



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EMPALMADOR
AUTOMÁTICO DE INNER-LINERS PARA LA EMPRESA
CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A., EN LA CIUDAD DE CUENCA,
PROVINCIA DEL AZUAY”**

Autor: Jorge Hernán Mera Moya

Tutor: Ing. Mg. César Arroba

Ambato – Ecuador

2016

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de Tutor del presente Proyecto Técnico previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, bajo el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EMPALMADOR AUTOMÁTICO DE INNER-LINERS PARA LA EMPRESA CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A., EN LA CIUDAD DE CUENCA, PROVINCIA DEL AZUAY”, ejecutado por el señor Jorge Hernán Mera Moya, egresado de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, de la Universidad Técnica de Ambato, CERTIFICO que el presente trabajo de investigación fue elaborado en su totalidad por el autor, revisado en todos sus capítulos y ha sido concluido.

Ambato, 14 de diciembre de 2016




Ing. Mg. César Arroba

TUTOR DEL PROYECTO TÉCNICO

AUTORÍA DEL TRABAJO

El contenido del presente proyecto técnico “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EMPALMADOR AUTOMÁTICO DE INNER-LINERS PARA LA EMPRESA CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A., EN LA CIUDAD DE CUENCA, PROVINCIA DEL AZUAY”, así como sus ideas, opiniones, análisis, conclusiones y recomendaciones corresponden exclusivamente al autor, exceptuando las citas bibliográficas presentes en el mismo.

Ambato, 14 de diciembre de 2016



Jorge Hernán Mera

AUTOR DEL PROYECTO TÉCNICO

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este Proyecto Técnico, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, 14 de diciembre de 2016



Jorge Hernán Mera

AUTOR DEL PROYECTO TÉCNICO

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del proyecto técnico realizado por el estudiante Jorge Hernán Mera Moya de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EMPALMADOR AUTOMÁTICO DE INNER-LINERS PARA LA EMPRESA CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A., EN LA CIUDAD DE CUENCA, PROVINCIA DEL AZUAY”

Ambato, febrero del 2017

Para constancia firman:

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Gonzalo López", is written above a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Gonzalo López

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Cristian Pérez", is written above a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Cristian Pérez

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mis padres y hermanas que siempre me han apoyado y comprendido, pero de manera especial se lo dedico a mi padre quien ha sido un pilar fundamental en mi formación profesional, él me ha brindado su apoyo, consejos, y anécdotas para superar los inconvenientes que se han presentado y que me han permitido lograr este objetivo.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme la vida y la salud para compartirla con las personas que más quiero, a mis padres por darme su apoyo incondicional, a mis hermanas y amigos por su afecto y tolerancia.

A la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, a los maestros que compartieron sus conocimientos, a mis compañeros y a mi tutor por guiarme en el desarrollo de este trabajo de titulación.

A la empresa Continental Tire Andina S.A. por permitirme realizar este proyecto bajo su patrocinio y especialmente al Departamento de Proyectos por facilitarme la información y los recursos necesarios para la elaboración de este proyecto.

ÍNDICE GENERAL

PÁGINAS PRELIMINARES

| | |
|---|----------|
| APROBACIÓN DEL TUTOR..... | II |
| AUTORÍA DEL TRABAJO | III |
| DEDICATORIA | VI |
| AGRADECIMIENTO | VII |
| ÍNDICE GENERAL..... | VIII |
| ÍNDICE DE GRÁFICOS | XII |
| ÍNDICE DE TABLAS | XIV |
| RESUMEN EJECUTIVO | XVII |
| ABSTRACT..... | XVIII |
| | |
| 1 CAPÍTULO I | 1 |
| 1.1 TEMA..... | 1 |
| 1.2 ANTECEDENTES:..... | 1 |
| 1.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA | 5 |
| 1.3 JUSTIFICACIÓN..... | 6 |
| 1.4 OBJETIVOS..... | 7 |
| 1.4.1 OBJETIVO GENERAL | 7 |
| 1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 7 |
| | |
| 2 CAPÍTULO II..... | 8 |
| 2.1 INVESTIGACIONES PREVIAS..... | 8 |
| 2.2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA..... | 10 |
| 2.2.1 DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS | 10 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 2.2.2 | BANDA TRANSPORTADORA | 10 |
| 2.2.3 | DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BANDA TRANSPORTADORA | 11 |
| 2.2.4 | EMBRAGUE DE DIENTES..... | 20 |
| 2.2.4.1 | DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO DEL EMBRAGUE:..... | 21 |
| 2.2.5 | LEVANTAMIENTO MANUAL DE CARGAS CON RESPECTO AL CUERPO..... | 22 |
| 3 | CAPÍTULO III | 24 |
| 3.1 | SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS | 24 |
| 3.1.1 | IDENTIFICACIÓN DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS..... | 24 |
| 3.1.2 | MATRIZ DE CRITERIOS PONDERADOS..... | 29 |
| 3.2 | CÁLCULOS O MODELO OPERATIVO | 32 |
| 3.2.1 | ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA ACTUAL..... | 32 |
| 3.2.2 | MÓDULO DE TRANSPORTE | 35 |
| 3.2.2.1 | DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA | 35 |
| 3.2.2.2 | ALTURA DE LEVANTAMIENTO DE CARGA..... | 37 |
| 3.2.2.3 | DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BANDA TRANSPORTADORA | 38 |
| 3.2.2.3.1 | DETERMINACIÓN DE DATOS PARA EL CÁLCULO..... | 38 |
| 3.2.2.3.2 | POTENCIA DE ACCIONAMIENTO RAMPA MENOR. | 43 |
| 3.2.2.3.3 | POTENCIA DE ACCIONAMIENTO RAMPA MAYOR..... | 49 |
| 3.2.2.3.4 | DETERMINACIÓN DE LA CURVA CATENARIA..... | 52 |
| 3.2.2.3.5 | TAMAÑO DEL EMBRAGUE | 54 |
| 3.2.2.4 | CÁLCULO DE LOS SOPORTES | 55 |
| 3.2.2.4.1 | CÁLCULO DEL PESO DEL SISTEMA..... | 55 |
| 3.2.2.4.2 | ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS SOPORTES:..... | 57 |
| 3.2.2.5 | ANÁLISIS MODAL DE LOS ELEMENTOS. | 62 |

| | | |
|-----------|--|----|
| 3.2.2.5.1 | CÁLCULO DE LA FRECUENCIA DE LOS ENGRANES DE TRACCIÓN Y RODILLOS DE RETORNO. | 62 |
| 3.2.2.5.2 | ANÁLISIS MODAL DEL SOPORTE GRANDE. | 63 |
| 3.2.2.5.3 | ANÁLISIS MODAL DEL SOPORTE CHICO. | 65 |
| 3.2.2.5.4 | ANÁLISIS MODAL DEL SOPORTE VERTICAL. | 66 |
| 3.2.2.5.5 | ANÁLISIS MODAL DE LA RAMPA MENOR. | 68 |
| 3.2.2.5.6 | ANÁLISIS MODAL DE LA RAMPA MAYOR. | 69 |
| 3.2.2.5.7 | ANÁLISIS MODAL DEL SOPORTE PARA EL MOTOREDUCTOR | 71 |
| 3.2.2.6 | ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA EN CONDICIONES DE TRABAJO. | 72 |
| 3.2.2.7 | CÁLCULO DE UNIONES EMPERNADAS. | 77 |
| 3.2.3 | MÓDULO DE UNIÓN | 79 |
| 3.2.3.1 | DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA DEL EMPALMADOR. | 79 |
| 3.2.3.2 | CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL PISTÓN NEUMÁTICO..... | 81 |
| 3.2.3.3 | DISEÑO DEL RODILLO DE EMPALME. | 83 |
| 3.2.3.4 | SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL RODILLO DE EMPALME. | 88 |
| 3.2.4 | MÓDULO DE CONTROL | 89 |
| 3.2.4.1 | SELECCIÓN DE COMPONENTES DE CONTROL..... | 89 |
| 3.2.4.1.1 | SENSOR EMISOR RECEPTOR | 89 |
| 3.2.4.1.2 | SENSOR DIFUSO | 90 |
| 3.2.4.1.3 | CORTINA DE SEGURIDAD | 91 |
| 3.2.4.1.4 | ELECTROVÁLVULA..... | 92 |
| 3.2.4.1.5 | UBICACIÓN DE LOS COMPONENTES | 92 |
| 3.2.5 | CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA | 94 |
| 3.3 | PRESUPUESTO | 96 |
| 3.4 | ESPECIFICACIONES TÉCNICAS..... | 98 |
| 3.4.1 | DATOS TÉCNICOS DEL SISTEMA | 98 |

| | | |
|----------|---------------------------------|--------------------------------------|
| 3.4.1.1 | MATERIAL (INNER-LINER) | 98 |
| 3.4.1.2 | MÓDULO DE TRANSPORTE | 98 |
| 3.4.1.3 | MÓDULO DE UNIÓN | 99 |
| 3.4.1.4 | MÓDULO DE CONTROL | 99 |
| 3.4.2 | FUNCIONAMIENTO GENERAL | 99 |
| 3.4.3 | MANTENIMIENTO DEL SISTEMA | 100 |
| 4 | CAPÍTULO IV | 101 |
| 4.1 | CONCLUSIONES..... | 101 |
| 4.2 | RECOMENDACIONES | 103 |
| | BIBLIOGRAFÍA..... | 104 |
| | ANEXOS | ¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO. |

