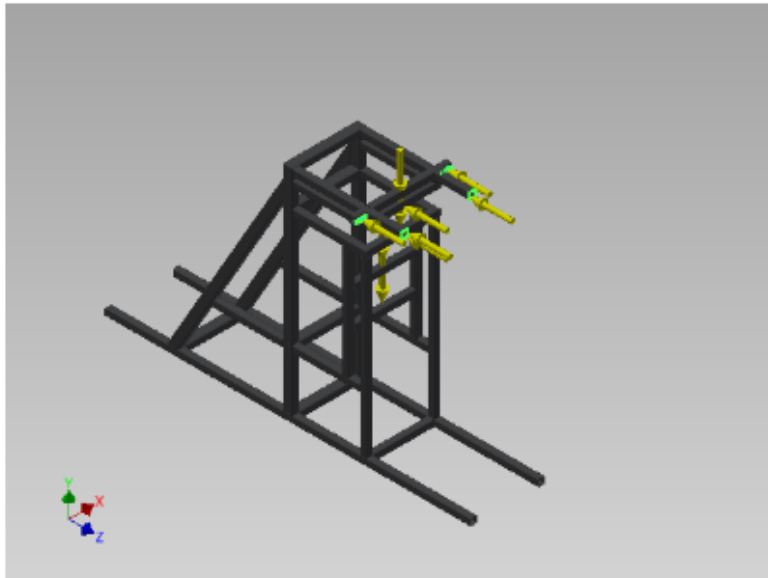
Nombre	Genérico	
General	Densidad de masa	1 g/cm ³
	Límite de elasticidad	0 MPa
	Resistencia máxima a tracción	0 MPa
Tensión	Módulo de Young	0,0000001 GPa
	Coefficiente de Poisson	0 su
	Módulo cortante	0,00000005 GPa
Nombre(s) de pieza	Skeleton0001	

▣ Condiciones de funcionamiento

▣ Fuerza:1

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	11921.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-11921.000 N

▣ Cara(s) seleccionada(s)

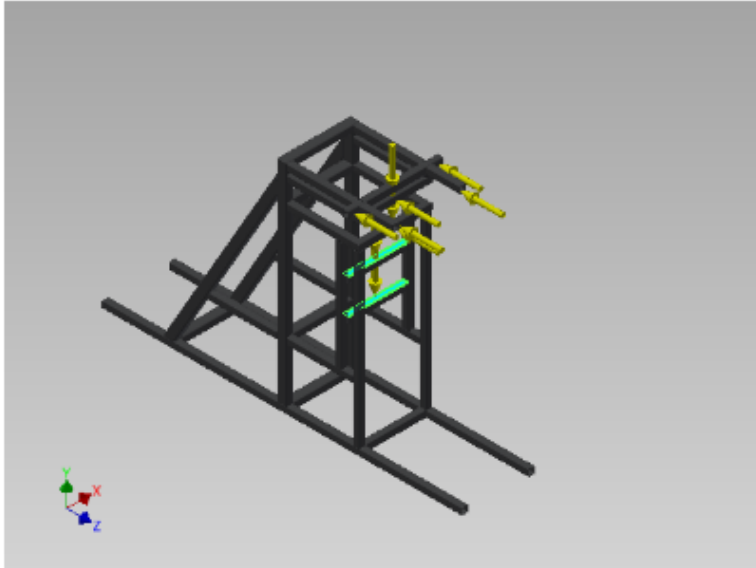


▣ Fuerza:2

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	460.600 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-460.600 N
Vector Z	0.000 N

Continuación.

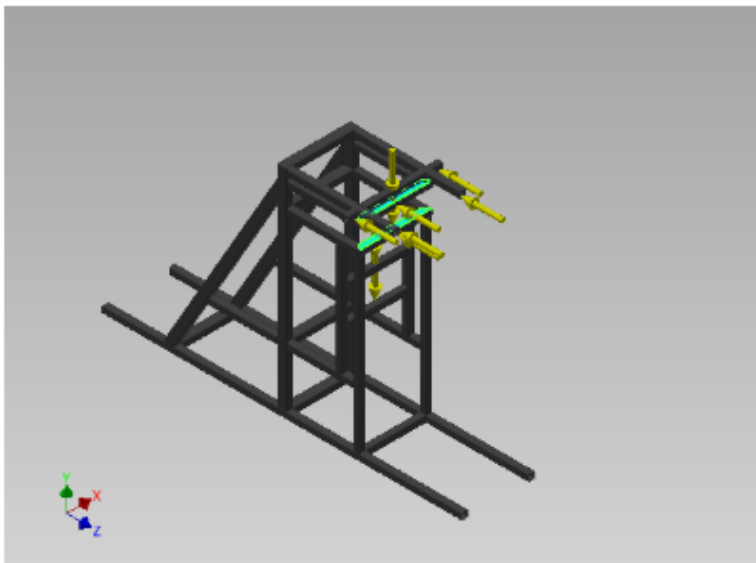
☐ Cara(s) seleccionada(s)



☐ Fuerza:3

Tipo de carga	Fuerza
Magnitud	427.000 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	-427.000 N
Vector Z	0.000 N

☐ Cara(s) seleccionada(s)

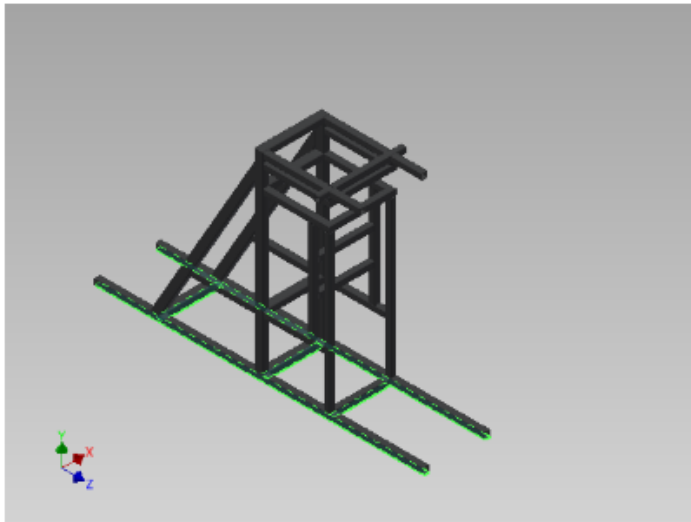


Continuación.

☐ **Restricción fija:1**

Tipo de restricción Restricción fija

☐ **Cara(s) seleccionada(s)**



☐ **Resultados**

☐ **Fuerza y pares de reacción en restricciones**

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	14217,7 N	0 N	21323,5 N m	21323,4 N m
		887,6 N		0 N m
		14190 N		-35,7253 N m

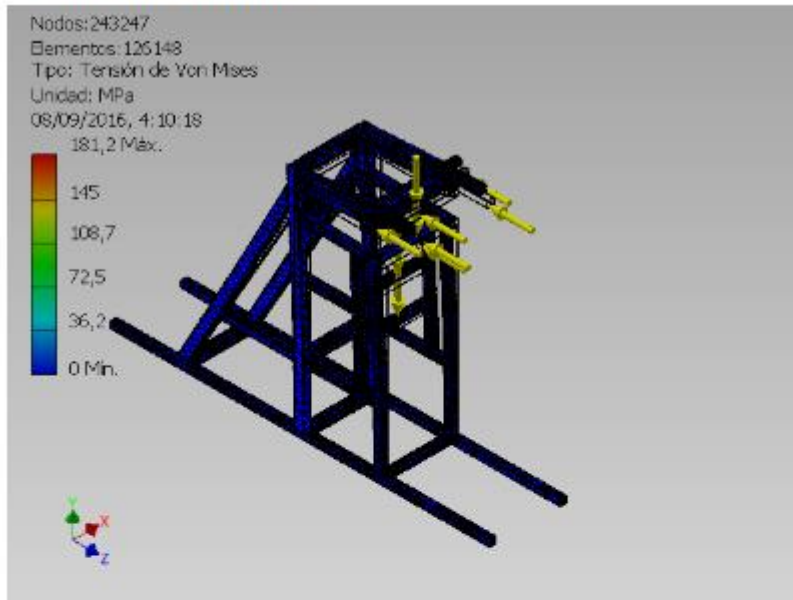
☐ **Resumen de resultados**

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	17113400 mm ³	
Masa	134,34 kg	
Tensión de Von Mises	0,000278037 MPa	181,196 MPa
Primera tensión principal	-32,0487 MPa	170,652 MPa
Tercera tensión principal	-165,118 MPa	25,3186 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,926099 mm
Coefficiente de seguridad	1,93161 su	15 su

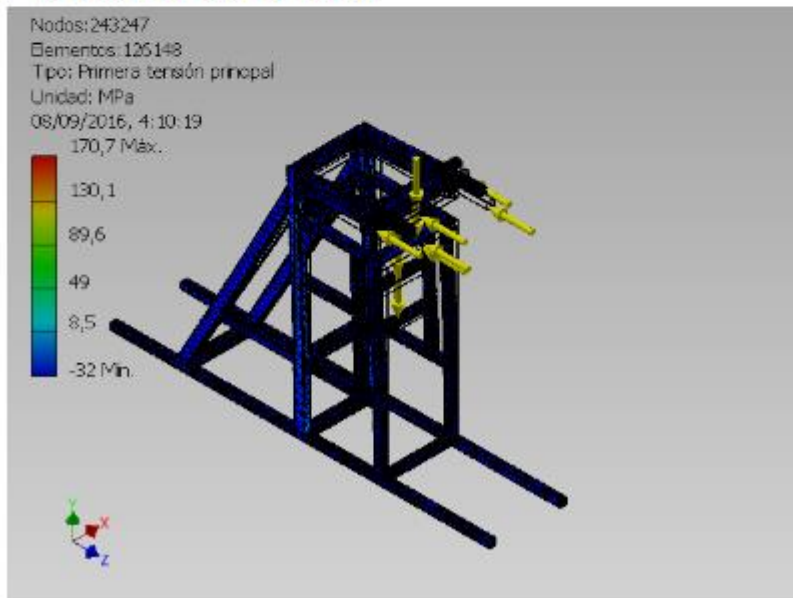
Continuación.

Figuras

Tensión de Von Mises

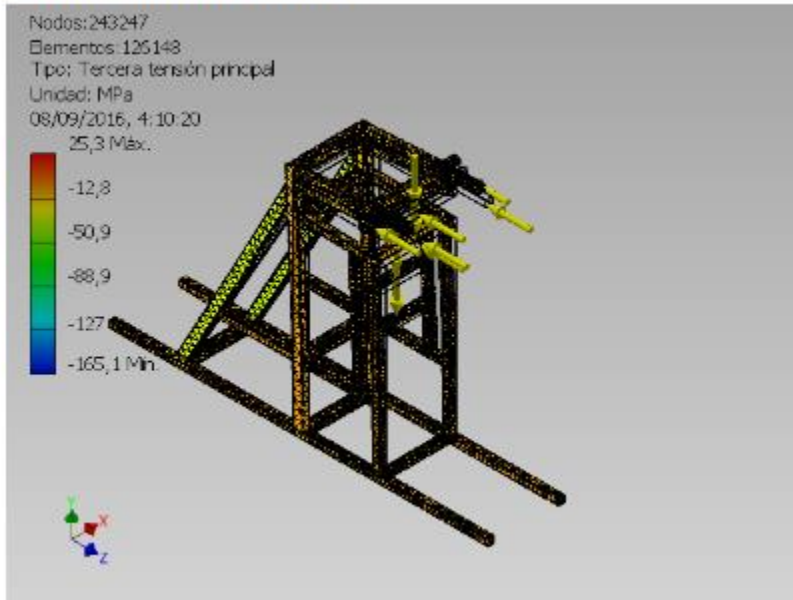


Primera tensión principal

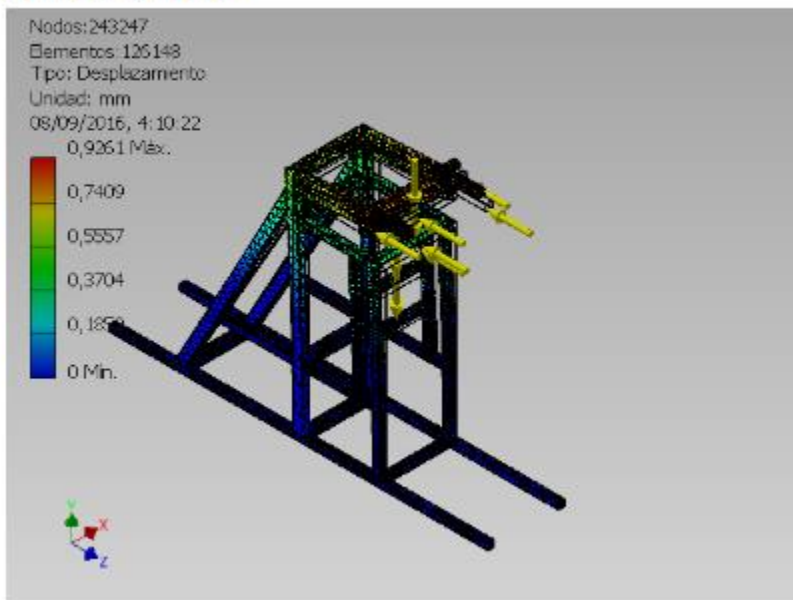


Continuación.