ÍNDICE DE GRÁFICOS

| | |
|---|----|
| Figura 2.1 Componentes de una cinta transportadora..... | 11 |
| Figura 2.2 Par de torsión máximo recomendado del eje motriz. | 18 |
| Figura 2.3 Distancias respecto al centro de gravedad del cuerpo humano. | 22 |
| Figura 2.4 Peso teórico recomendado en función de la zona de manipulación. | 23 |
| Figura 3.1 Módulos del sistema empalmador. | 24 |
| Figura 3.2 Estado actual de la sección de empalme..... | 32 |
| Figura 3.3 Aplicación de cargas en la estructura actual..... | 33 |
| Figura 3.4 Estructura planteada para el módulo de transporte..... | 36 |
| Figura 3.5 Rampa menor del módulo de transporte..... | 36 |
| Figura 3.6 Rampa mayor del módulo de transporte..... | 36 |
| Figura 3.7 Soporte para rampas del módulo de transporte..... | 37 |
| Figura 3.8 Peso teórico recomendado en función de la zona de manipulación. | 38 |
| Figura 3.9 Factor de servicio de la banda. | 41 |
| Figura 3.10 Factor de temperatura. | 42 |
| Figura 3.11 Factor de resistencia para bandas Serie 900. | 42 |
| Figura 3.12 Par de torsión máximo recomendado del eje motriz. | 47 |
| Figura 3.13 Pérdidas de potencia en la rampa menor | 48 |
| Figura 3.14 Pérdidas de potencia en la rampa mayor. | 51 |
| Figura 3.15 Separación de rodillos en rampa menor..... | 52 |
| Figura 3.16 Separación de rodillos en rampa mayor..... | 53 |
| Figura 3.17 Diagrama de Fuerzas que actúan sobre el sistema | 57 |

| | |
|---|----|
| Figura 3.18 Especificaciones generales perfiles UPN | 58 |
| Figura 3.19 Diagrama de Fuerzas que actúan sobre la viga UPN..... | 58 |
| Figura 3.20 Diagrama de Fuerzas cortantes que actúan sobre la viga UPN | 59 |
| Figura 3.21 Diagrama de momentos flectores que actúan sobre la viga UPN..... | 59 |
| Figura 3.22 Estructura planteada para el módulo de unión..... | 80 |
| Figura 3.23 Base de soporte para el módulo de unión. | 80 |
| Figura 3.24 Soporte móvil para el módulo de unión..... | 81 |
| Figura 3.25 Rodillo de empalme del módulo de unión. | 81 |
| Figura 3.26 Diagrama de fuerzas que actúan en el rodillo..... | 84 |
| Figura 3.27 Diagrama de esfuerzos cortantes sobre el rodillo..... | 84 |
| Figura 3.28 Diagrama de momentos flectores que actúan en el rodillo..... | 85 |
| Figura 3.29 Fuerzas que actúan en el eje del rodillo..... | 86 |
| Figura 3.30 Diagrama de esfuerzos cortantes sobre el eje del rodillo | 86 |
| Figura 3.31 Diagrama de momentos flectores que actúan en el eje del rodillo | 87 |
| Figura 3.32 Sensor SICK WS/WE150-P132 | 90 |
| Figura 3.33 Sensor SICK WT18-3P230..... | 91 |
| Figura 3.34 Sensor SICK deTec4 Core..... | 91 |
| Figura 3.35 Válvula Solenoide 5/2 FESTO | 92 |
| Figura 3.36 Localización de los dispositivos de control y potencia. | 93 |
| Figura 3.37 Construcción de las rampas de transporte | 94 |
| Figura 3.38 Rampa menor ensamblada..... | 95 |
| Figura 3.39 Rampa mayor ensamblada..... | 95 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 2.1 Coeficiente de fricción en funcionamiento entre envase y banda..... | 12 |
| Tabla 2.2 Coeficiente de fricción del arranque entre guía de desgaste y banda. .. | 12 |
| Tabla 2.3 Factor de servicio de la banda..... | 13 |
| Tabla 2.4 Factor de temperatura | 14 |
| Tabla 2.5 Datos del eje según el material y dimensiones. | 16 |
| Tabla 2.6 Elementos que producen pérdidas de potencia. | 19 |
| Tabla 2.7 Factor de seguridad para selección del embrague de dientes..... | 21 |
| Tabla 3.1 Alternativas para el tipo de módulo de transporte | 25 |
| Tabla 3.2 Alternativas para la estructura del módulo de transporte..... | 25 |
| Tabla 3.3 Alternativas para el accionamiento del módulo de transporte | 26 |
| Tabla 3.4 Alternativas para el tipo de módulo de unión | 27 |
| Tabla 3.5 Alternativas para la estructura del módulo de unión..... | 27 |
| Tabla 3.6 Alternativas para el accionamiento del módulo de unión | 28 |
| Tabla 3.7 Alternativas para el tipo de módulo de control | 29 |
| Tabla 3.8 Alternativas para el accionamiento de módulo de control..... | 29 |
| Tabla 3.9 Matriz de selección para el módulo de transporte | 30 |
| Tabla 3.10 Matriz de selección para el módulo de unión | 31 |
| Tabla 3.11 Matriz de selección para el módulo de control | 31 |
| Tabla 3.12 Resultados del análisis estático de la estructura actual. | 33 |
| Tabla 3.13 Datos de banda Flat Top serie 900..... | 39 |
| Tabla 3.14 Datos de engranes para bandas Serie 900 | 40 |

| | |
|--|----|
| Tabla 3.15 Coeficiente de fricción entre la guía de desgaste y banda. | 40 |
| Tabla 3.16 Coeficiente de fricción en funcionamiento entre envase y banda..... | 41 |
| Tabla 3.17 Datos para dimensionamiento de los transportadores..... | 43 |
| Tabla 3.18 Factor de resistencia para bandas Serie 900..... | 45 |
| Tabla 3.19 Datos del eje según el material y dimensiones. | 46 |
| Tabla 3.20 Factor de seguridad para selección del embrague de dientes..... | 55 |
| Tabla 3.21 Masa de los componentes de la rampa menor..... | 56 |
| Tabla 3.22 Masa de los componentes de la rampa mayor..... | 56 |
| Tabla 3.23 Análisis estático del soporte mayor | 60 |
| Tabla 3.24 Análisis modal del soporte grande. | 63 |
| Tabla 3.25 Frecuencias naturales del soporte grande..... | 64 |
| Tabla 3.26 Análisis modal del soporte chico. | 65 |
| Tabla 3.27 Frecuencias naturales del soporte chico..... | 66 |
| Tabla 3.28 Análisis modal del soporte vertical..... | 66 |
| Tabla 3.29 Frecuencias naturales del soporte vertical. | 67 |
| Tabla 3.30 Análisis modal de la rampa menor..... | 68 |
| Tabla 3.31 Frecuencias naturales de la rampa menor. | 69 |
| Tabla 3.32 Análisis modal de la rampa mayor..... | 69 |
| Tabla 3.33 Frecuencias naturales de la rampa mayor. | 70 |
| Tabla 3.34 Análisis modal de la base del motor reductor | 71 |
| Tabla 3.35 Frecuencias naturales de la base del motor..... | 72 |
| Tabla 3.36 Modificaciones en la estructura del sistema | 73 |

| | |
|--|----|
| Tabla 3.37 Simulación de la estructura propuesta con viga..... | 74 |
| Tabla 3.38 Simulación de la estructura propuesta sin viga..... | 76 |
| Tabla 3.39 Propiedades de pernos, tornillos y birlos de acero (métrico)..... | 78 |
| Tabla 3.40 Parámetros normalizados para cilindros neumáticos | 82 |
| Tabla 3.41 Especificaciones generales Tubo poste..... | 85 |
| Tabla 3.42 Especificaciones generales varilla lisa de acero | 89 |
| Tabla 3.43 Costos directos de construcción..... | 96 |

RESUMEN EJECUTIVO

Este sistema de empalme automático de Inner-Liner, surge por la necesidad de la empresa Continental Tire Andina S.A., de optimizar la máquina extrusora Roller Head, la cual se encarga de producir láminas de caucho de diferente composición que al unir las conforman los Inner-Liner. Puesto que la misma extrusora trabaja con compuestos diferentes, se necesita enrollar y almacenar el primer compuesto hasta que el segundo se encuentre listo para su empalme. Es aquí donde surge un inconveniente; en las condiciones actuales, el empalme se hace de forma manual y se requiere de una modificación en la máquina para poder automatizar esta operación. La optimización completa de la máquina Roller Head se prevé que ahorre alrededor de \$200.000,00 anuales en material reprocesado y tiempos de calibración.

El proyecto se elaboró con los parámetros iniciales sobre el material y sus requerimientos, proporcionados por el Laboratorio de la empresa, lo que permitió realizar el dimensionamiento y selección de componentes según las necesidades de esta operación. Los cálculos para el diseño del sistema empalmador fueron complementados usando un Software de Simulación por elementos finitos; la estructura existente se analizó estáticamente, mientras que los componentes diseñados también fueron evaluados estáticamente y en forma modal para validar su uso en este sistema según las condiciones normales de trabajo. Los elementos de tracción, sensores y transportadores fueron seleccionados en base al inventario existente en la bodega de la empresa, con el fin de estandarizar los componentes y tener un stock disponible en caso de una avería.

La construcción y el montaje de este sistema se realizó en base a los parámetros de contratación de la empresa, por lo cual estuvo supervisada permanentemente por el Departamento de Proyectos de la empresa Continental Tire Andina S.A. para que se cumpla con los parámetros diseñados en este proyecto y las exigencias de esta empresa multinacional.

ABSTRACT

The Inner-Liner automatic splicing system of inner- liner, was originated from the need of Continental Tire Andina S.A. to optimize the Roller Head Machine. It produces sheets of unvulcanized rubber with different composition, which shapes the inner-liner. The Roller Head machine works with different compounds the first compound needs to be rolled up and stored until the second compound is ready for splicing. In the current conditions, the splicing is done manually and a modification is required in the machine in order to automate this operation. The upgrade of the Roller Head machine is expected to save around \$ 200,000 per year in reprocessed material and calibration times.

The project was developed with the initial parameters on the material and its requirements, provided by the company's Laboratory, which allowed the sizing and selection of components according to the needs of this operation. The calculations for the design of the splicing system were complemented using a Finite Element Simulation Software; the existing structure was analyzed statically, while the designed components were also evaluated statically and in modal form to validate their use in this system according to normal working conditions. The traction elements, sensors and conveyors were selected based on the existing inventory in the warehouse of the company, in order to standardize the components and have a stock available in the event of a breakdown.