☐ Tercera tensión principal

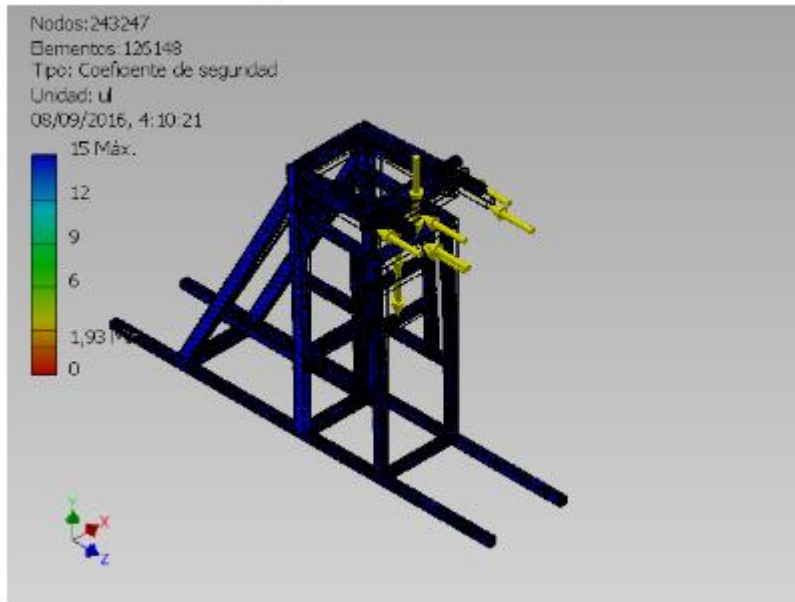


☐ Desplazamiento

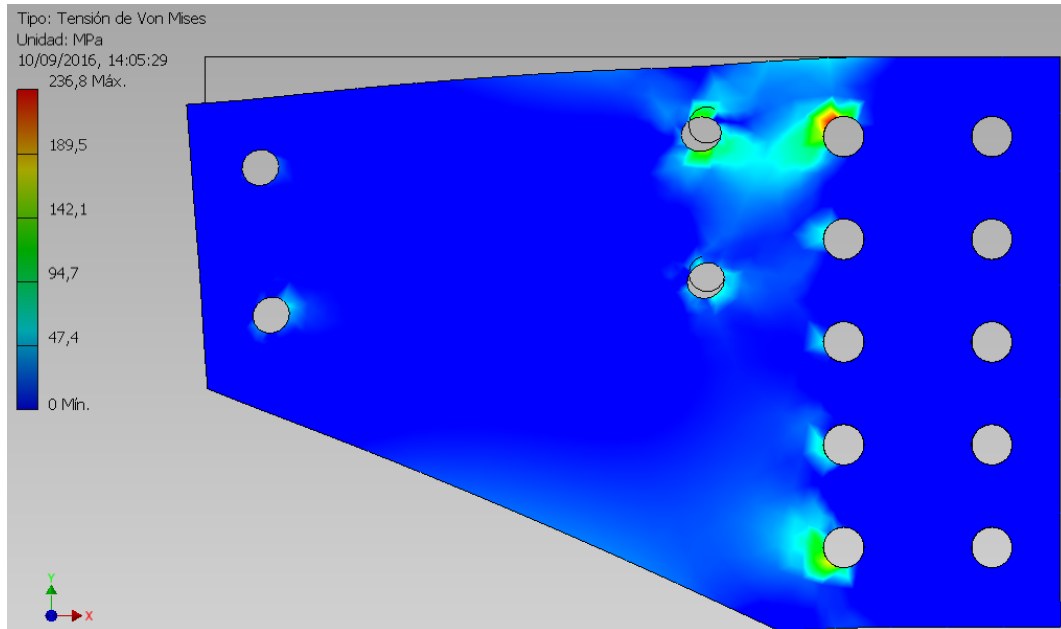


Continuación.

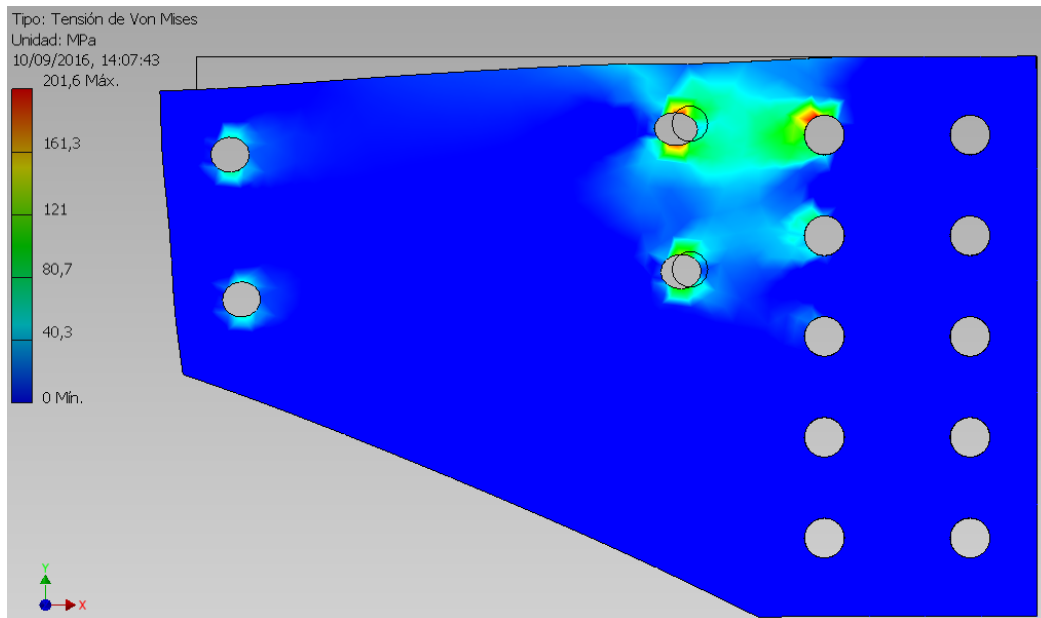
☐ Coeficiente de seguridad



Gráficas de simulación y análisis de las placas de soporte

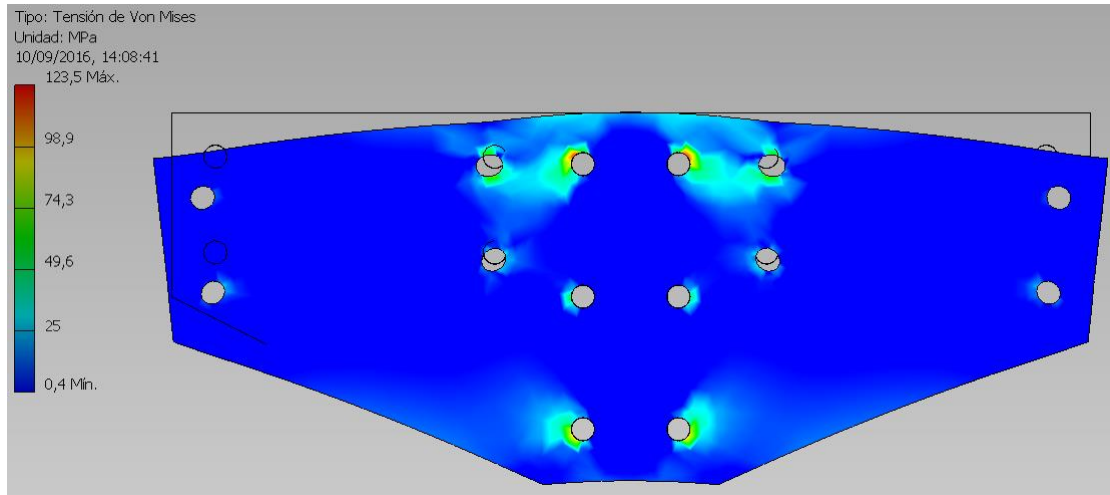


Esfuerzo de flexión generado en la placa para las juntas en voladizo.

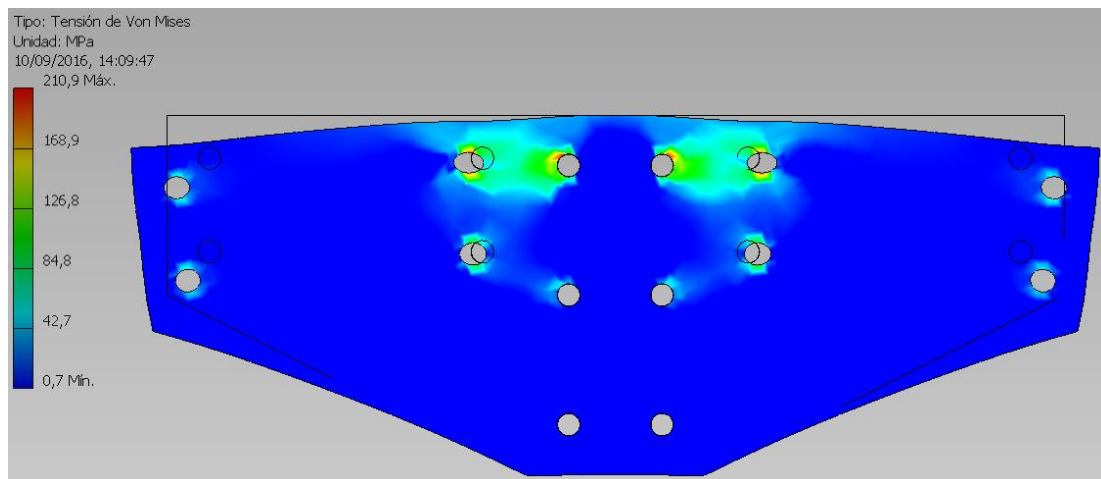


Esfuerzo de tensión generado en la placa para las juntas en voladizo.

Continuación.

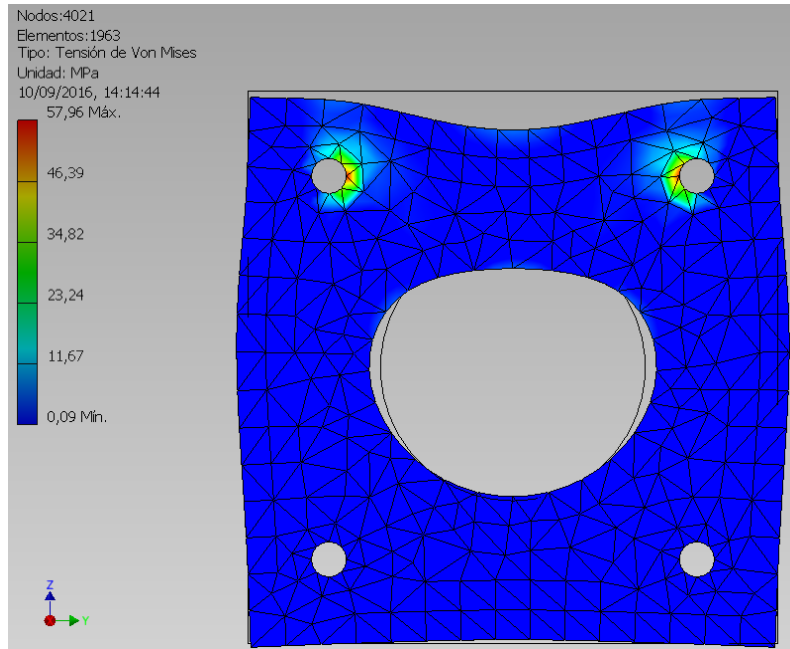


Esfuerzo de flexión generado en la placa para las juntas de la columna.



Esfuerzo de tensión generado en la placa para las juntas de la columna.

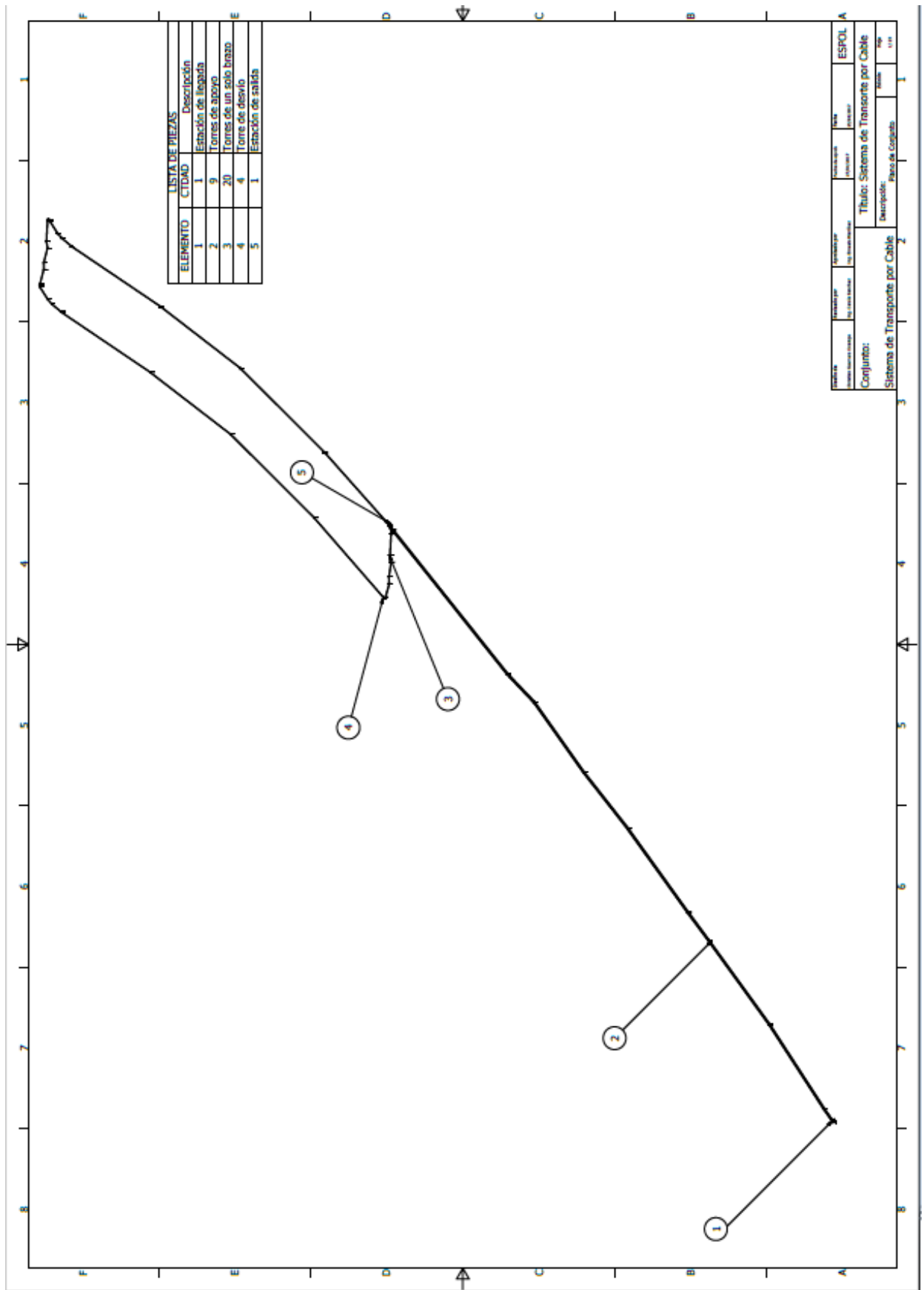
Continuación.