The construction and assembly of this system was based on the hiring parameters of the company, and was therefore permanently overseen by the Project Department of Continental Tire Andina S.A. To comply with the parameters designed in this project and the requirements of this multinational company.

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES

1.1 TEMA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA EMPALMADOR AUTOMÁTICO DE INNER-LINERS PARA LA EMPRESA CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A., EN LA CIUDAD DE CUENCA, EN LA PROVINCIA DEL AZUAY

1.2 ANTECEDENTES:

CONTINENTAL TIRE ANDINA S.A., es una compañía que forma parte del grupo Continental AG de Alemania, fundada en 1955, bajo el nombre de Ecuadorian Rubber Company C.A. (ERCO). Se encuentra ubicada en la zona Industrial de la ciudad de Cuenca donde se fabrican neumáticos bajo la denominación de varias marcas: Continental, General Tire, Barum, Sportiva, Sidewinder, Viking [1].

Continental Tire Andina S.A. es el único fabricante de llantas en el Ecuador, y forma parte del cuarto grupo más grande de fabricación y comercialización a nivel mundial, y en la Región Andina representa el tercer grupo más importante de abastecimiento de neumáticos. Como neumáticos de Equipo de Reposición se distribuyen a nivel nacional, mientras que en Equipo Original forman parte de los autos ensamblados en Ecuador y Colombia; y también se exportan a países de la región andina incluyendo a Chile [1].

En la empresa se elaboran llantas para autos, camionetas, vehículos todoterreno y de transporte pesado tanto radial como convencional bajo las más estrictas normas de calidad y garantía para brindar de esta manera seguridad, comodidad y satisfacción al cliente final. La empresa cuenta con más de 1150 empleados directos distribuidos en tres ciudades Cuenca, Quito y Guayaquil. Y genera más de 2000 empleos indirectos en su red de distribución [1].

Los componentes principales que se usan en un neumático radial, son los que se describen en la Figura 1.1

3) Pliego de Acero: Proporciona rigidez estructural y características de suspensión, determina el confort al momento de la conducción.

4) Inner-Liner: Mantiene el aire al interior de la llanta, gracias a este material ya no se necesita tubo en las llantas.

6) Refuerzo de pestaña: Asegura el empalme final de los componentes y refuerza la estructura del Talón contra las fuerzas cortantes

7) Núcleo de acero: Permite la fijación de la llanta en el aro.

2) Breaker: Garantizan la estabilidad direccional lateral de la llanta y disminuye la resistencia al rodado.

8) Almohada de cinturones: Brinda protección a los breakers y ayuda en la estabilidad lateral.

5) Laterales: Brinda capacidad de flexión a la llanta, así como resistencia contra los impactos externos.

9) Relleno de Talón: Junto con el núcleo forma la pestaña

1) Banda de Rodamiento: Es donde se hará el labrado en la llanta vulcanizada, el labrado dependerá del uso para el cual será construida la llanta.



Figura 1.1 Componentes de un neumático radial

Fuente: [2]

En la elaboración de un neumático, se usan 207 materias primas diferentes, entre las cuales se encuentra el caucho natural y sintético, negro de humo, caolín, sílice, aceites, alambres, tejidos, químicos antioxidantes, plastificantes, acelerantes entre otros. Estos son utilizados en diferentes procesos como se puede visualizar en la Figura 1.2

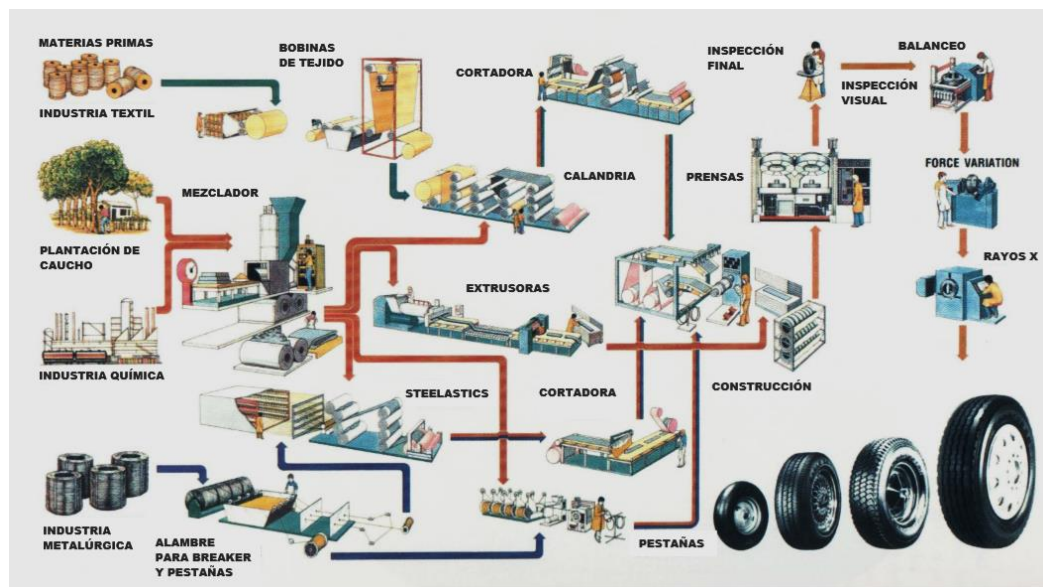


Figura 1.2 Esquema de fabricación de un neumático

Fuente: [3]

Los procesos que se deben cumplir para la elaboración de llantas y se detallan a continuación:

- a) **Mezclado:** Las materias primas como caucho, pigmentos, alambres de talón y cuerdas de tela sufren un proceso de integración y homogenización en molinos llamados banburines, a temperaturas de 100 a 150°C. En primera instancia se le da un primer tratamiento al caucho sea natural o sintético para lograr una estabilidad en su composición química, los productos se conocen como mezclas primarias y se reprocessan junto con acelerantes y agentes vulcanizantes para obtener las mezclas finales que servirán como insumo para los procesos subsiguientes [2].
- b) **Calandrado:** En este proceso se recubre tejidos de nylon, poliéster o alambres de acero con la mezcla final de caucho en una máquina llamada Calandria, la cual posee rodillos de presión calientes que comprimen al caucho hasta distribuirlo de manera homogénea sobre el tejido; los productos que se obtiene son lonas de refuerzo y breakers, que brindan al neumático resistencia a tensión, impacto, flexión, calor y presión [3].
- c) **Extrusión:** En este proceso se muele y calienta la respectiva mezcla final hasta cerca de 90°C para cambiar su maleabilidad y poder forzarlo a pasar por un orificio específico bajo condiciones controladas de presión y temperatura que le den la geometría necesaria según el tipo de componente. Los productos que se obtienen son: Rodamientos, Inner-Liners, Shoulder Cushion, Bead Cushion, laterales y rellenos [2].
- d) **Construcción de pestañas:** Este proceso se lo realiza en dos etapas, la primera es la elaboración del núcleo que consiste en recubrir con caucho alambres de acero dispuestos de forma cuadrada o hexagonal. El segundo paso es la unión del núcleo con el relleno y así formar la pestaña, la función de este componente es asegurarse que el neumático se aferre de manera firme en el aro y que el neumático conserve su forma redonda [2] [3].
- e) **Corte:** Los rollos de material obtenidos en los procesos de calandrado y extrusión, deben ser cortados a la medida y ángulo que se necesite, según el tipo de neumático para el cual van a ser destinados. Este proceso se realiza en diferentes cortadoras y luego es llevado a la sección de construcción para ensamblar todas las partes [2].

- f) **Primera etapa de construcción:** Este proceso se realiza en máquinas llamadas carcaseras, las cuales poseen un tambor que permiten colocar cada elemento que formará parte de la base estructural del neumático. Se inicia con la colocación de las pestañas en los anillos porta pestañas, luego los ensambles laterales son ubicados manualmente en el tambor y alineados con un rodillo de estichar., se colocan respectivamente el Inner-Liner, el refuerzo de acero, el Pliego de Acero y Shoulder Cushion, para finalmente estichar toda la carcasa y llevarla al tambor de expansión [2] [3].
- g) **Segunda etapa de construcción:** Este proceso se realiza en máquinas llamadas expanders y dan como resultado las denominadas “llantas verdes”; en primer lugar se junta la carcasa del neumático con los breakers y después se le empalma el rodamiento para obtener así un producto estructuralmente similar a un neumático pero sin vulcanizar [2] [3].
- h) **Vulcanizado:** Completa el proceso para que el neumático adquiera todas sus propiedades estéticas, de resistencia, durabilidad y elasticidad. La vulcanización se realiza en prensas hidráulicas con moldes internos que poseen todos los patrones de labrado, marcas comerciales, procedencia, condiciones de presión y carga, medidas, códigos de trazabilidad, etc. Antes de introducir la llanta verde en la prensa es necesario lubricarla con una bencina antiadherente, dentro de la prensa se la somete a condiciones de temperatura entre 140°C y 180°C y presión entre 175 y 230 bares por un lapso de tiempo de 10 a 65 minutos con lo que concluye el proceso de construcción de un neumático [2] [3].
- i) **Acabado final e inspección:** Las llantas que han sido vulcanizadas, se llevan a una etapa de rebarbeo, para eliminar el excedente de caucho conocido como rebaba. Hecho esto, el neumático pasa por una inspección visual que permita detectar fallos superficiales y estéticos; si el producto es satisfactorio se somete a una inspección con Rayos X que detecte fallos inherentes a la estructura del neumático. Posteriormente se comprueba la redondez y uniformidad en el ancho del neumático, el equilibrio de rodado con respecto a su centro de gravedad.

Cuando el producto posee defectos menores, el mismo es reparado e inspeccionado nuevamente, pero si presenta un defecto estructural, el neumático debe ser desechado. Las llantas son almacenadas en bodega, ya sea como equipo original, como equipo de reposición o como desecho [2].

1.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Un Inner-Liner es la capa interior de un neumático radial que mantiene el aire presurizado dentro del mismo. Este se conforma de dos láminas de caucho de distinta composición química que al combinarse le brindan las propiedades de elasticidad y hermeticidad necesarias al neumático.

Actualmente la empresa Continental Tire Andina S.A., utiliza una extrusora (Roller Head) para producir las láminas de caucho que conforman los Inner-Liner, siendo necesario enrollar y almacenar la primera lámina hasta que la segunda se encuentre lista para su empalme. Cuando esto sucede los rollos son desplegados con el fin de generar una banda continua de caucho, pero la unión entre el final de un rollo y el inicio del siguiente se realiza de forma manual, esto implica que se requiera un operario permanente para el montaje de los rollos de caucho en las caseteras, realizar la unión manual de la banda de caucho con la del siguiente rollo y cortar el material que no cumple con las normas de calidad.

Adicionalmente la extrusora funciona de manera semiautomática, porque la calibración de espesores y anchos de banda según el tipo de neumático la realiza el operador durante la marcha, generando material insatisfactorio que debe ser reprocesado. En dicha operación por cada rollo de 50 metros se pierden 3 metros y 6 minutos durante la calibración manual, lo que le representa a la empresa pérdidas anuales de aproximadamente doscientos mil dólares americanos (\$200.000,00 USD), considerando un costo de quince dólares por metro de material reprocesado, trabajando tres turnos por día y que se hacen cuatro cambios por turno.

El material de reproceso y sus consecuentes pérdidas económicas, se reducirían notablemente con una actualización del sistema de control; la cual ya ha sido programada por la empresa y requiere de varios trabajos previos. Uno de ellos es el

rediseño del proceso de empalme de Inner-Liner, pues en las condiciones actuales de operación dicha actualización es imposible.

Con este proyecto se logrará automatizar el proceso de empalme o unión de Inner-Liner, evitando la manipulación del operario con las bandas de caucho y permitirá que se realice la actualización programada de la extrusora (Roller Head). Además de optimizar el tiempo pues la línea de producción no debería detenerse mientras se desarrolla el empalme; en tanto el operario sería el encargado de abastecer continuamente de rollos en las caseteras. Complementariamente al empalmador se debe incluir un sistema de bandas transportadoras y moto reductores para conducir el material al empalmador y la línea de producción.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Según se describe en los antecedentes, la empresa requiere de un rediseño del sistema de empalme de Inner-Liner para poder realizar las actualizaciones en la extrusora llamada Roller Head, pues esto conlleva a una mejora de calidad en dicho producto intermedio, una reducción en tiempos de reproceso del material y la disminución de riesgos laborales para el operario. De igual forma para el autor, el interés es aplicar sus conocimientos teóricos de forma profesional y adquirir experiencia laboral.

Los beneficiarios directos son los operarios de la máquina Roller Head, porque se elimina una actividad manual que demanda vigilancia. Los supervisores y la empresa en general también se benefician al mejorar el control en la máquina Roller Head y evitar procesos manuales que puedan generar una baja en la producción normal.

El impacto principal es la eliminación de un proceso manual y su reemplazo por un mecanismo automático que cumpla satisfactoriamente los requerimientos de un empalme de Inner-Liners. Además la optimización del tiempo pues la línea de producción no debería detenerse mientras se desarrolla el empalme; en tanto que se abastezca continuamente de rollos en las caseteras.

El proyecto es factible económicamente pues es parte de una actualización programada de la extrusora Roller Head, que permitirá reducir costos de reprocesamiento y aumentar la capacidad productiva de la máquina. La empresa pretende que esta

actualización inicie en diciembre del año 2016, con lo cual se dispone del tiempo necesario para fabricar e instalar el sistema de empalme; los resultados que presente el autor del proyecto serán supervisados por un tutor académico y uno empresarial, de acuerdo a los criterios de diseño de elementos de máquinas y a los requerimientos de la empresa, respectivamente. La empresa cuenta con maquinaria y personal calificado que manipulará satisfactoriamente el sistema de empalme de Inner-Liners propuesto.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir el sistema de empalme automático de Inner-Liners en la empresa Continental Tire Andina S.A

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Seleccionar la mejor alternativa de diseño del sistema empalmador de Inner-Liners.
- Diseñar los componentes del empalmador y las bandas de transporte en concordancia a las características de funcionamiento y normas aplicables.
- Seleccionar los componentes de transmisión de movimiento para el sistema de bandas transportadoras.
- Construir el sistema empalmador con las bandas de transporte y estructuras de soporte de acuerdo a los parámetros calculados.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTACIÓN

2.1 INVESTIGACIONES PREVIAS

Con base en la tesis de pregrado de P. A. Peñaherrera [3], se establece la función de la máquina extrusora llamada Roller Head, la cual permite extruir cauchos para conseguir gomas tales como: Inner-Liner y laterales que formarán parte de la estructura de la llanta. “Estas gomas poseen únicamente caucho y no son mezclados con ningún otro elemento, esta característica, permite poder reutilizar los productos defectuosos del proceso pudiendo estos volver a ser extruidos. El Inner-Liner, cumple la función de sellar el aire dentro de la llanta una vez montada en un aro y reemplaza al llamado tubo. Los laterales, cumplen la función de proteger al neumático de impactos laterales y daños asociados con dichos impactos, además en esta parte será donde se grabará la información relacionada al tipo de neumático.”

En la tesis de pregrado de E. A. Salas y N. I. Velasco [4], se diseña una empalmador de rollos de fibra de vidrio para la empresa Chova del Ecuador S.A. de la cual se extrae la siguiente conclusión: “La implementación del sistema automatizado para el empalme de rollos de materia prima hace más eficiente el proceso de fabricación de láminas impermeabilizantes asfálticas; optimizando tiempos de carga de materia prima y empalme propiamente dicho; costos de producción y reduciendo el margen de riesgo laboral al realizar trabajos con temperaturas elevadas y/o cargas excesivas”

De la patente Europea ES 2 026 144 [5] en la cual se detalla un mecanismo empalmador transversal automático para ensamblar neumáticos, se extrae el siguiente enunciado: “Para un material elastomérico sin vulcanizar se usa un rodillo constituido a partir de una pluralidad de rodillos paralelos que reducen al mínimo el rozamiento de rotación entre el rodillo y el material; proporciona una presión de contacto virtualmente uniforme entre las superficies en contacto y elimina virtualmente cualquier riesgo de agarrotamiento.”

De igual manera de la Patente Europea EP 1 422 175 A2 [6], que determina un dispositivo de empalme para dos materiales enrollados; se recoge la forma del

dispositivo acoplador: “El dispositivo de empalme comprende dos cabezales, cada uno de los cuales tiene: un rodillo con una barra de sujeción; para sostener entre dicho rodillo y dicha barra de apriete debe existir un borde inicial de la segunda banda de material; un miembro de contrapresión que ayuda para presionar las bandas del primer y segundo material entre sí; y un elemento de corte.”

Con relación a la composición de un Inner-Liner, la investigación desarrollada por Akron Rubber Development Laboratory, Inc y respaldada por NHTSA [7]; recoge resultados de pruebas hechas a Inner-Liners de 42 neumáticos diferentes y del cual se extrajo la información para llantas Continental evaluada por el método de cromatografía Pirolisis-Gas con un detector de llama ionizante (FID), es 61.6% de caucho poliisobutilo (HIIR), 31.2% de caucho natural y 7.2 de caucho estireno – butadieno (SBR); mientras que para un método espectroscopia de masas (MS), la composición es de 72% de (HIIR), 23% de caucho natural y 5% de Polibutadieno (PBD).

Puesto que se necesita diseñar una banda transportadora, la tesis de maestría de J. Puente [8] indica la forma de diseñar un transportador de carga, haciendo énfasis en los ejes de transmisión. Esta investigación concluye que para escoger el tipo de material de los ejes: “El más barato es el acero al carbono laminado en caliente, pero requieren de un profundo mecanizado. El acero estirado en frío reduce la cantidad de mecanización necesaria y mejora las propiedades físicas, pues eleva la resistencia a la tracción y el punto de fluencia. Cuando las condiciones de servicio son severas se usan aceros aleados tratados térmicamente, los más comunes son acero al Cr-Mo (4140), acero al Cr-Ni-Mo (4340) y el A8640.”

En la tesis de pregrado de E. E. Gonzales [9], se expone el diseño de una banda transportadora para botellas, concluyendo que: Para dimensionar una banda transportadora, se debe tomar en cuenta las medidas del material a transportar, la longitud que estos van a recorrer, la altura a la que se va a posicionar el operador, la cual determinará la altura de la banda.

En cuanto a la automatización J. D. Bermúdez, en su tesis de pregrado [10], desarrolla la automatización de una máquina troqueladora de liner; de la cual se obtiene la

siguiente conclusión: “La utilización de un sistema de posicionamiento por encoders es innecesaria y puede acarrear a mediano o largo plazo un desajuste total del posicionamiento muy difícil de corregir. La sustitución de este sistema por uno de sensores de proximidad, añade de manera inmediata sencillez y fácil operatividad a la hora de ciertos inconvenientes, además de ocupar una menor cantidad de entradas físicas al PLC

2.2 FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

2.2.1 DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS

El diseño de elementos de máquinas puede ser definido como un proceso para dimensionar, analizar, escoger materiales, métodos de fabricación y formas de funcionamiento de un elemento que permita cumplir una función o satisfacer una necesidad específica.