Esfuerzo generado en placa del brazo de apoyo del cable tractor

APÉNDICE F
Planos Esquemáticos

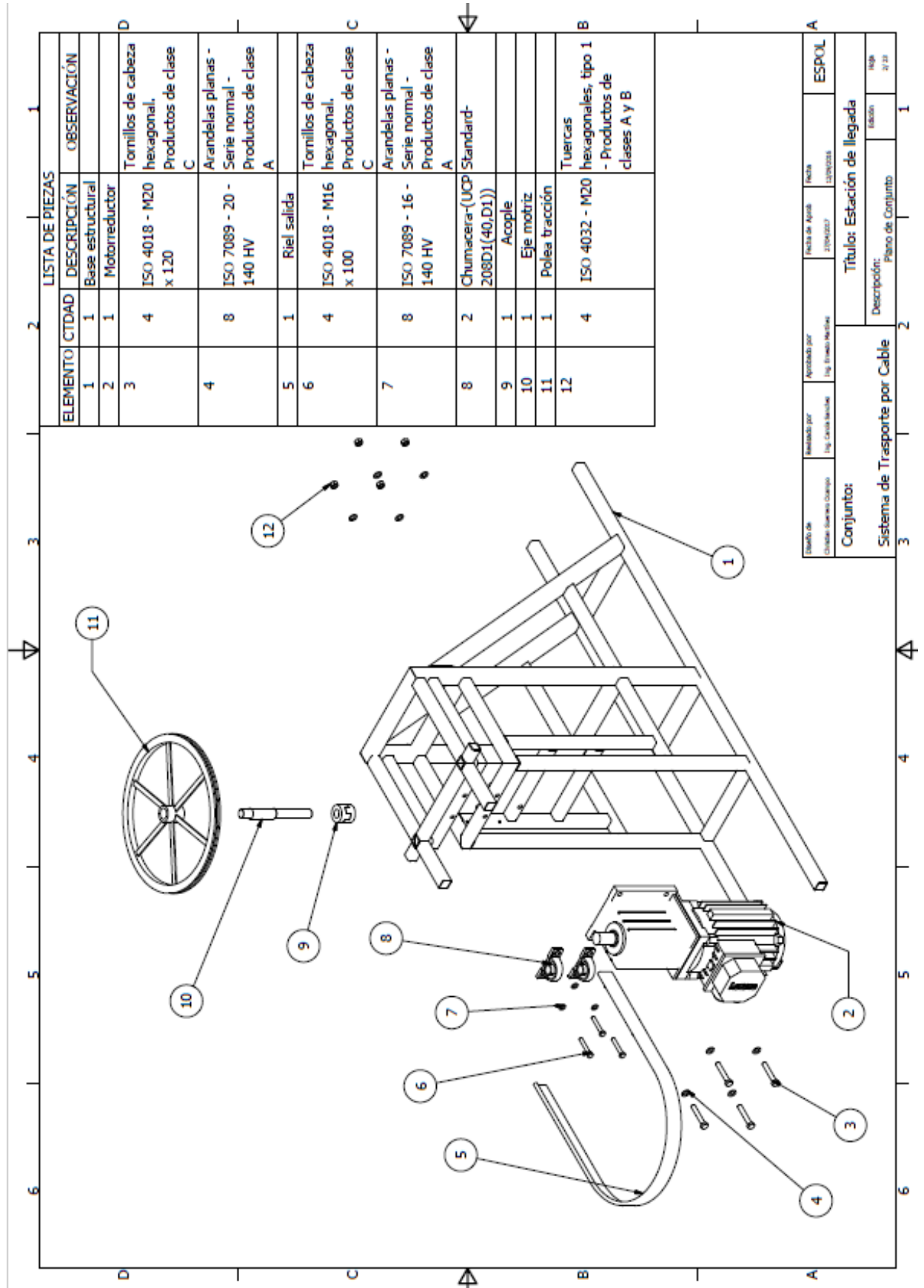
PLANO 1



LISTA DE PIEZAS	
ELEMENTO	Descripción
1	Estación de llegada
2	Torres de apoyo
3	Torres de un solo brazo
4	Torre de desvío
5	Estación de salida

PROYECTO	ESTUDIO POR	PROYECTADO POR	ESCALA	ESPOL
ESTACION DE ARRIBA	INGENIERIA	INGENIERIA	1:100	A
Título: Sistema de Transporte por Cable				
Conjunto:		Descripción:		
Sistema de Transporte por Cable		Plano de cogeats		
		Hoja		
		1		

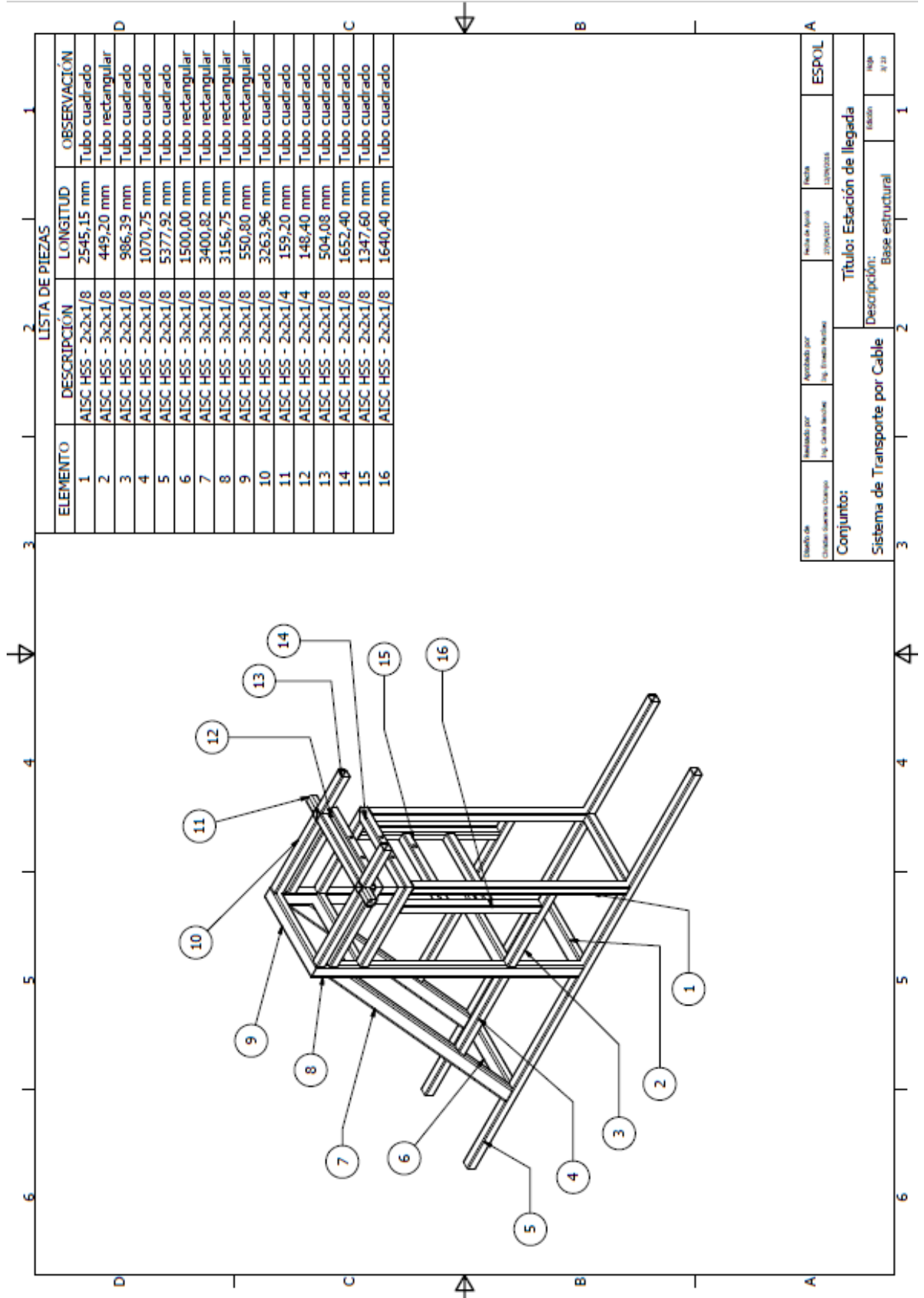
PLANO 2



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	C/TDAD	DESCRIPCIÓN	OBSERVACIÓN
1	1	Base estructural	
2	1	Motorreductor	
3	4	ISO 4018 - M20 x 120	Tornillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C
4	8	ISO 7089 - 20 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
5	1	Riel salida	
6	4	ISO 4018 - M16 x 100	Tornillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C
7	8	ISO 7089 - 16 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
8	2	Chumacera-(UCP 208D1(40,D1))	Standard-
9	1	Acople	
10	1	Eje motriz	
11	1	Poleas tracción	
12	4	ISO 4032 - M20	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B

DIBUJO DE: Sistema de Transporte por Cable	Elaborado por: Ing. Carlos Sánchez	Aprobado por: Ing. Fernando Medina	FECHA DE APROBACIÓN: 27/04/2023	FECHA: 12/04/2024	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			Título: Estación de llegada		
Descripción: Plano de Conjunto			Edición: 01/01		

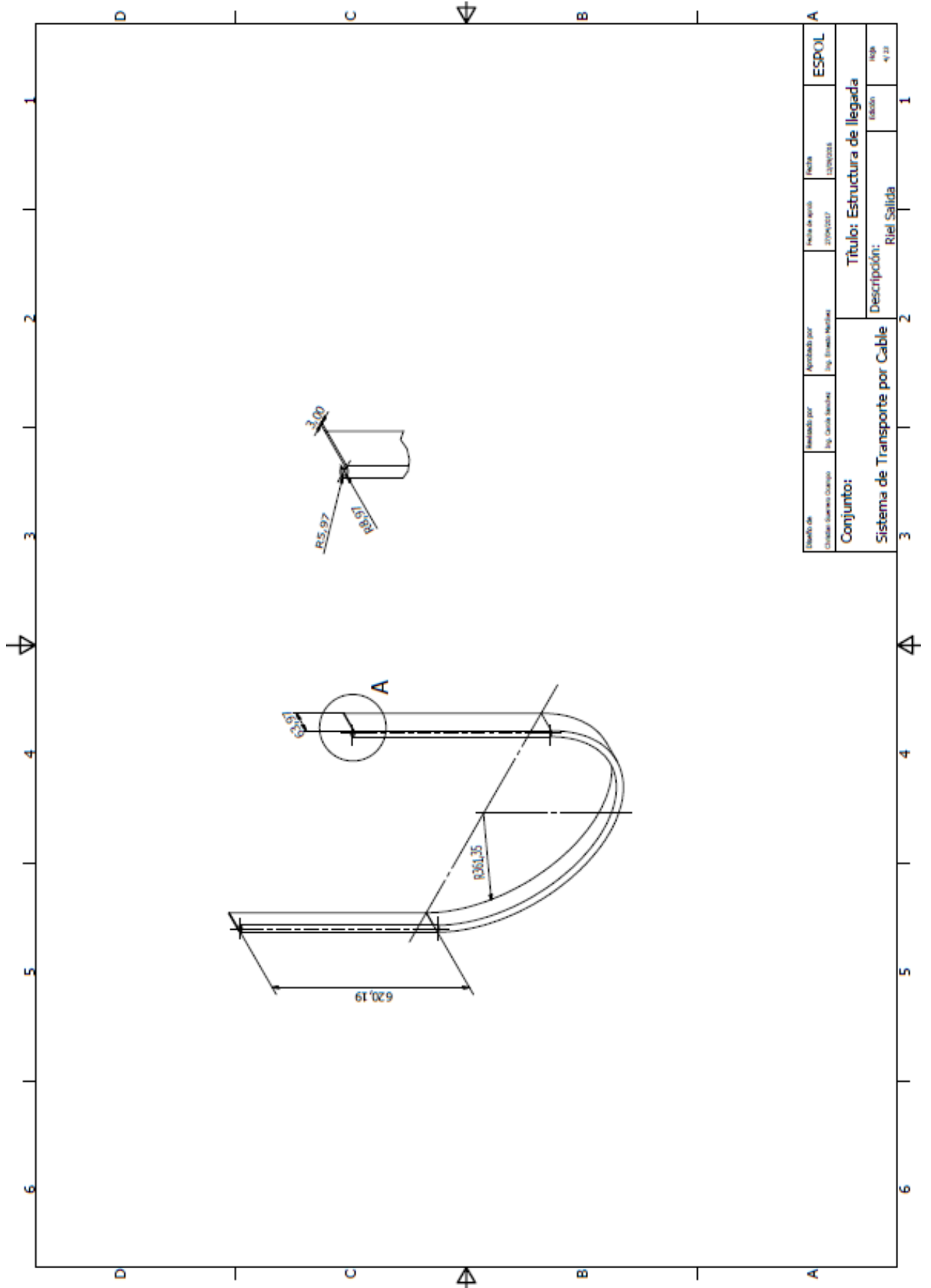
PLANO 3



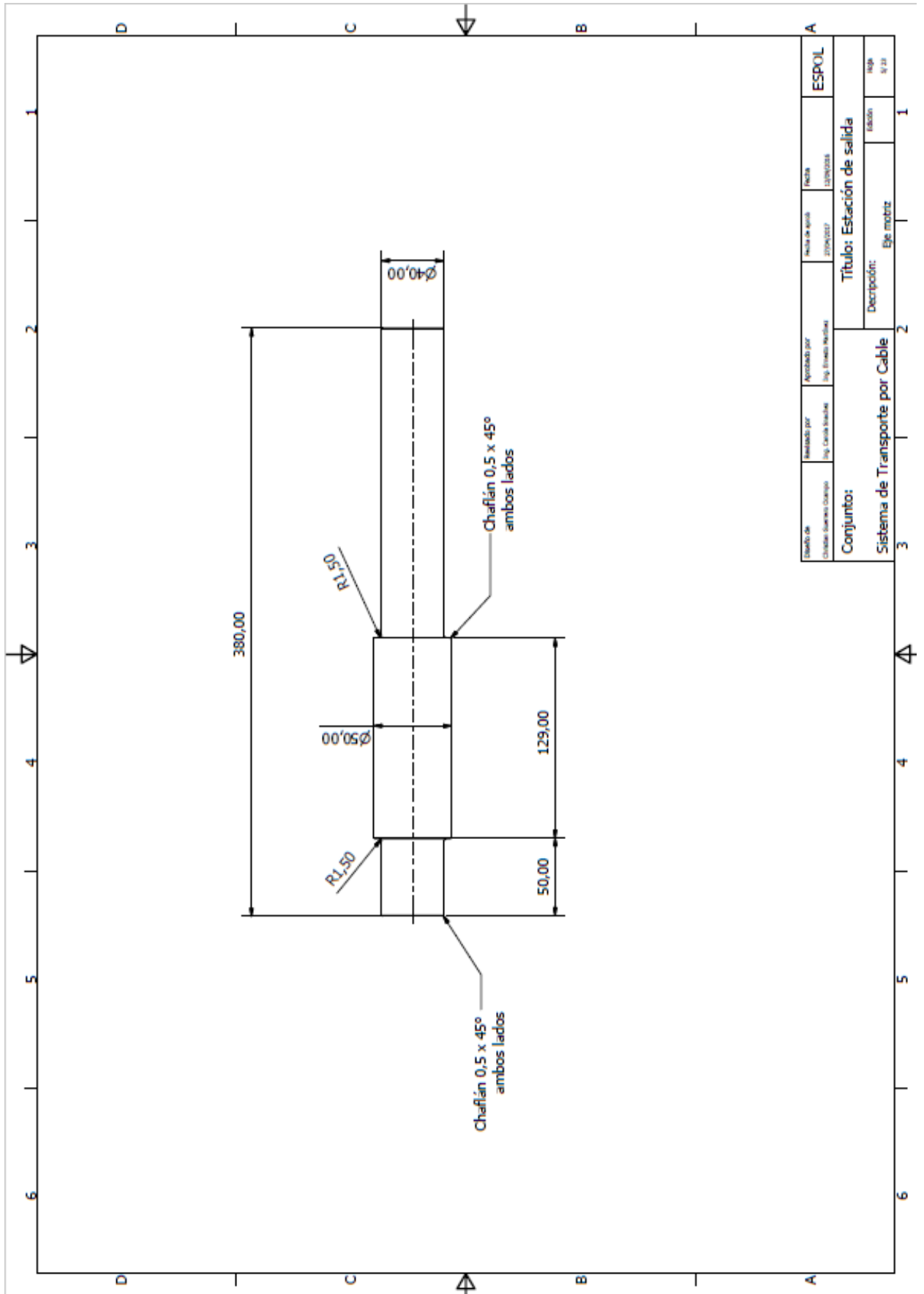
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	LONGITUD	OBSERVACIÓN
1	AISC HSS - 2x2x1/8	2545,15 mm	Tubo cuadrado
2	AISC HSS - 3x2x1/8	449,20 mm	Tubo rectangular
3	AISC HSS - 2x2x1/8	986,39 mm	Tubo cuadrado
4	AISC HSS - 2x2x1/8	1070,75 mm	Tubo cuadrado
5	AISC HSS - 2x2x1/8	5377,92 mm	Tubo cuadrado
6	AISC HSS - 3x2x1/8	1500,00 mm	Tubo rectangular
7	AISC HSS - 3x2x1/8	3400,82 mm	Tubo rectangular
8	AISC HSS - 3x2x1/8	3156,75 mm	Tubo rectangular
9	AISC HSS - 3x2x1/8	550,80 mm	Tubo rectangular
10	AISC HSS - 2x2x1/8	3263,96 mm	Tubo cuadrado
11	AISC HSS - 2x2x1/4	159,20 mm	Tubo cuadrado
12	AISC HSS - 2x2x1/4	148,40 mm	Tubo cuadrado
13	AISC HSS - 2x2x1/8	504,08 mm	Tubo cuadrado
14	AISC HSS - 2x2x1/8	1652,40 mm	Tubo cuadrado
15	AISC HSS - 2x2x1/8	1347,60 mm	Tubo cuadrado
16	AISC HSS - 2x2x1/8	1640,40 mm	Tubo cuadrado

Elaboró de: Cristian Suarez Quiroga	Revisado por: Ing. Carlos Sanchez	Aprobado por: Ing. Efraim Medina	Fecha de Aprobación: 27/06/2017	Fecha: 12/09/2018	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			Título: Estación de llegada		
Descripción: Base estructural			Escala: 1:20		

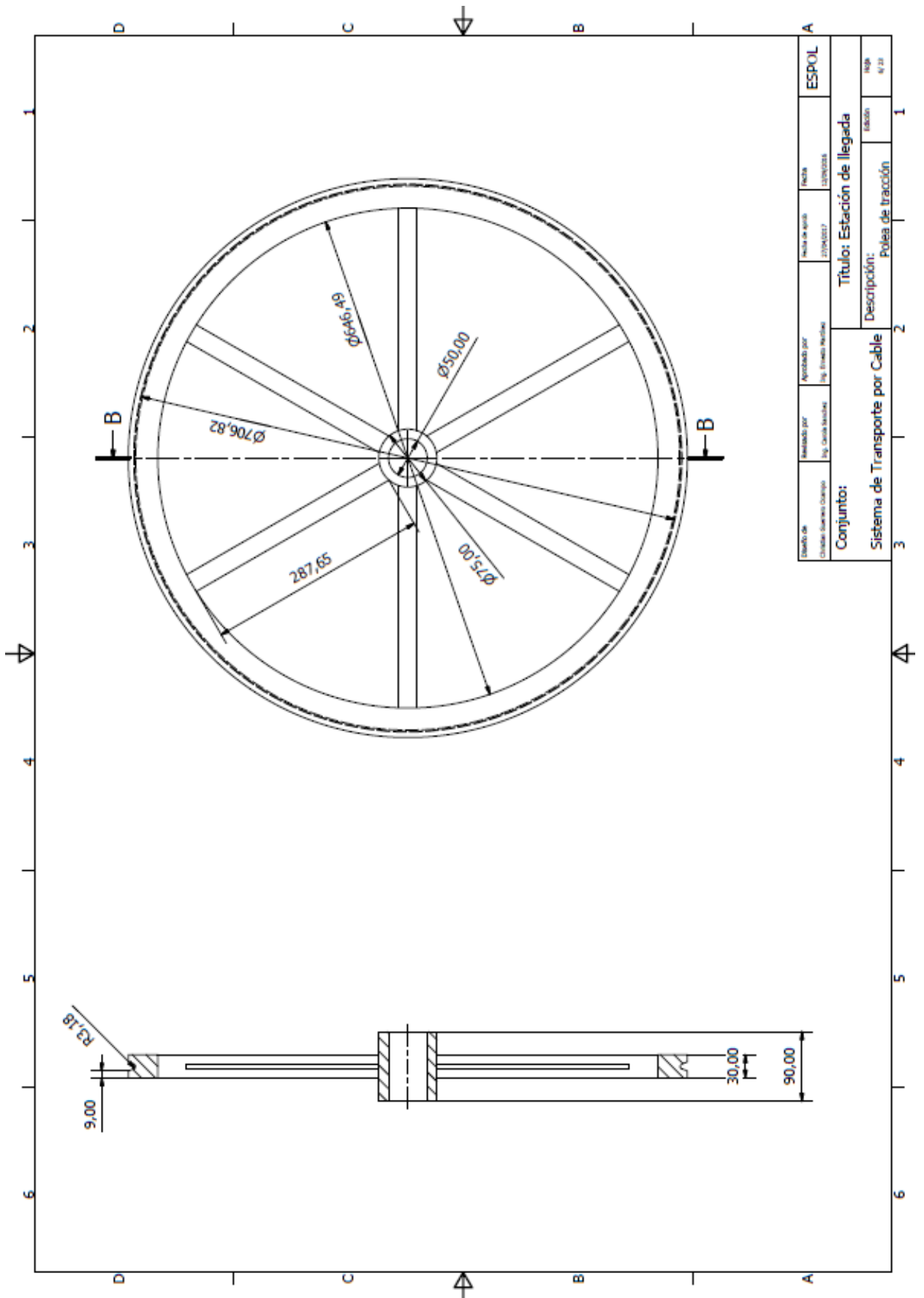
PLANO 4



PLANO 5

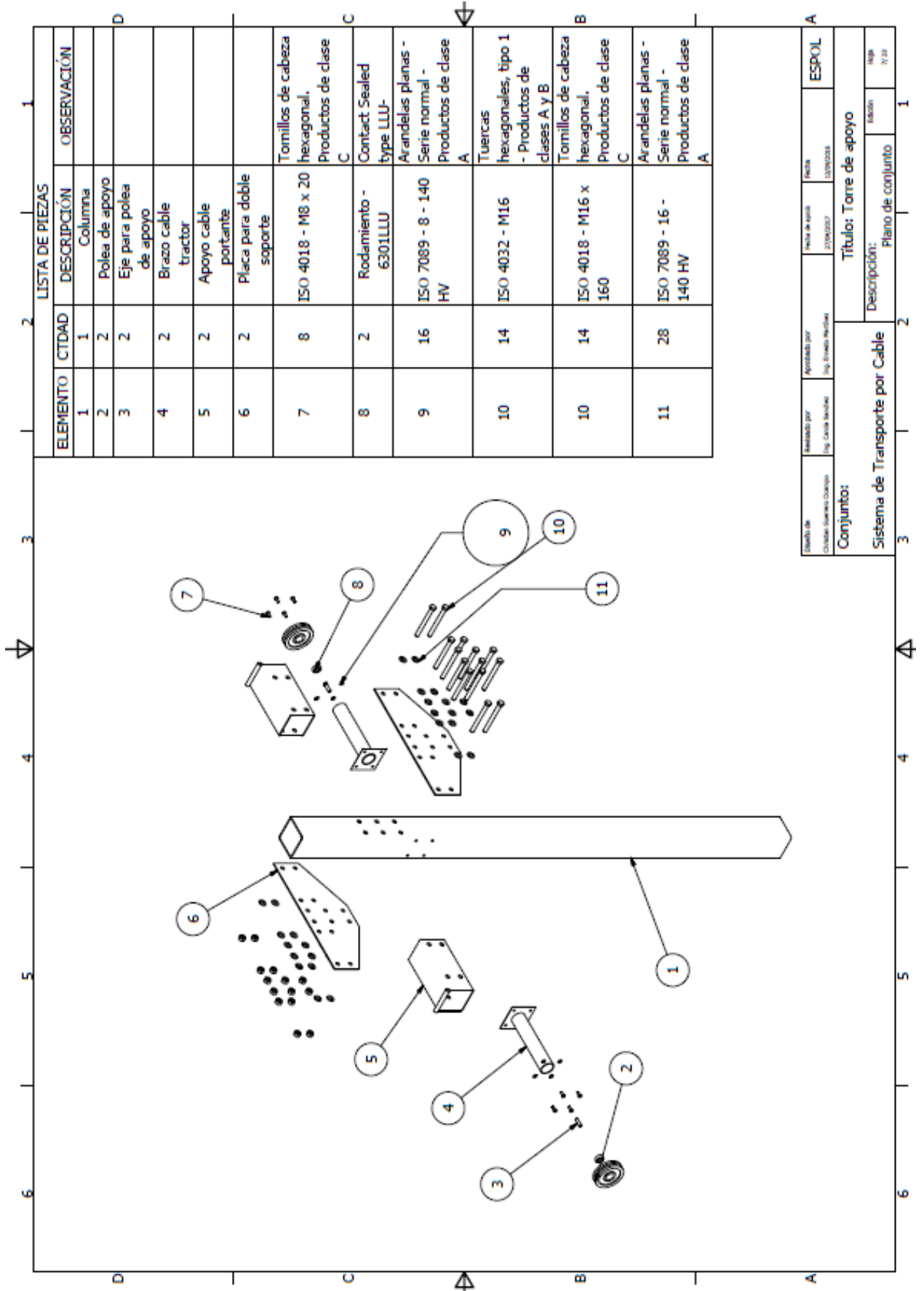


PLANO 6



Elaboró de: Cristian Sánchez Quiroga	Revisado por: Ing. Oscar Sánchez	Aprobado por: Ing. Fernando Rodríguez	Fecha de aprobación: 27/04/2017	Fecha: 27/04/2016	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			Título: Estación de llegada		
			Descripción: Polea de tracción		
			Escala: 1/20		