Según la Universidad Antonio Nariño, el diseño de máquinas es: “El proceso de idear un sistema, componente o proceso para satisfacer ciertas necesidades, es un proceso de toma de decisiones en el que las ciencias básicas, las matemáticas y las ciencias de la ingeniería se aplican para convertir recursos en forma óptima a fin de cumplir un objetivo estipulado.” [11]

Un concepto según el libro Diseño de máquinas de Deutschman, Michels y Wilson: “Es la formulación de un plan, esquema o método para trasladar una necesidad a un dispositivo que funcionando satisfactoriamente cubra la necesidad original.” [12]

2.2.2 BANDA TRANSPORTADORA

Una banda transportadora es un sistema de transporte continuo que permite trasladar objetos sobre una cinta que se desliza sobre rodillos o una estructura guía y gira sobre dos o más poleas que se encargan de transformar un movimiento rotatorio en lineal. Pueden poseer más de una polea motriz, las que se denominan poleas de transmisión, mientras que la polea sin alimentación se llama la polea loca o conducida. La versatilidad de este sistema permite que se puedan manejar materiales empacados

como también material al granel y de gran volumen [13]. En la Figura 2.1, se puede apreciar el transportador de material al granel.

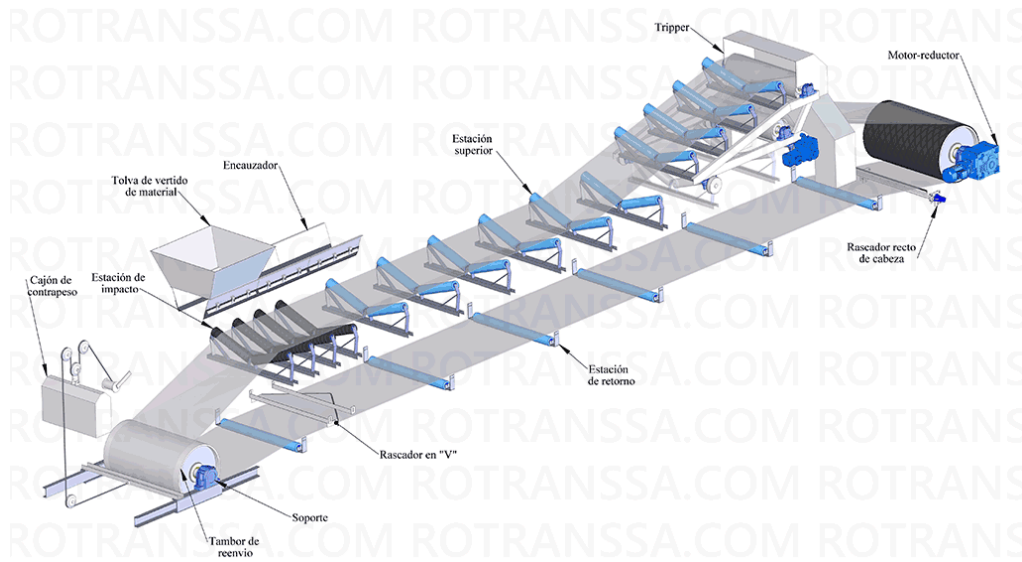


Figura 2.1 Componentes de una cinta transportadora
Fuente: [14]

2.2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BANDA TRANSPORTADORA

Según el catálogo de Bandas INTRALOX, este sugiere un proceso de diseño y selección de sus componentes, el cual se detalla a continuación:

Cálculo de la tracción de la banda o carga de tensión: En la carga de tensión influyen simultáneamente las cargas presentes, la resistencia friccional y el traslado del producto a una elevación diferente; pero para determinar la tracción de la banda se necesita saber la carga con producto acumulado, M_p : [14]

$$M_p = M * F_p * \frac{\text{porcentaje del area de la banda acumulada}}{100} \quad (1)$$

Donde:

M: Carga del producto (kg/m²)

F_p: Coeficiente entre el producto transportado y la banda, se usa la Tabla 2.1 para determinarlo.

Tabla 2.1 Coeficiente de fricción en funcionamiento entre envase y banda

| MATERIAL DEL ENVASE | MATERIALES ESTÁNDAR ^b | | | | | | | |
|---------------------|----------------------------------|------|--------------------------|------|--------|------|-----------|------|
| | POLIPROPILENO | | POLIETILENO ^c | | ACETAL | | ACETAL EC | |
| | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO |
| Vidrio | 0,18 | 0,19 | 0,08 | 0,09 | 0,13 | 0,14 | 0,13 | 0,14 |
| Acero | 0,26 | 0,32 | 0,10 | 0,13 | 0,13 | 0,13 | 0,19 | 0,20 |
| Plástico | 0,11 | 0,17 | 0,08 | 0,08 | 0,13 | 0,16 | 0,13 | 0,16 |
| Cartón | — | 0,21 | — | 0,15 | — | 0,18 | — | 0,18 |
| Aluminio | 0,40 | 0,40 | 0,20 | 0,24 | 0,33 | 0,27 | 0,33 | 0,27 |

Nota: Las bandas que funcionan en seco en un sistema transportador con acumulación de producto pueden, según la velocidad y el peso, desgastar una superficie dura de la banda, lo que podría incrementar de forma sustancial el coeficiente de fricción.

- a. Los valores de los factores de fricción dependen en gran medida de las condiciones ambientales. Un valor bajo en el intervalo de factores de fricción es un factor de fricción derivado experimentalmente para nuevas bandas en guías de desgaste nuevas. Sólo se debe utilizar este valor en los entornos más limpios o en lugares donde haya agua u otro agente lubricante. La mayoría de las aplicaciones tendrían que ajustarse basándose en las condiciones ambientales que rodean al transportador.
- b. Para obtener información sobre materiales de aplicaciones especiales, consulte las páginas de datos correspondientes.
- c. No se recomienda el uso de polietileno para el manejo de contenedores.

Fuente: [14]

Coeficiente de fricción entre la banda y las guías de desgaste del recorrido de ida, F_w , este depende del material de las guías y el material de la banda, se usa la Tabla 2.2 para escogerlo en función de la superficie húmeda o seca.

Tabla 2.2 Coeficiente de fricción del arranque entre guía de desgaste y banda.

| MATERIAL DE LA GUÍA DE DESGASTE | MATERIALES ESTÁNDAR ^a | | | | | | | | | |
|--|----------------------------------|-------|----------------------------|-------|-----------------|-------------------|-----------------|-------|-----------------|-------|
| | POLIPROPILENO | | | | POLIETILENO | | ACETAL | | ACETAL EC | |
| | SUPERFICIE LISA | | ABRASIVA ^b LISA | | SUPERFICIE LISA | | SUPERFICIE LISA | | SUPERFICIE LISA | |
| | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO |
| U.H.M.W.: | 0,11 | 0,13 | NR | NR | 0,24 | 0,32 ^c | 0,10 | 0,10 | 0,10 | 0,10 |
| H.D.P.E. | 0,09 | 0,11 | NR | NR | NR | NR | 0,09 | 0,08 | 0,09 | 0,08 |
| Niñón impregnado con molibdeno o silicona | 0,24 | 0,25 | 0,29 | 0,30 | 0,14 | 0,13 | 0,13 | 0,15 | 0,13 | 0,15 |
| Acero inoxidable o al carbono con acabado laminado en frío | 0,26 | 0,26* | 0,31 | 0,31* | 0,14 | 0,15* | 0,18 | 0,19* | 0,18 | 0,19* |

- a. Para obtener información sobre materiales de aplicaciones especiales, consulte las páginas de datos correspondientes.
- b. Según pruebas de Intralox.
- c. Puede producirse un aumento del desgaste a velocidades de la banda superiores a 50 pies por minuto (15 metros/min).

Fuente: [14]

Después de calcular M_p y encontrar el coeficiente de fricción F_w , calcular la tracción de la banda, BP , con esta fórmula:

$$BP = [(M + 2W) * F_w + M_p] * L + (M * H) \quad (2)$$

Donde:

M = Carga del producto (kg/m^2)

W =Peso de la banda (kg/m^2)

F_w =Coeficiente de fricción entre la banda y las guías del recorrido de ida

M_p = Carga con producto acumulado (kg/m^2)

L =longitud del transportador (m)

H= Cambio de altura del transportador (m)

Esta ecuación para la tracción de la banda refleja sus dos componentes: $[(M+2W)*Fw+Mp]*L$ para la carga friccional y $(M*H)$ para el cambio de elevación, si correspondiera.

Ajuste de la tracción calculada a las condiciones reales de servicio: Para ello es necesario aplicar el factor de servicio adecuado, S_f , y con ello se obtiene la tracción ajustada de la banda, ABP . Considerar que en transportadores bidireccionales o por empuje, ambos ejes terminales deben tomarse como motrices.

$$ABP = BP * S_f \quad (3)$$

Para transportadores por empuje

$$ABP = BP * S_f * 2.2 \quad (4)$$

Donde:

BP= Tracción de la banda (kg/m)

S_f =Factor de servicio, el cual se determina de acuerdo al tipo de arranque de la banda, la frecuencia, velocidad y variaciones de altura. El S_f está simplificado en la siguiente Tabla 2.3.