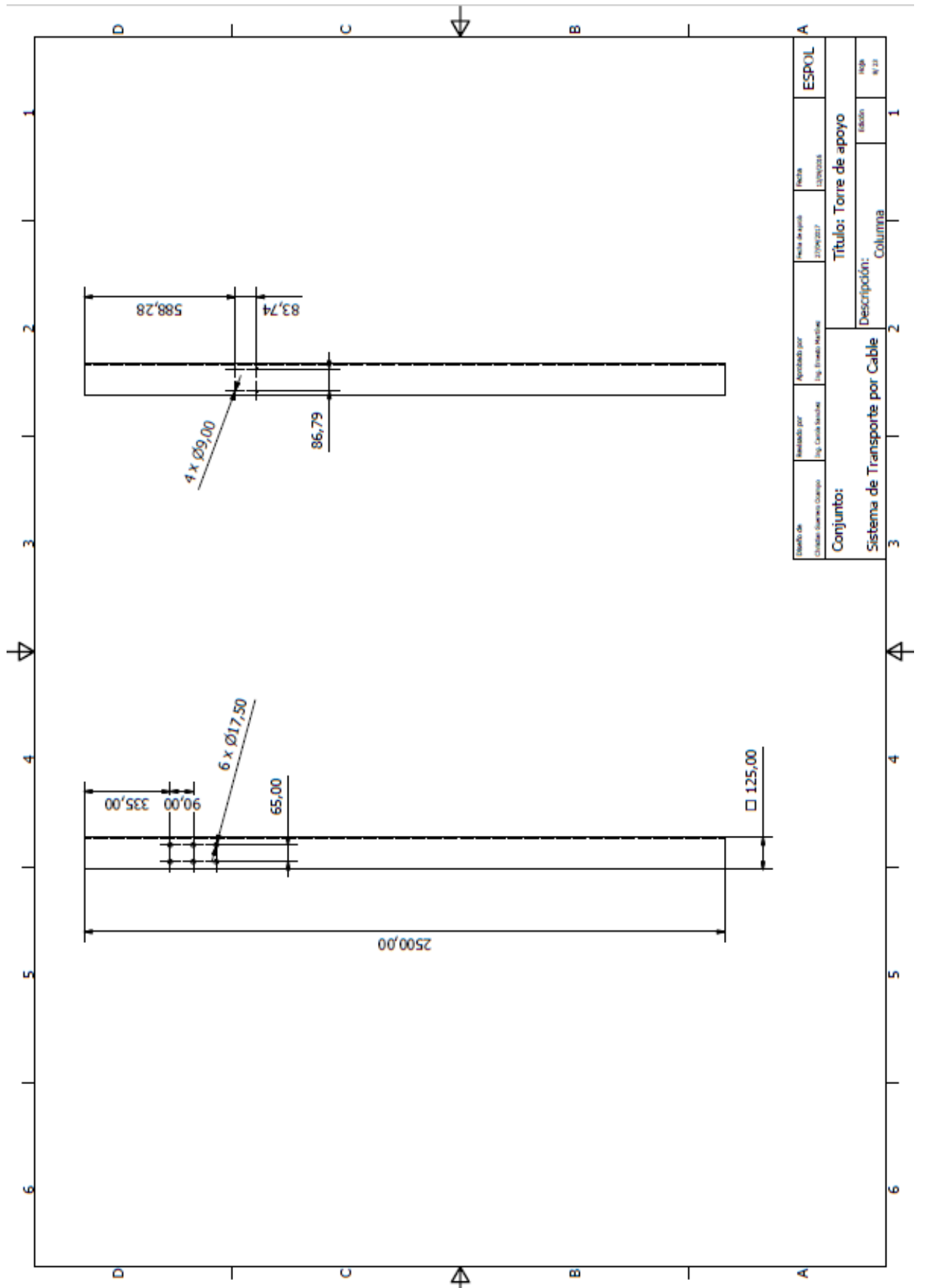
PLANO 7



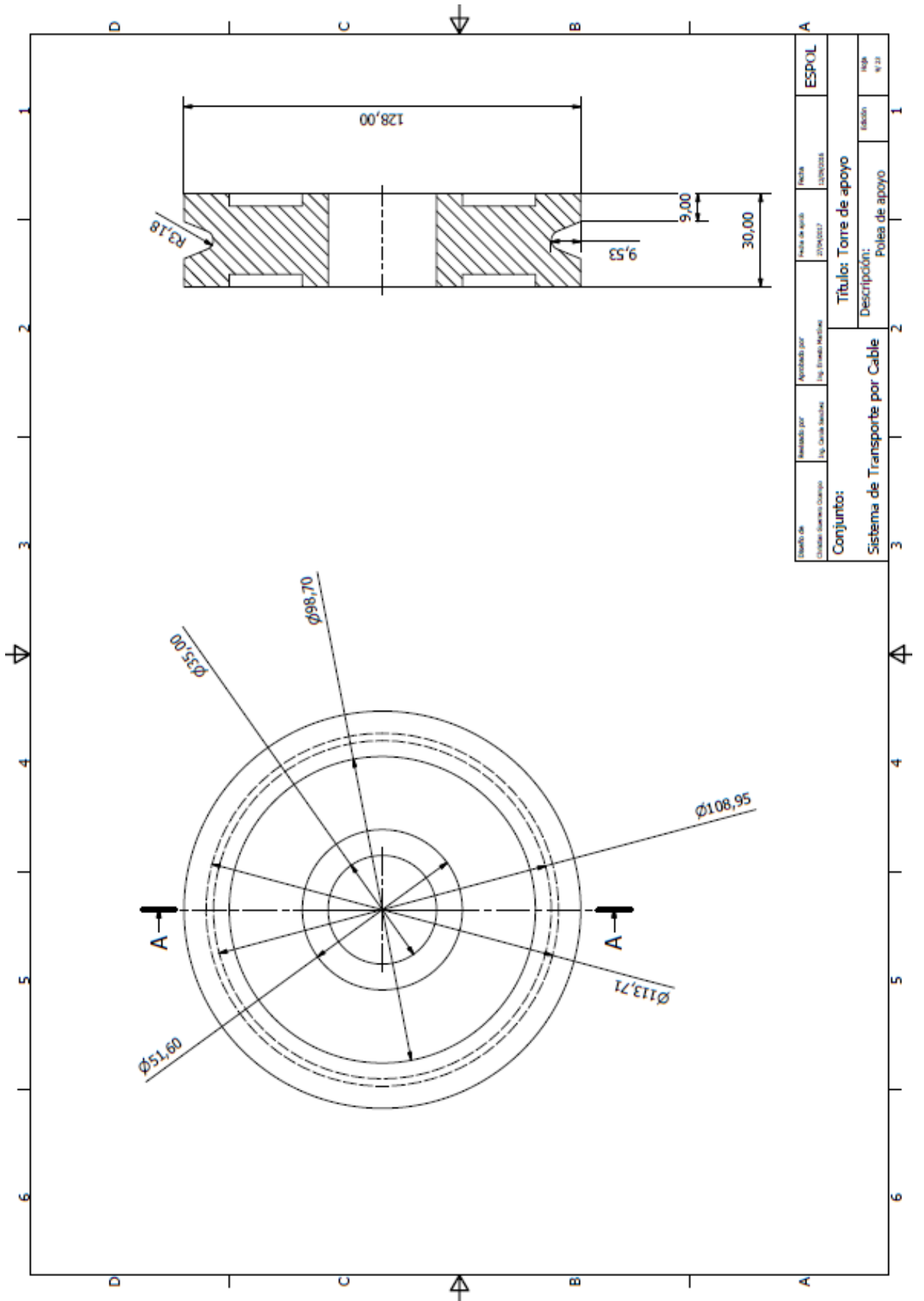
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	OBSERVACIÓN
1	1	Columna	
2	2	Polea de apoyo	
3	2	Eje para polea de apoyo	
4	2	Brazo cable tractor	
5	2	Apoyo cable portante	
6	2	Placa para doble soporte	
7	8	ISO 4018 - M8 x 20	Tomillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C
8	2	Rodamiento - 6301LLU	Contact Sealed type LLU-
9	16	ISO 7089 - 8 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
10	14	ISO 4032 - M16	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
10	14	ISO 4018 - M16 x 160	Tomillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C
11	28	ISO 7089 - 16 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A

Elab. por: Cristian Guerrero Quiroga	Aprobado por: Ing. Edwin Medina	Fecha de aprob. 21/08/2023	Fecha: 22/08/2023
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			
Título: Torre de apoyo			
Descripción: Plano de conjunto			
Escala:	1	Hoja:	7/23

PLANO 8

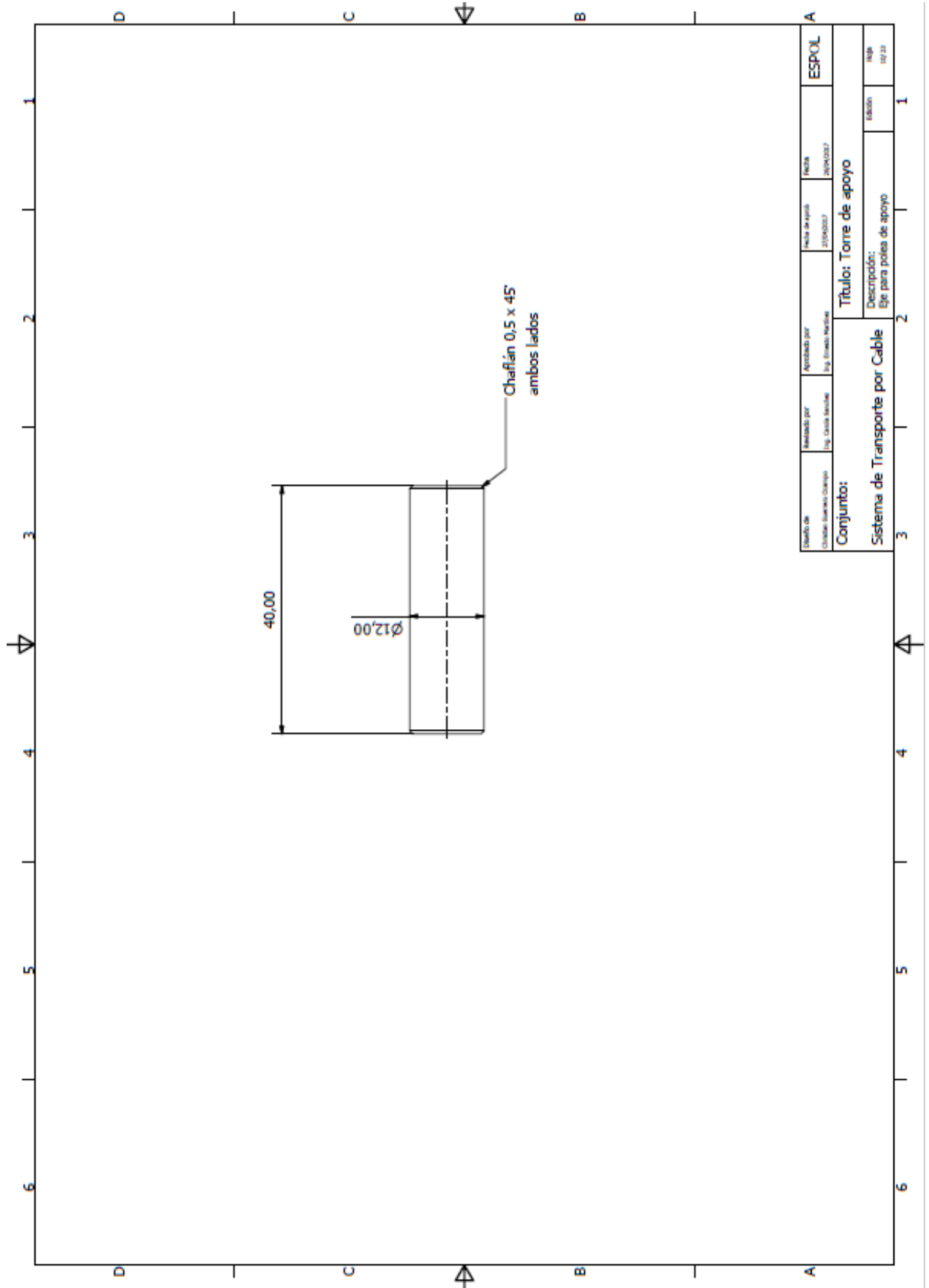


PLANO 9



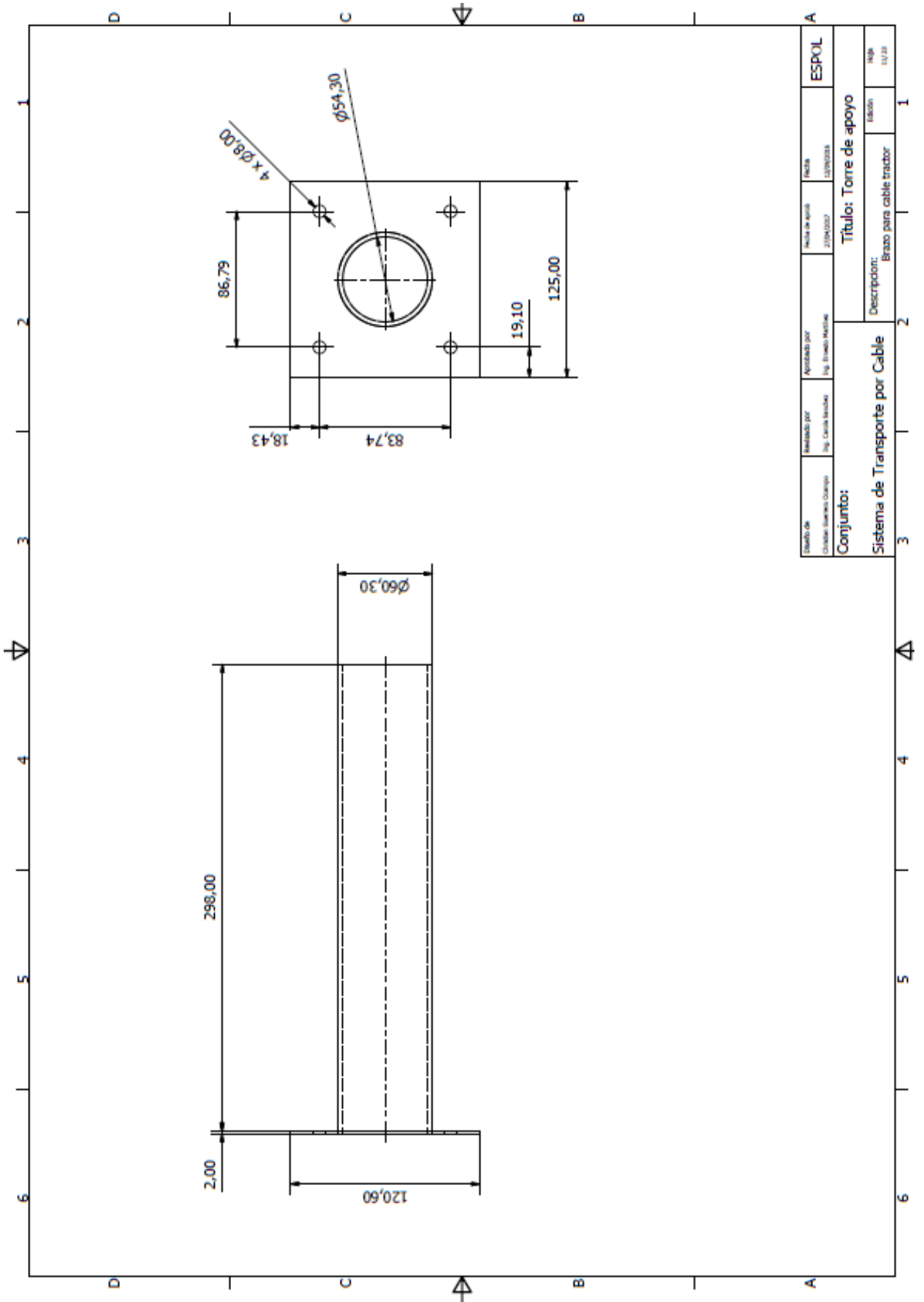
Elaborado por Cristian Cuervo Cuervo	Revisado por Eg. David Sanchez	Aprobado por Ing. Franko Restrepo	Fecha de aprob. 27/04/2017	Fecha 12/04/2018	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			Título: Torre de apoyo		
Descripción: Polea de apoyo			Escala 1:1		

PLANO 10



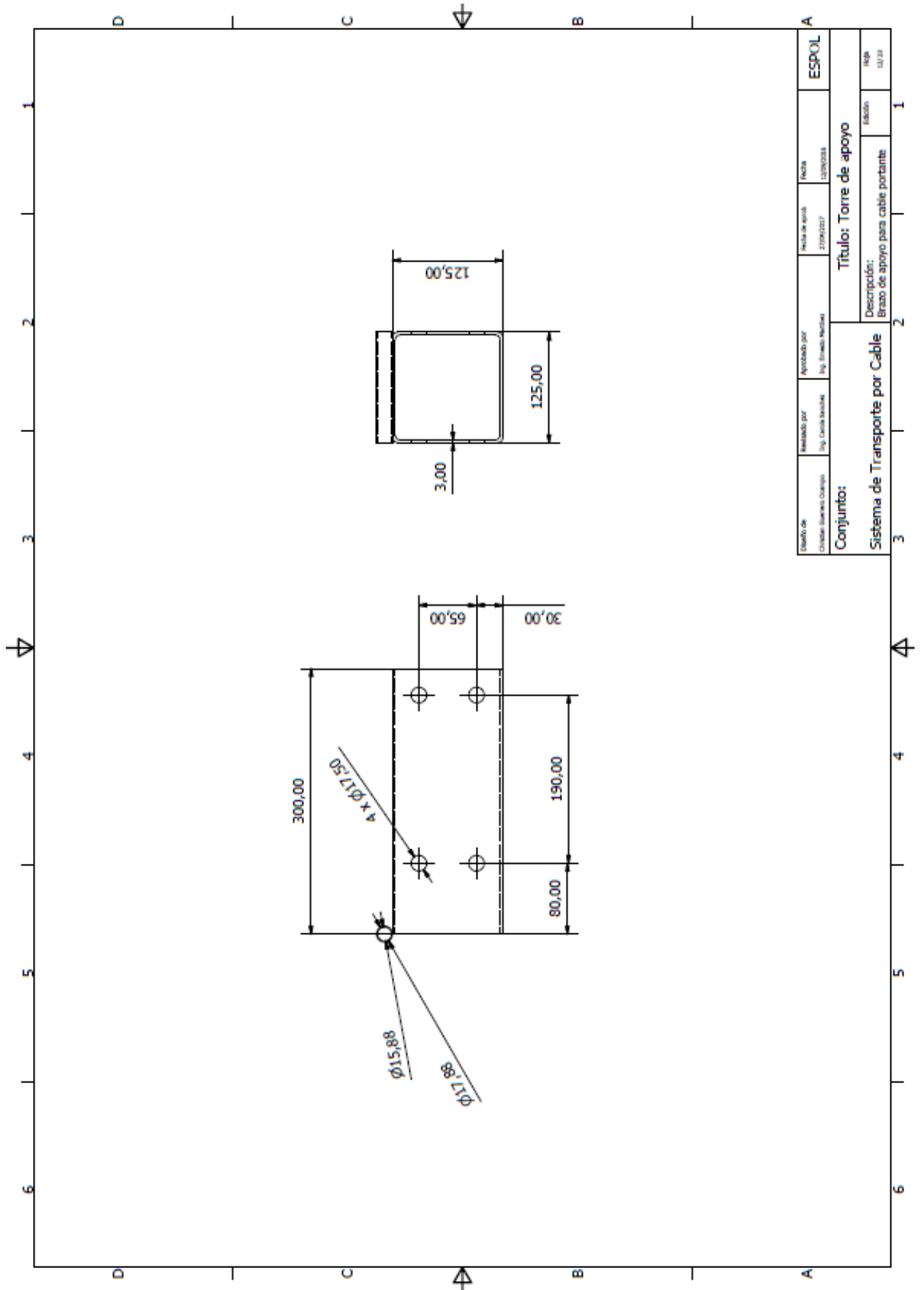
Diseño de Cálculo Estructuras	Revisado por Ing. David Sánchez	Aprobado por Ing. Ezequiel Martínez	Fecha de aprobación 27/06/2017	Fecha de depósito 28/06/2017	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			Título: Torre de apoyo		
Descripción: Eje para pólea de apoyo			Escala: 1:1		

PLANO 11



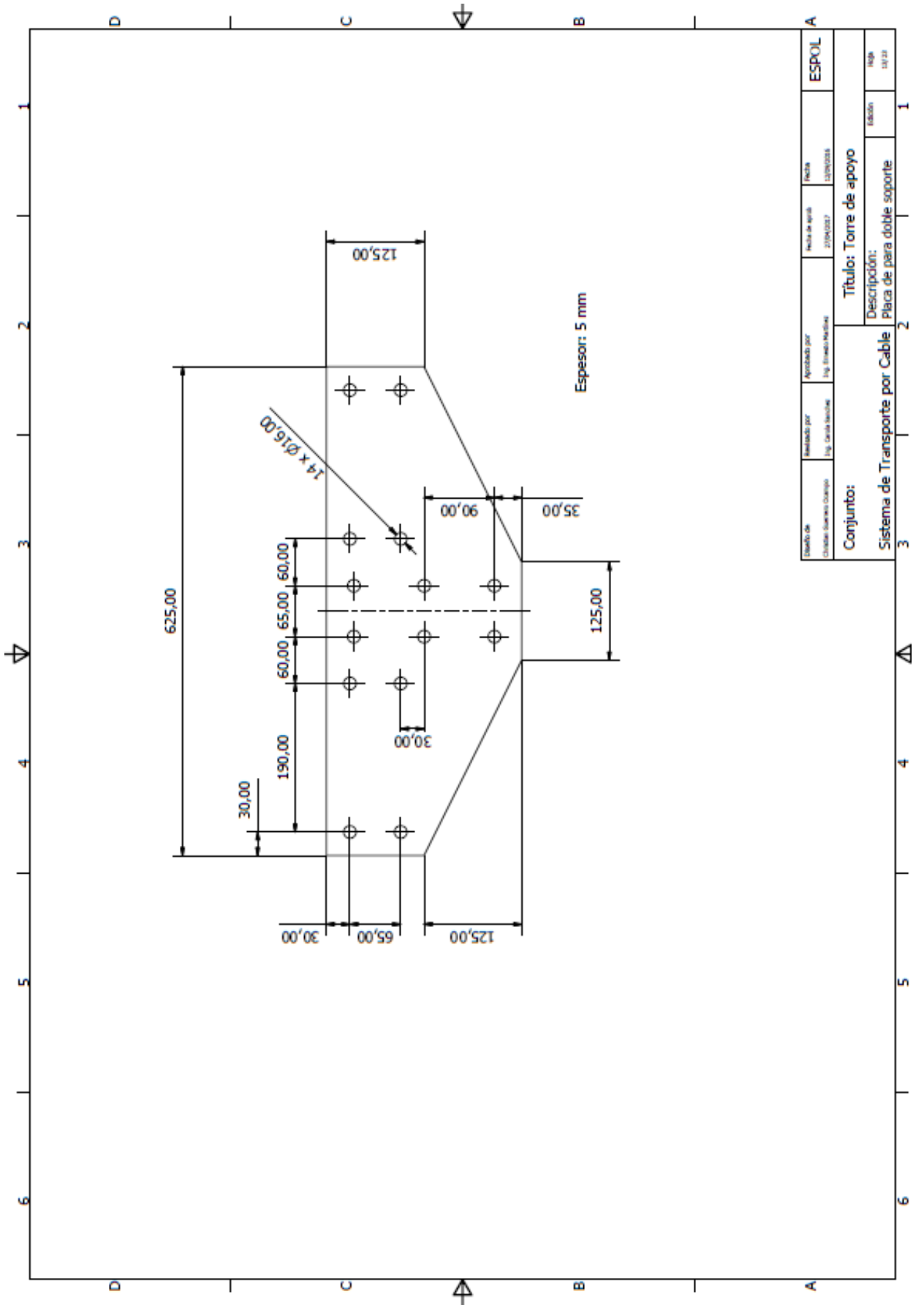
Diseñado de: Carlos Suarez Cordero	Revisado por: Ing. Carlos Sanchez	Aprobado por: Ing. Ernesto Morales	Fecha de Aprob. 21/04/2022	Fecha: 22/04/2022	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			Título: Torre de apoyo		
Descripción: Bravo para cable tractor			Edición: 1.0/1		

PLANO 12

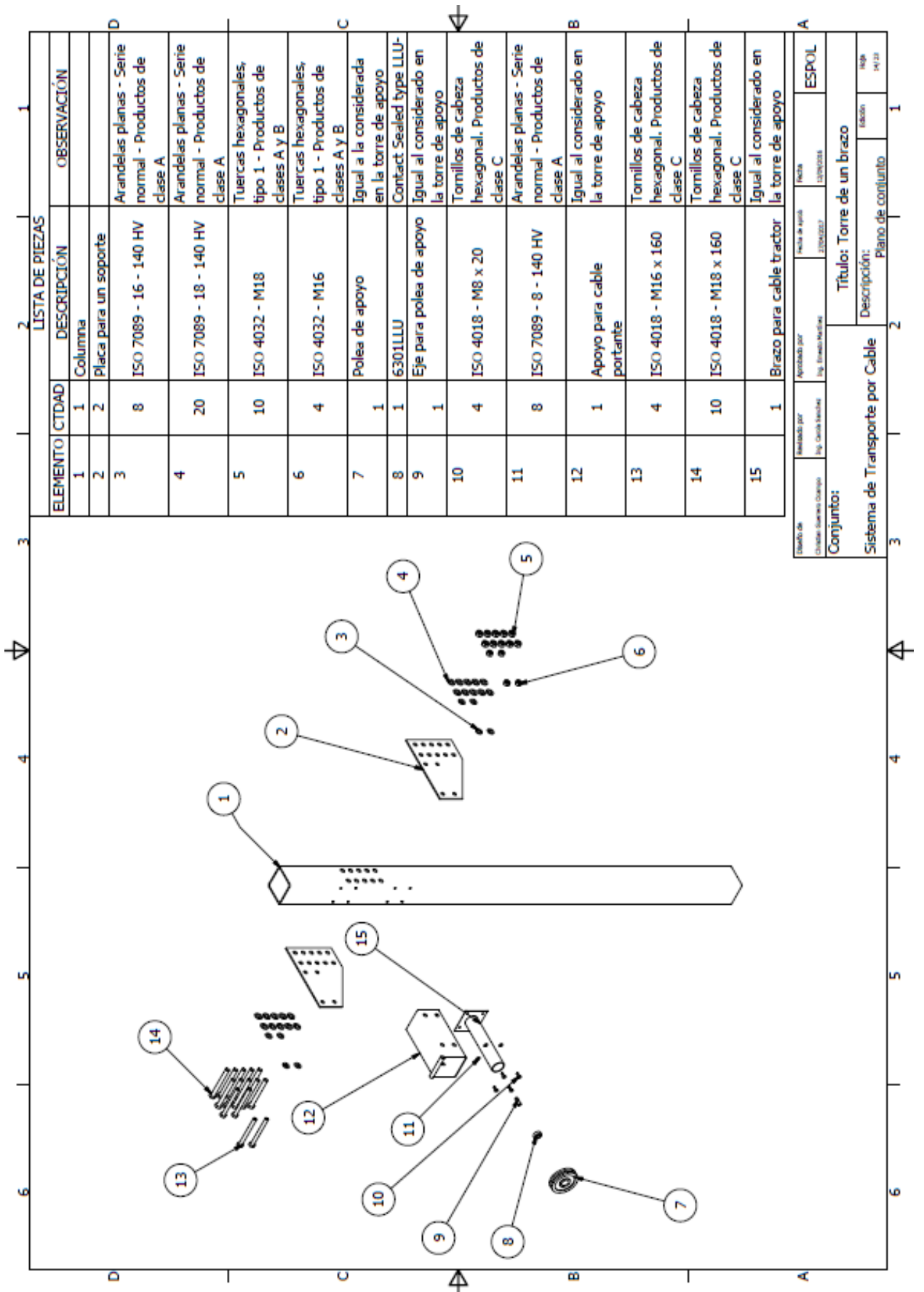


Diseñado por: Claudio Saenz Guzman	Aprobado por: Ing. Carlos Sanchez	Fecha de aprob. 27/04/2017	Fecha 12/05/2018	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable				Título: Torre de apoyo
Descripción: Brazo de apoyo para cable portante				Edición 01/01