Tabla 2.3 Factor de servicio de la banda

| (SF) FACTOR DE SERVICIO | |
|--|-------------|
| Arranques sin carga, con carga aplicada gradualmente. | 1,0 |
| Arranques frecuentes bajo carga (más de una vez por hora) | AGREGAR 0,2 |
| A velocidades mayores de 100 FPM (pies por minuto) (30 metros/min) | AGREGAR 0,2 |
| Transportadores ascendentes | AGREGAR 0,4 |
| Transportadores por empuje | AGREGAR 0,2 |
| | TOTAL |
| <small>Nota: Para velocidades superiores a los 50 pies/min (15 m/min) en transportadores que arrancan con acumulación de producto, se recomienda usar motores de arranque suave.</small> | |

Fuente: [14]

Cálculo de la resistencia permitida de la banda, ABS: Los valores de resistencia determinados por el fabricante han sido establecidos a temperatura ambiente y a bajas velocidades; por lo cual es necesario ajustar la resistencia nominal de la banda usando la siguiente ecuación:

$$ABS = BS * T * S \quad (5)$$

Donde:

BS= Resistencia de la banda (kg/m)

T=Factor de temperatura

S=Factor de resistencia

Para bandas con accionamiento central, se modifica la fórmula en función de S.

$$ABS = BS * T * S' \quad (6)$$

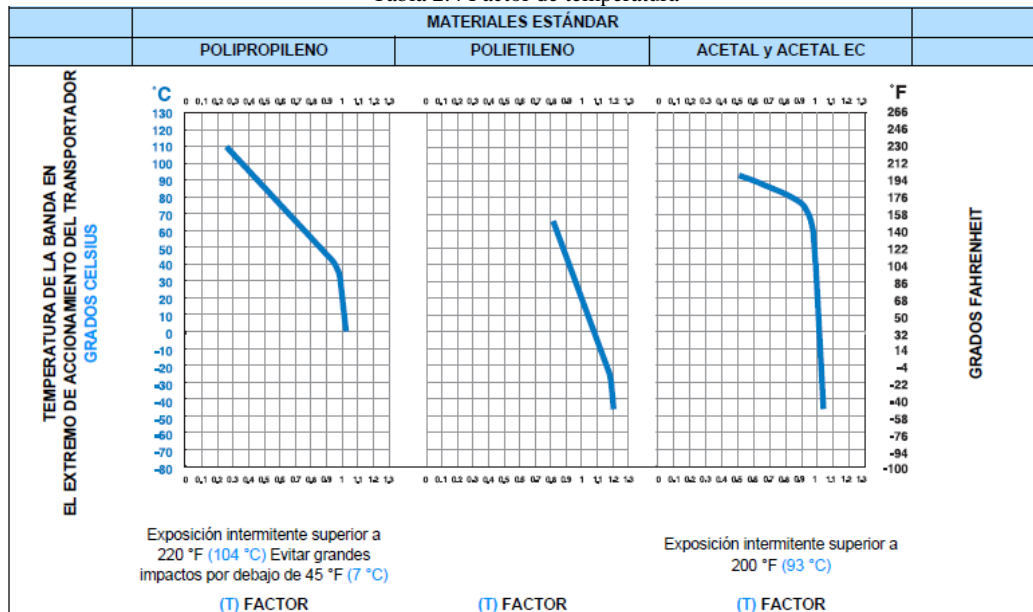
Cuando

$$\begin{aligned} S > 0.6 & \quad S' = 1 - 2(1 - S) \\ S < 0.6 & \quad S' = 0.2 \end{aligned} \quad (7)$$

El factor de resistencia (S) depende del tipo de banda, la velocidad y longitud y el número de dientes del engranaje. Por tal motivo, este factor es específico y se lo ubica en la sección del tipo de banda a utilizar.

El factor de temperatura (T), se puede encontrar en la Tabla 2.4, de acuerdo al tipo de material de la banda.

Tabla 2.4 Factor de temperatura



Fuente: [14]

Comparar la tracción ajustada de la banda con la resistencia permitida: Si ABS excede a ABP, la banda es suficientemente fuerte para la aplicación. Caso contrario se recomienda variar algunos parámetros de aplicación para que se cumpla esta relación:

$$ABS > ABP \quad (8)$$

Determinar la separación máxima entre los engranajes en el eje motriz y el número mínimo recomendado de engranajes del eje: Para establecer el número de engranajes necesario, debe determinar antes la tracción de la banda en relación a la resistencia disponible de la banda y para ello el porcentaje de resistencia permitida de la banda utilizada, ABSU, no debe exceder del 75% y se calcula mediante la fórmula:

$$ABSU = \frac{ABP}{ABS} * 100\% \quad (9)$$

Con el valor satisfactorio de ABSU, se buscan los datos del engrane en la sección del tipo de banda a usar, se obtiene el número mínimo de engranes y por tanto se puede calcular la separación máxima entre los mismos. Esta separación entre los engranajes en ejes de conducción puede ser, a veces, mayor que el de los ejes motrices, pero nunca debe exceder las 6 pulg. (152 mm).

Cálculo de la Resistencia del eje motriz: Los ejes motrices deben ser lo suficientemente rígidos para resistir la flexión o deflexión excesivas, originadas por la tracción de la banda y suficientemente fuertes para transmitir el par de torsión requerido. Para ello se debe hacer una selección preliminar del tamaño del eje apto para el engranaje elegido y se procede a calcular la carga total del eje, usando esta fórmula:

$$w = (ABP + Q) * B \quad (10)$$

Donde:

ABP=Tracción ajustada de la banda (kg/m)

Q=Peso del eje (kg/m)

B= Ancho de la banda (m)

El peso del eje, Q, se puede obtener a partir de la siguiente Tabla 2.5, con un diámetro preliminar y un material escogido.

Tabla 2.5 Datos del eje según el material y dimensiones.

| EJE B DATOS | (Q) PESO DEL EJE, lb/pie (kg/m) | | | I MOMENTO DE INERCIA pulg. ⁴ (mm ⁴) |
|---|---------------------------------|------------------------|------------------------|--|
| | ALUMINIO | ACERO AL CARBONO | ACERO INOXIDABLE | |
| 5/8 PULG. CUADRADAS | 0,46 | 1,33 ^a | 1,33 ^a | 0,013 |
| 1 PULG. CUADRADA | 1,17 ^a | 3,40 ^a | 3,40 ^a | 0,083 |
| 1,5 PULG. CUADRADAS | 2,64 ^a | 7,65 ^a | 7,65 ^a | 0,42 |
| 2,5 PULG. CUADRADAS | 7,34 | 21,25 ^a | 21,25 ^a | 3,25 |
| 3,5 PULG. CUADRADAS | 14,39 | 41,60 ^a | 41,60 | 12,50 |
| 25 mm CUADRADOS | (1,699) | (4,920) ^b | (4,920) ^b | (32,550) |
| 40 mm CUADRADOS | (4,335) | (12,55) ^b | (12,55) ^b | (213,300) |
| 60 mm CUADRADOS | (10,05) | (29,11) ^b | (29,11) ^b | (1,080,000) |
| 65 mm CUADRADOS | (11,79) | (34,16) ^b | (34,16) ^b | (1,487,600) |
| E MÓDULO DE ELASTICIDAD libras/pulg. ² (kg/mm ²) | 10,000,000 (7000) | 30,000,000 (21,100) | 28,000,000 (19,700) | |

- a. Intralox USA puede suministrar ejes cuadrados mecanizados según las especificaciones en los tamaños siguientes y materiales como acero al carbono (C-1018), acero inoxidable (303/304 y 316) y aluminio (6061-T6).
 b. Intralox Europe ofrece ejes cuadrados en los siguientes tamaños y fabricados en acero al carbono (KG-37) y acero inoxidable (304).

Fuente: [14]

Cálculo de la deflexión del eje, D: Para los ejes apoyados por dos cojinetes, la deflexión, se determina con:

$$D = \frac{5}{384} * \frac{w * L_s^3}{E * I} \quad (11)$$

Donde:

w= Resistencia del eje motriz (kg)

Ls= Largo del eje (mm)

E=Módulo de elasticidad (kg/mm²)

I=Momento de inercia (mm⁴)

Debido a que las cargas pesadas provocan que la tensión en la banda sea mayor en los bordes que en el centro de esta, también la carga absorbida por los dientes de los engranajes es desigual; por tal motivo el fabricante sugiere no sobrepasar los límites de deflexión para los cuales se obtiene un rendimiento satisfactorio y estos son:

- Transportadores unidireccionales comunes: Deflexión máxima del eje = 0.10 pulg. (2.5 mm)
- Transportadores bidireccionales o empujadores: Deflexión máxima del eje = 0.22 pulg. (5.6 mm)

En caso de que la deflexión sobrepase los límites recomendados, se debe elegir un eje más grande, un material más fuerte o usar cojinetes intermedios para reducir el tramo del eje; si se incorpora un eje intermedio, su deflexión se calcula con la siguiente fórmula:

$$D_3 = \frac{w * L_s^3}{370 * E * I} \quad (12)$$

Donde:

Ls= Largo del eje entre el cojinete central y un externo (mm)

Cálculo del par de torsión del eje motriz: El eje motriz también debe ser suficientemente fuerte para transmitir las fuerzas de torsión o de rotación impuestas por el motor, para vencer la resistencia necesaria para mover la banda y el producto. El par motor real que se transmitirá se calcula con la fórmula:

$$T_o = ABP * B * \frac{PD}{2} \quad (13)$$

Donde:

ABP= Tracción ajustada de la banda (kg/m)

B= Ancho de la banda (m)

PD= Diámetro de paso del engrane (mm)

Para comprobar que el par motor cumple con los requerimientos, el fabricante plantea un gráfico en el que rápidamente se puede obtener el par máximo de torsión usando el diámetro del eje y su material; este se presenta en la Figura 2.2.

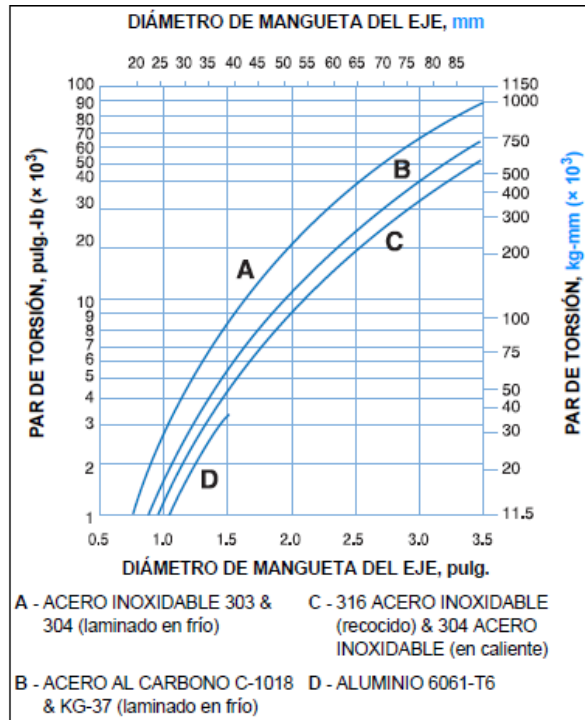


Figura 2.2 Par de torsión máximo recomendado del eje motriz.
Fuente: [14]

Si el par de torsión calculado sobrepasa al máximo permitido, pruebe una dimensión mayor de eje o un material más fuerte. Si esto no fuera posible, pruebe con un engranaje más pequeño.