PLANO 13



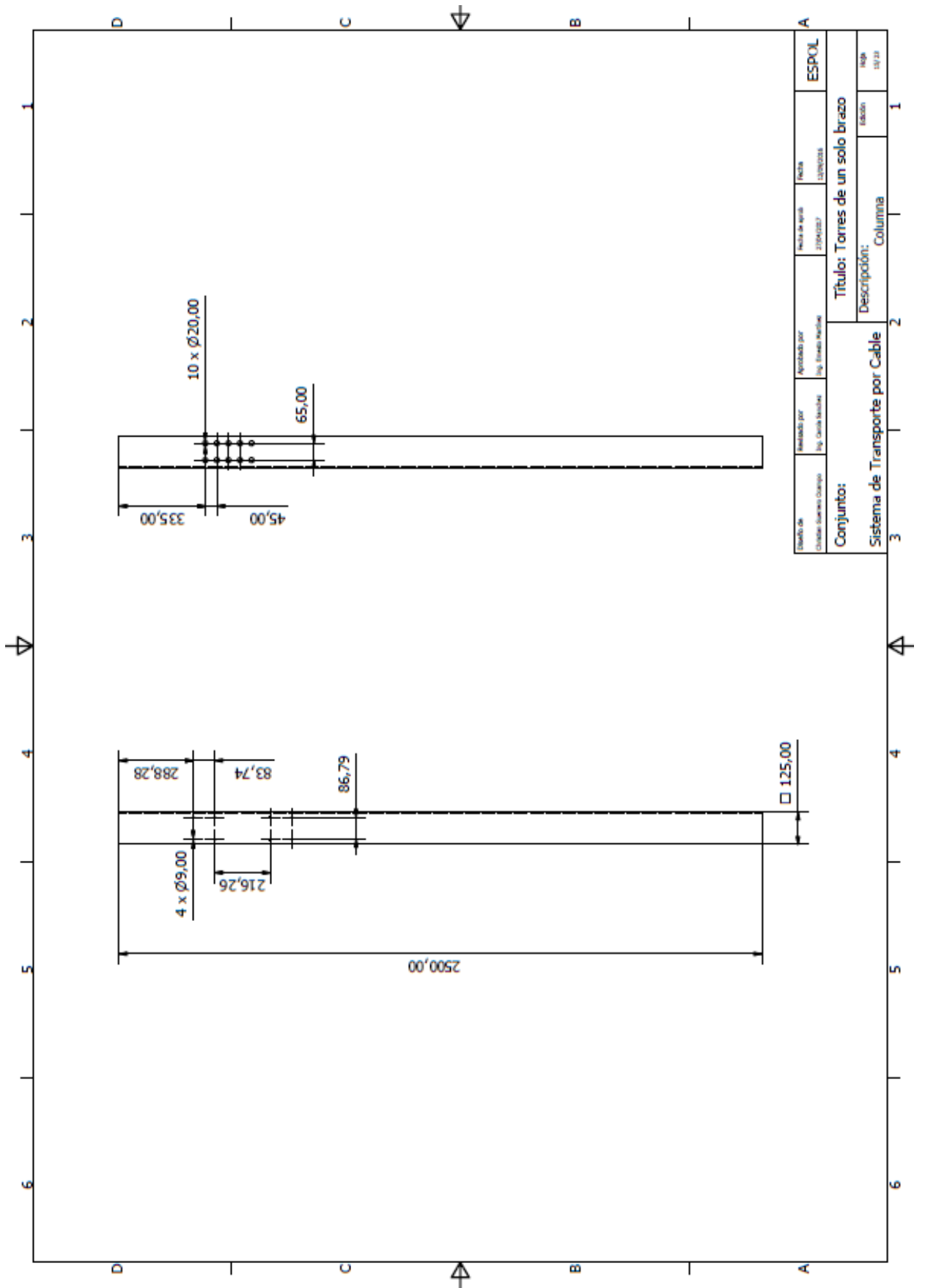
PLANO 14



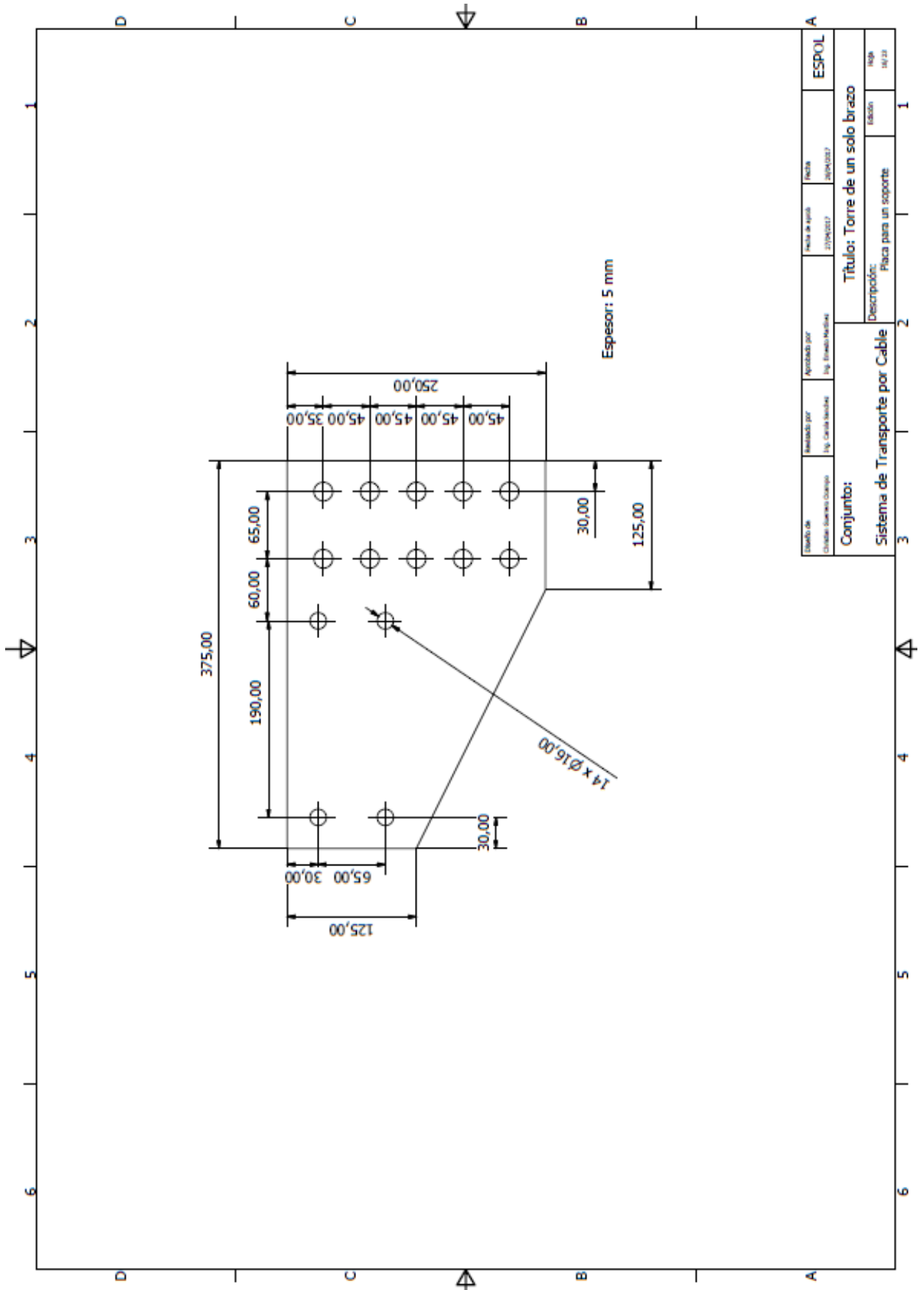
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	OBSERVACIÓN
1	1	Columna	
2	2	Placa para un soporte	
3	8	ISO 7089 - 16 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
4	20	ISO 7089 - 18 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
5	10	ISO 4032 - M18	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
6	4	ISO 4032 - M16	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
7	1	Polea de apoyo	Igual a la considerada en la torre de apoyo
8	1	6301LLU	Contact Sealed type LLU-
9	1	Eje para polea de apoyo	Igual al considerado en la torre de apoyo
10	4	ISO 4018 - M8 x 20	Tomillos de cabeza hexagonal, Productos de clase C
11	8	ISO 7089 - 8 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
12	1	Apoyo para cable portante	Igual al considerado en la torre de apoyo
13	4	ISO 4018 - M16 x 160	Tomillos de cabeza hexagonal, Productos de clase C
14	10	ISO 4018 - M18 x 160	Tomillos de cabeza hexagonal, Productos de clase C
15	1	Brazo para cable tractor	Igual al considerado en la torre de apoyo

Elaborado por: Claudio Suarez Quiroga Ing. Claudio Suarez Quiroga	Aprobado por: Ing. Ernesto Nardone	Fecha de aprob. 22/04/2017	Fecha 22/04/2016
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			
Título: Torre de un brazo Descripción: Plano de conjunto			
			Hoja 14/14

PLANO 15

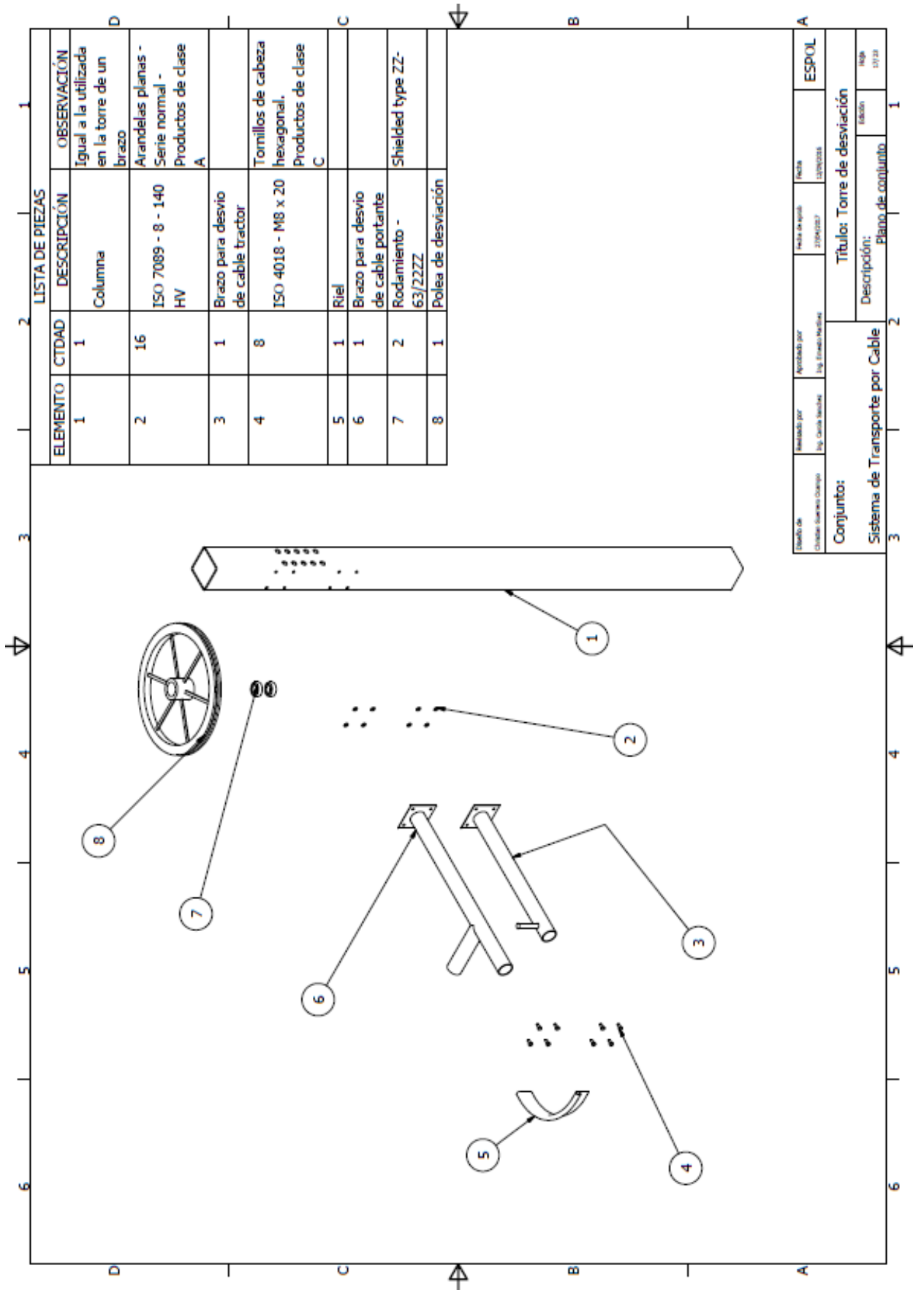


PLANO 16



Elaboró de: Cristian Sarmiento Osorio	Revisado por: Ing. Carlos Medina	Aprobado por: Ing. Ernesto Medina	Fecha de validación: 21/06/2017	Fecha: 26/06/2017	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable			Título: Torre de un solo brazo		
			Descripción: Placa para un soporte		
3			2		1
4			4		6

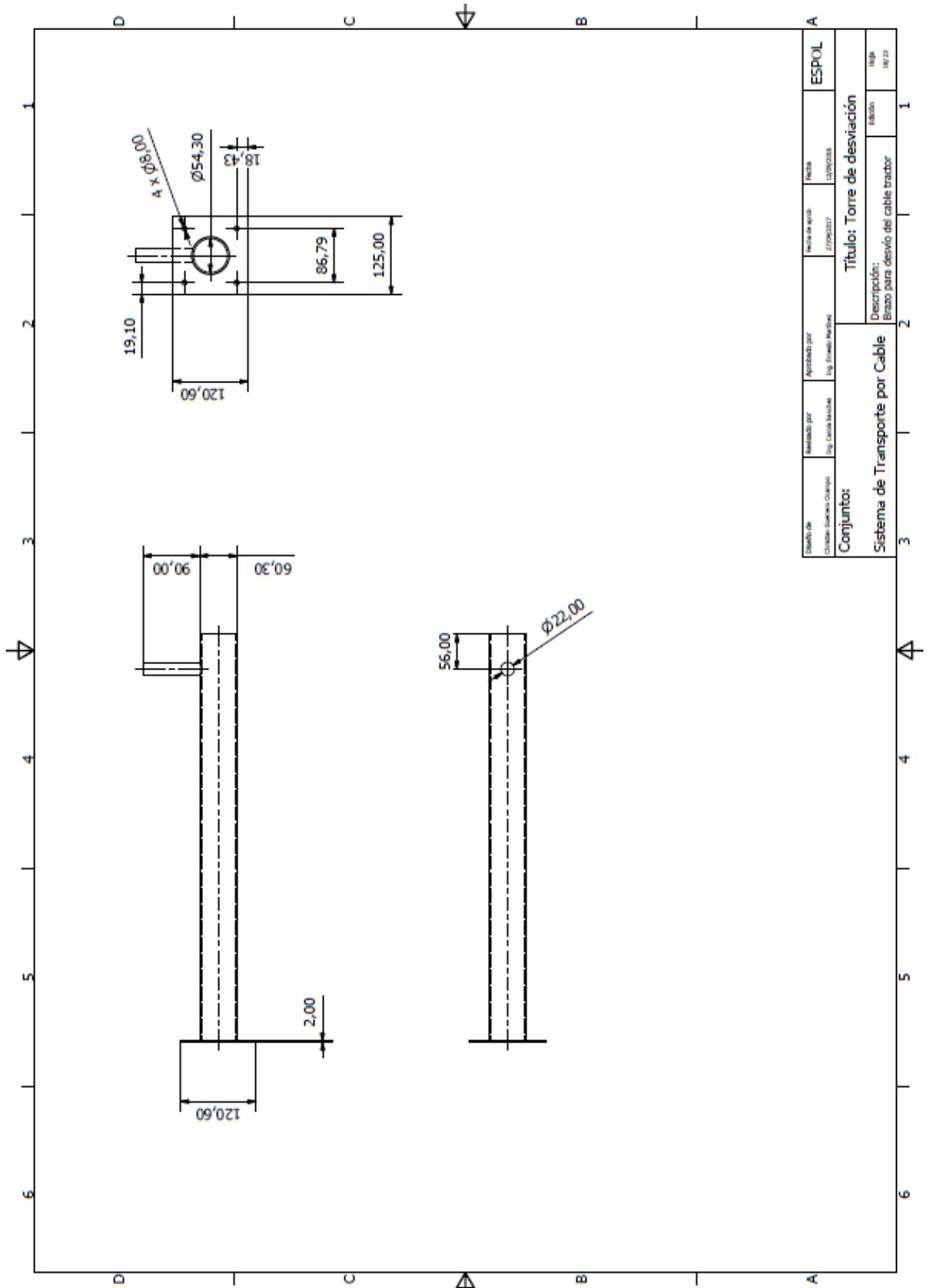
PLANO 17



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CIDADAD	DESCRIPCIÓN	OBSERVACIÓN
1	1	Columna	Igual a la utilizada en la torre de un brazo
2	16	ISO 7089 - 8 - 140 HV	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
3	1	Brazo para desvío de cable tractor	
4	8	ISO 4018 - M8 x 20	Tomillos de cabeza hexagonal. Productos de clase C
5	1	Riel	
6	1	Brazo para desvío de cable portante	
7	2	Rodamiento - 63/22ZZ	Shielded type ZZ-
8	1	Polea de desviación	