Determinar la potencia de accionamiento de la banda: Es la necesaria para vencer la resistencia de la banda y el producto, la cual se puede calcular con las siguientes fórmulas:

$$VATIOS = \frac{ABP * B * V}{6.12} \quad (14)$$

Donde:

ABP = Fuerza de tracción ajustada (kg/m de ancho de la banda)

B = Ancho de la banda (m).

V = Velocidad de la banda (m/min)

$$VATIOS = \frac{To * V}{3.06 * PD} \quad (15)$$

Donde:

To = Par (kg-mm)

P.D. = Diámetro de paso (mm)

V = Velocidad de la banda (m/min)

La potencia en Caballos de fuerza (HP):

$$HP = \frac{ABP * B * V}{33000} \quad (16)$$

Donde:

ABP = Fuerza de tracción ajustada (lb/ft de ancho de la banda)

B = Ancho de la banda (pies)

V = Velocidad de la banda (pies/min)

Cálculo de la potencia del motor: Para obtener la potencia requerida por el motor se debe añadir a la potencia calculada, las pérdidas de potencia previstas en el tren motriz entre el eje motriz y el motor; estas se detallan en la Tabla 2.6:

Tabla 2.6 Elementos que producen pérdidas de potencia.

| ELEMENTOS DE MAQUINARIA | PROMEDIO DE PÉRDIDAS DE EFICIENCIA MECÁNICA |
|--------------------------------------|---|
| Cojinetes de manguito comunes | Del 2% al 5% |
| Rodamientos | 1% |
| Reductores de engranajes: | |
| Engranajes helicoidales o rectos | |
| Reducción simple | 2% |
| Reducción doble | 4% |
| Reducción triple | 5% |
| Engranajes de tornillo sin fin | |
| Reducción simple | 5% |
| Reducción doble | Del 10% al 20% |
| Cadenas de rodillos | Del 3% al 5% |
| Bandas V | Del 2% al 4% |
| Sistemas de accionamiento hidráulico | (consulte al fabricante) |

Fuente: [14]

Con el porcentaje de pérdidas escogido, se reemplaza en estas fórmulas para obtener la potencia del motor, dependiendo de las unidades que se deseen.

$$HP_{motor} = \frac{HP}{100 - \text{pérdidas}} * 100 \quad (17)$$

$$VATIOS_{motor} = \frac{VATIOS}{100 - \text{pérdidas}} * 100 \quad (18)$$

Determinación de curva catenaria: Una banda que cuelga bajo la influencia de la gravedad entre dos soportes, tomará la forma de una curva denominada “catenaria”. En esta curva el diseñador debe preocuparse por el exceso de banda requerido y la tensión creada por la banda colgante. [14]

El exceso de banda se calcula de la siguiente manera:

$$x = \frac{2.66 * s^2}{D} \quad (19)$$

Donde:

s = catenaria (m)

D = distancia entre soportes (m)

Mientras que la tensión de la banda colgante T:

$$T = \frac{d^2 * W}{8000 * s} \quad (20)$$

Donde:

s = catenaria (mm)

d = distancia entre soportes (mm)

W = peso de la banda (kg/m²)

2.2.4 EMBRAGUE DE DIENTES

Es un tipo de embrague de contacto directo conocido también como de garras. Se caracteriza por ofrecer un acople rápido, sin deslizamiento y sin generar calor; pero su conexión genera ruido y debe realizarse cuando no se encuentre en movimiento [15].

Se pueden utilizar en envolvedoras, máquinas de imprimir, ordenadores, máquinas agrícolas, etc. porque brindan seguridad en las transmisiones, pero al someterse a fuerzas mayores a las que puede soportar, el embrague pierde sus dientes y se desgasta. En posición de desembragado, no tienen par residual gracias a un resorte que lleva incorporado la armadura [15].

2.2.4.1 DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO DEL EMBRAGUE:

Para esta selección se debe establecer el par resistente máximo que tiene que vencer. En maquinaria que no posea un volante de inercia, se usa la potencia del motor para calcular el par del embrague:

$$Md = 9550 * \frac{P}{n} \quad (21)$$

Donde:

P=Potencia del motor (kW)

N= Revoluciones del acoplamiento (rpm)

Md= Par dinámico de embrague (Nm)

El factor de seguridad está influenciado por el tipo de maquinaria en el que se lo va a utilizar y el tipo de motor al cual se lo acoplará. En Tabla 2.7 es posible determinar un factor de seguridad [15].

Tabla 2.7 Factor de seguridad para selección del embrague de dientes.

| Tipo de máquina receptora | Tipo de máquina motriz | | | |
|--|------------------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| | Motor eléctrico | Motor explosión 4 ó 6 cilind. | Motor explosión 2 ó 3 cilind. | Motor explosion Monocilindr. |
| J muy reducido Bombas centrífugas, pequeños ventiladores, compresor centrífugo. | 1,5 | 1,8 | 2 | 2,5 |
| J pequeño Elevadores, Grandes ventiladores, Transportadores a cinta, Máquinas herramientas para madera y metal, Pequeña máquina textil. | 1,7 | 2 | 2,2 | 2,8 |
| J mediano Horno rotativo, montacargas, Mezcladoras, Cizalla, Máquina de estampar, Bomba y compresor de pistón, Afiladora, Máquina textil pesada, Molinos | 2 | 2,3 | 2,5 | 3,2 |
| J elevado y fuertes puntas de carga Palas, Pulidoras, Tractores, Laminadoras de metales ligeros, Trituradoras, Grandes ventiladores, Prensas de matricular, Locomotoras, Bombas grandes de pistón, Grúas. | 2,5 | 2,7 | 3 | 3,5 |
| J muy elevado y fuertes puntas de carga Prensas de forjar, Compresor de pistón grande, Laminadoras para acero y caucho, Sierras alternativas, Rodillos transportadores, Limadoras, Bancos de estiraje, Plegadoras, Grandes trituradores, Calandras para papel, Centrifugadoras. | 3 | 3,2 | 3,5 | 4 |

Fuente: [15]

2.2.5 LEVANTAMIENTO MANUAL DE CARGAS CON RESPECTO AL CUERPO

La manipulación de cargas está influenciada por factores como la postura, la posición de la carga, la frecuencia de levantamiento, entre otros, por tanto se debe determinar los pesos recomendados para una cierta actividad y que estos no representen un riesgo para el trabajador [16].

Generalmente en la manipulación manual de cargas, el alejamiento de las mismas respecto al centro de gravedad del cuerpo representa un riesgo para la salud, pues mientras más alejada esté la carga del cuerpo, las fuerzas compresivas que se generan en la columna vertebral serán mayores y podrían producirse lesiones.

En el alejamiento de cargas es necesario ubicar la distancia horizontal y la distancia vertical, para verificar que la carga que se pretenda elevar no sea mayor a las recomendadas, la Figura 2.3 muestra la forma de medición.

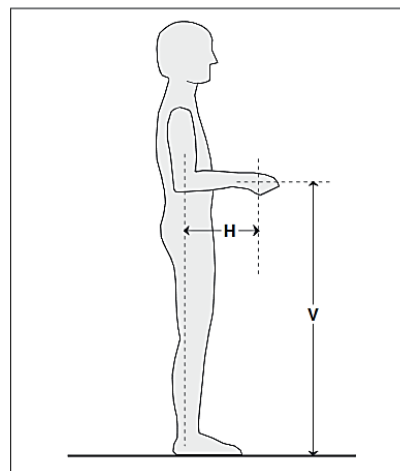


Figura 2.3 Distancias respecto al centro de gravedad del cuerpo humano.
Fuente: [16]

El mayor peso teórico recomendado es de 25 kg, que corresponde a la posición de la carga más favorable, es decir, pegada al cuerpo, a una altura comprendida entre los codos y los nudillos. Si se pretende ofrecer mayor protección, el peso teórico recomendado en las mismas condiciones debería ser de 15 kg; esto cubre hasta un 95% de la población. Pero cuando la manipulación es esporádica por parte de trabajadores

sanos y entrenados, el peso teórico podría llegar a ser de hasta 40 kg. La Figura 2.4 muestra los pesos máximos según el posicionamiento de la carga [16].

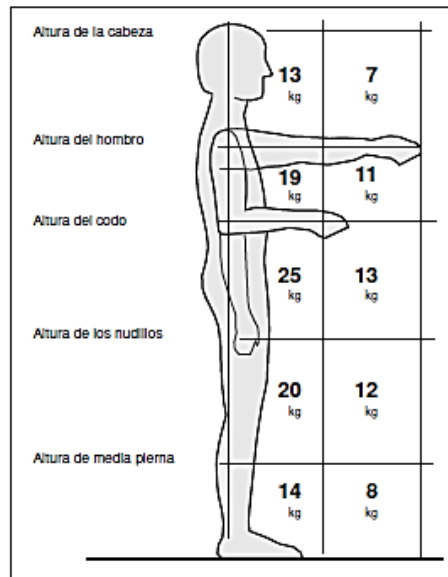


Figura 2.4 Peso teórico recomendado en función de la zona de manipulación.
Fuente: [16]

Según se aprecia las zonas de levantamiento junto a los pesos recomendados, si se manipulan cargas en más de una zona se tendrá en cuenta la más desfavorable, para mayor seguridad. Pero en zonas de transición el evaluador será quien determine la carga recomendada, pudiendo escoger valores medios.

De igual manera que se estableció para la zona de carga más favorable, estos valores se multiplicarían por un factor de 0.6 y se aumentará la seguridad. Mientras que para trabajadores sanos en levantamientos esporádicos el factor es de 1.6 aumentando la carga máxima recomendada.