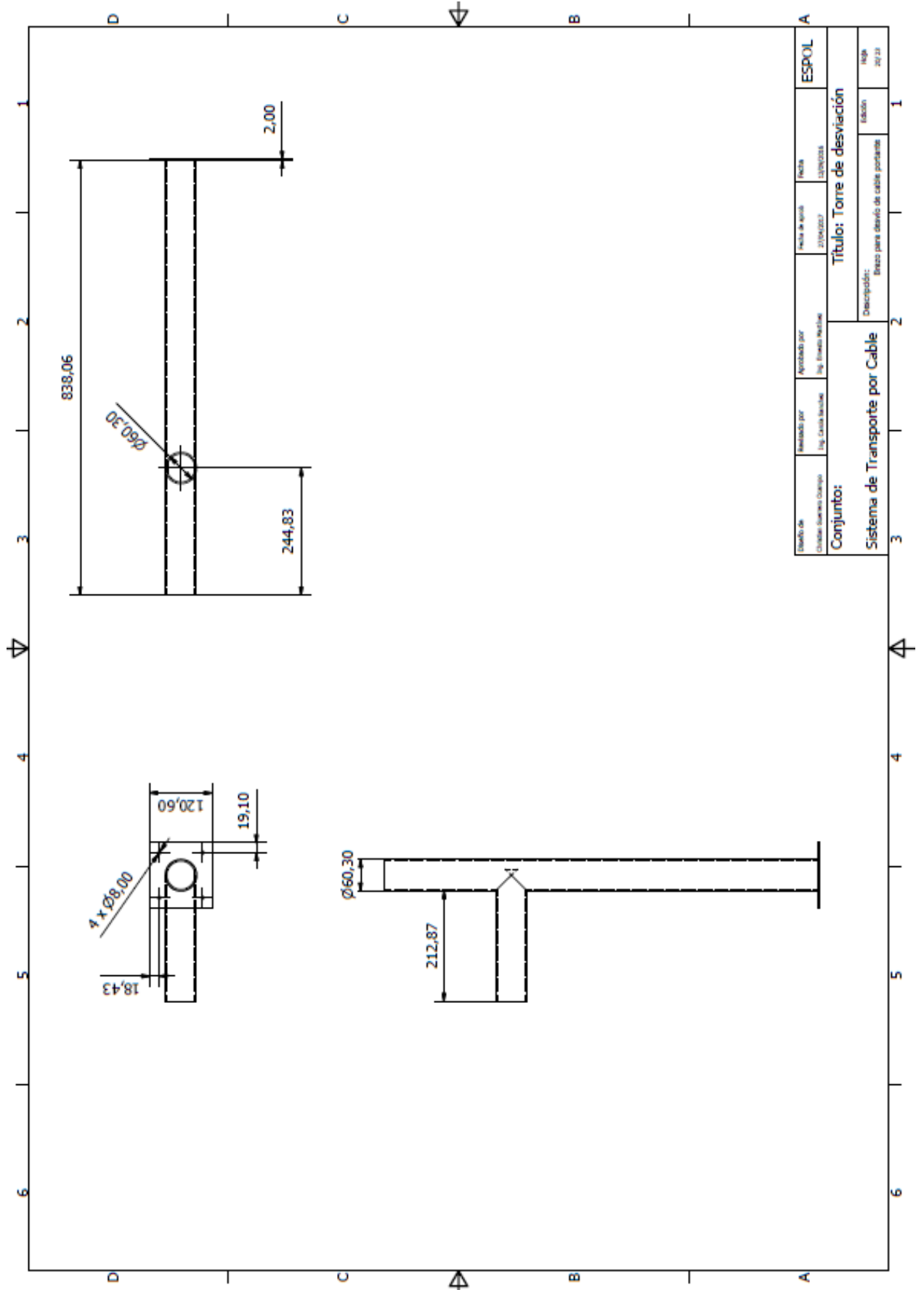
Diseñado por: Claudio Sarmiento Quiroga Ing. Claudio Sarmiento	Aprobado por: Ing. Ernesto Narduzzi	Fecha de aprobación: 22/04/2017	Fecha: 22/04/2018	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable				Títulos: Torre de desviación Descripción: Plano de conjunto
				ESCRITA 13/12

PLANO 18



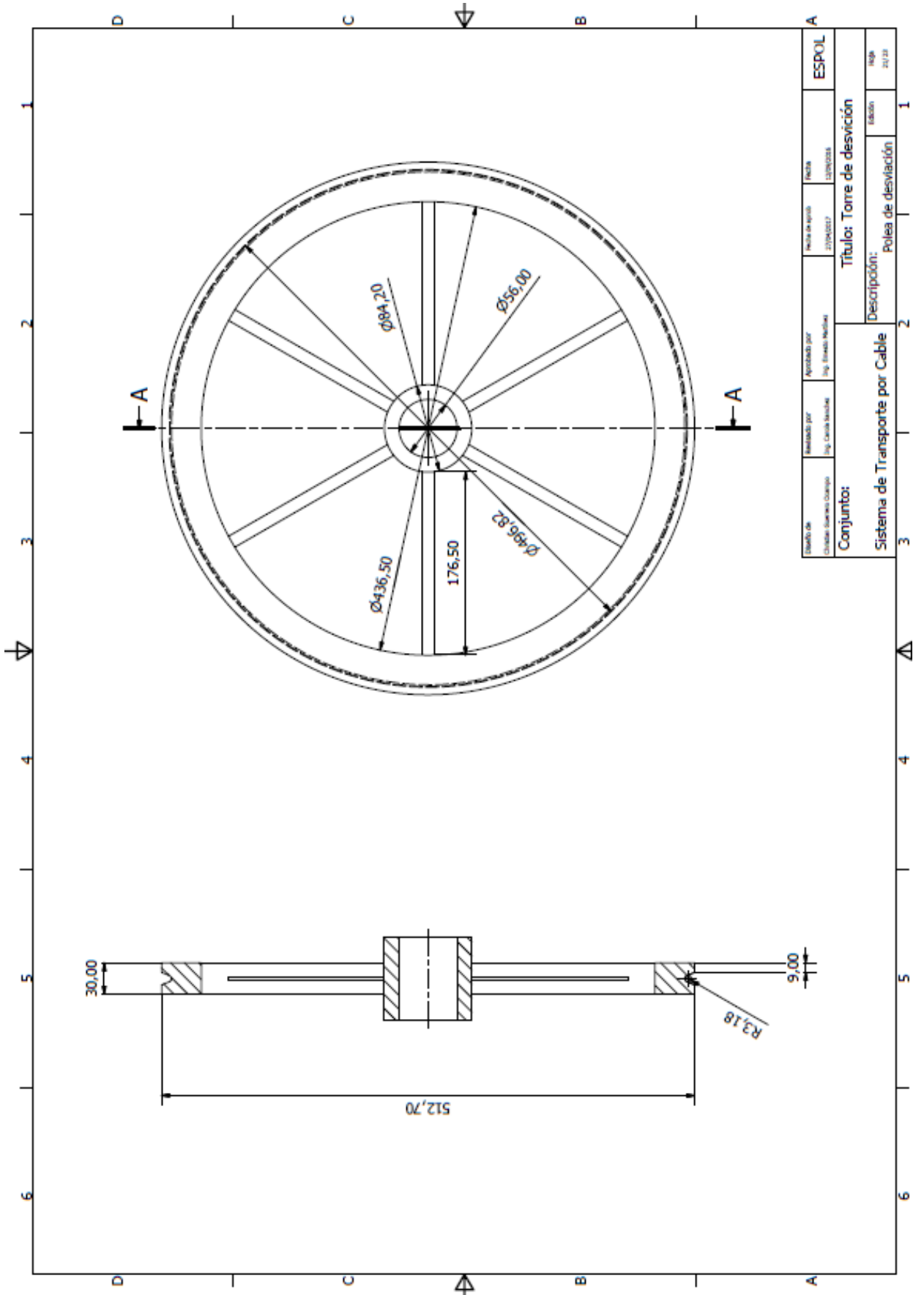
Elaborado por: Dulce Guzmán Quiroga	Aprobado por: Ing. Gerardo Martínez	Fecha de aprobación: 17/06/2017	Fecha: 12/06/2018	ESPOL
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable				Título: Torre de desviación
Descripción: Brazo para desvío del cable tractor				Edición: 1/01/18

PLANO 20

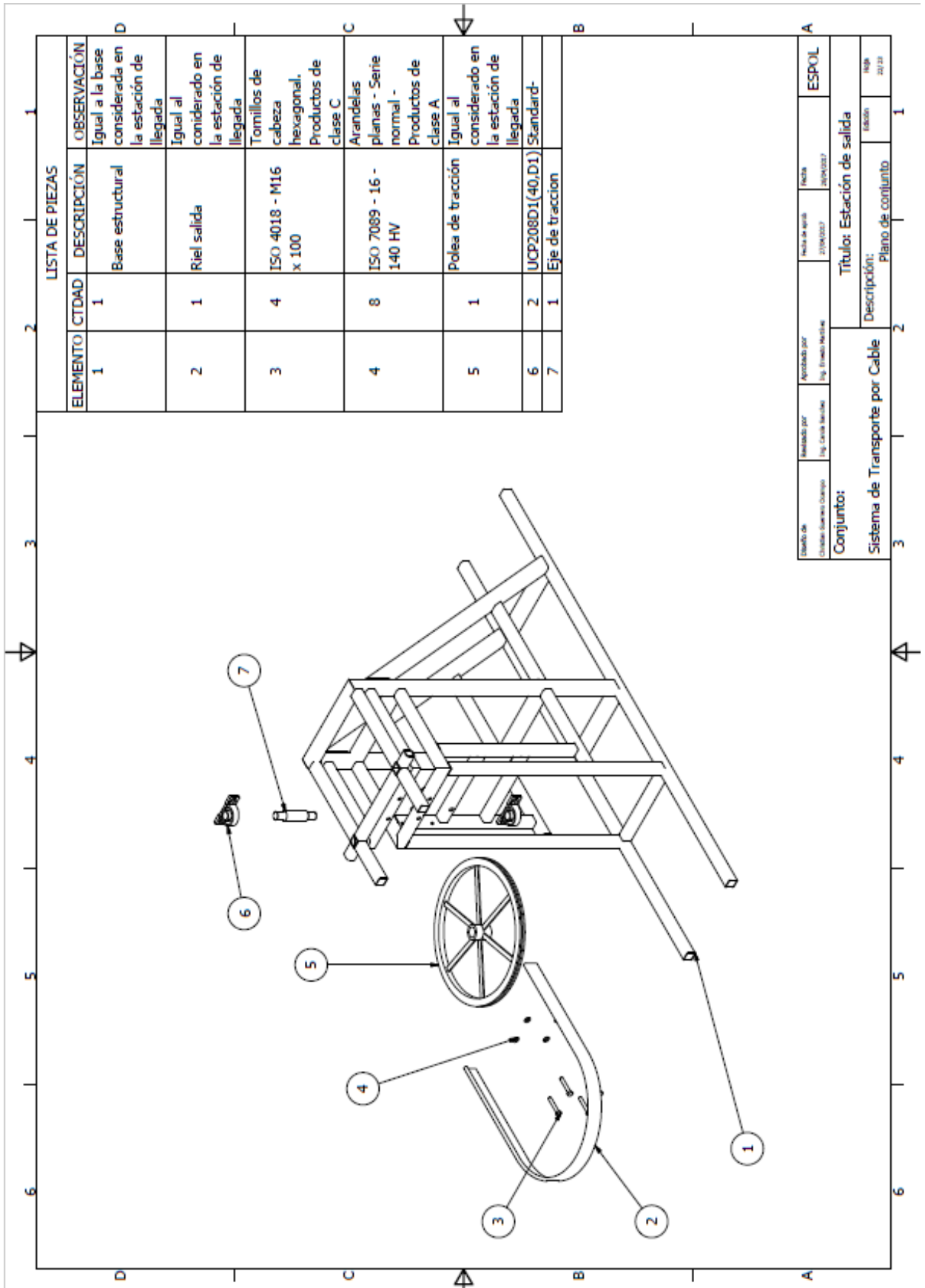


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha de aprob.	Fecha	ESPOL
Clara Suarez Cuervo	Ing. Clara Sanchez	Ing. Ernesto Nunez	27/04/2023	12/05/2024	
Conjunto:					Título: Torre de desviación
Sistema de Transporte por Cable					Edición
Descripción: Brazo para derivó de cable portante					199
					20/23

PLANO 21



PLANO 22



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	Base estructural
2	1	Riel salida
3	4	ISO 4018 - M16 x 100
4	8	ISO 7089 - 16 - 140 HV
5	1	Polea de tracción
6	2	UCP208D1(40,D1) Standard-
7	1	Eje de traccion

OBSERVACIÓN	
Igual a la base considerada en la estación de llegada	
Igual al considerado en la estación de llegada	
Tomillos de cabeza hexagonal, Productos de clase C	
Arandelas planas - Serie normal - Productos de Clase A	
Igual al considerado en la estación de llegada	
Standard-	

Diseñado por: Diego Suarez Quiroga	Realizado por: Ing. Carlos Machuca	Aprobado por: Ing. Ezequiel Meléndez	Fecha de aprobación: 20/04/2017	Fecha: 20/04/2017
Conjunto: Sistema de Transporte por Cable				
Título: Estación de salida				
Descripción: Plano de conjunto				
				Escala: 1:1
				Hoja: 20/20

PLANO 23