CAPÍTULO III

DISEÑO DEL PROYECTO

3.1 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para establecer alternativas de diseño y selección de componentes, en la Figura 3.1 se ha disgregado el sistema empalmador en partes para que sean analizadas independientemente.

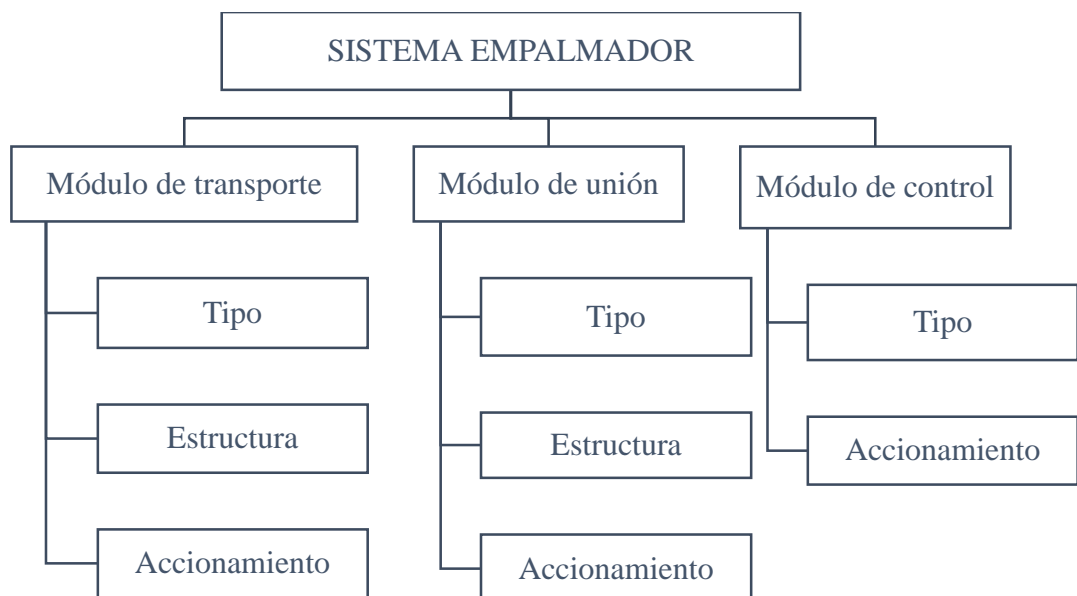
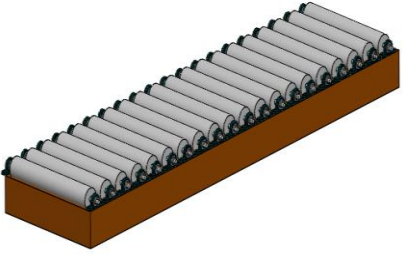
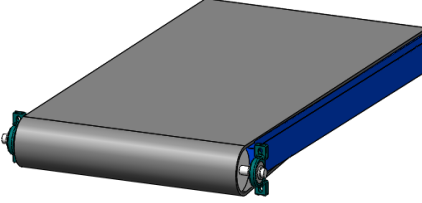
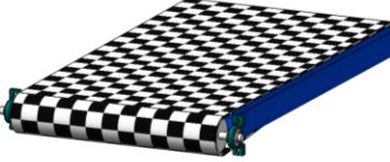


Figura 3.1 Módulos del sistema empalmador.
Fuente: Autor

3.1.1 IDENTIFICACIÓN DE VENTAJAS Y DESVENTAJAS.

El tipo de módulo de transporte puede ser de rodillos paralelos, de banda textil continua o banda modular de plástico. En la Tabla 3.1 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.

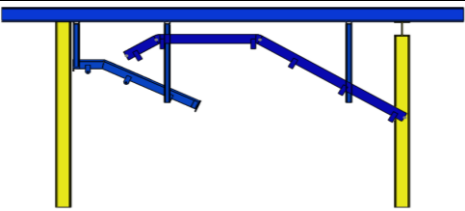
Tabla 3.1 Alternativas para el tipo de módulo de transporte

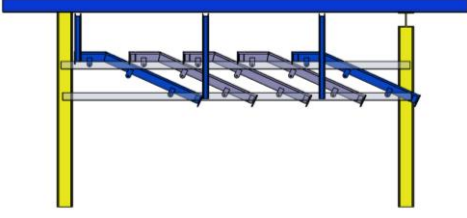
| OPCION | ESQUEMA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|---------------------------|---|---|--|
| Rodillos paralelos |  | Operan a una misma velocidad todos los rodillos. Permite transportar cargas pesadas. | Requieren de cadenas o cintas para transferir el giro a los rodillos. Uso en productos empacados o cargas unitarias. Ruidoso |
| Banda textil |  | Permite transportar y elevar el material. Maneja producto suelto o al granel y también empacado. | Tracción transmitida por fricción, del rodillo a la banda. Transporta cargas livianas. Se deteriora con el uso y tiempo. |
| Banda modular de plástico |  | Facilidad de limpieza y mantenimiento Soporta un amplio rango de temperaturas. Usos industriales y de alimentación. | Elevada inversión inicial. Baja flexibilidad. Se deterioran al exponerse a varios agentes químicos, aceites y solventes. |

Fuente: Autor

La estructura del módulo de transporte puede ser fija o móvil. En la Tabla 3.2 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.

Tabla 3.2 Alternativas para la estructura del módulo de transporte

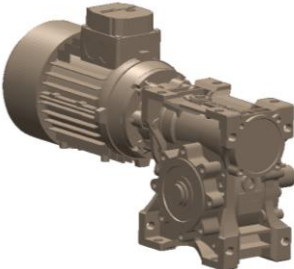
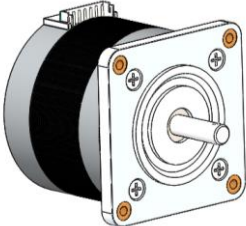
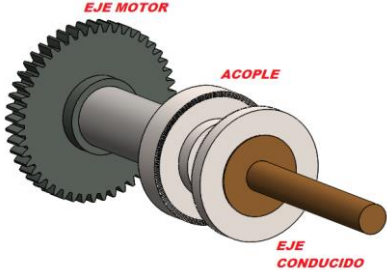
| OPCION | ESQUEMA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|-----------------|---|--|--------------------------------------|
| Estructura fija |  | Facilidad de diseño. Se adapta al espacio disponible. | Su emplazamiento no puede cambiarse. |

| | | | |
|------------------|---|--|--|
| Estructura móvil |  | Permiten un cambio fácil de ubicación. | Presenta fricción y desgaste en componentes móviles. |
|------------------|---|--|--|

Fuente: Autor

Para el accionamiento del sistema de transporte puede usarse un motor eléctrico con reductor de velocidad, un motor a pasos o un sistema de embrague. En la Tabla 3.3 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.

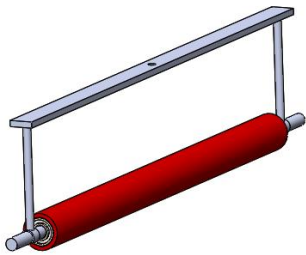
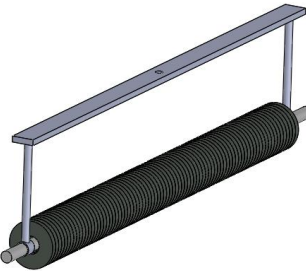
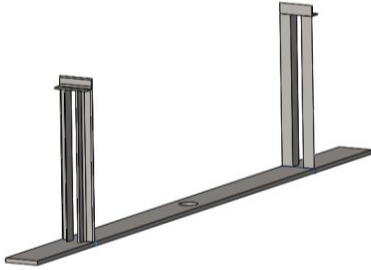
Tabla 3.3 Alternativas para el accionamiento del módulo de transporte

| OPCION | ESQUEMA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|----------------------|---|---|---|
| Motor reductor |  | Sencillo control de velocidad. Eficiente transmisión de potencia. | Mantenimiento y lubricación. Produce ruido y vibraciones al desgastarse. |
| Motor a pasos |  | No genera vibraciones Alto par de torsión No requiere mantenimiento continuo. | Velocidad constante. Requiere más entradas para su control. |
| Embrague de dientes. |  | De acople directo. Se desconecta en sobrecargas. No existe deslizamiento | Requiere un elemento motriz para transmitir giro. Acople en reposo o bajas revoluciones. Ruidoso. |

Fuente: Autor

El tipo de módulo de unión puede ser utilizando un rodillo con recubrimiento antiadherente, cilindros metálicos paralelos o placas térmicas. En la Tabla 3.4 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.

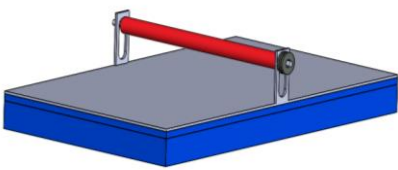
Tabla 3.4 Alternativas para el tipo de módulo de unión

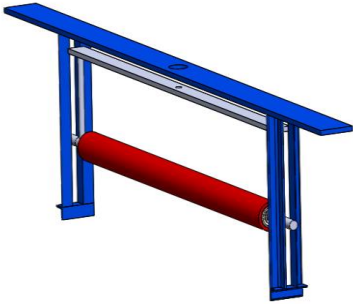
| OPCION | ESQUEMA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|-------------------------------|--|---|--|
| Rodillo recubierto. |  | Permite mayor precisión de unión. Bajo coeficiente de fricción | Costo elevado. Desgaste del recubrimiento. |
| Cilindros metálicos paralelos |  | Permite un empalme en movimiento. Menor área de contacto. | Mayor peso. Acumulación de material entre las juntas. |
| Placa térmica |  | Mejor distribución en el área de presión. Permite calentar la superficie de empalme. | Imposible empalme en movimiento |

Fuente: Autor

La estructura del módulo de unión puede ser fija convenientemente regulada o móvil. En la Tabla 3.5 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.

Tabla 3.5 Alternativas para la estructura del módulo de unión

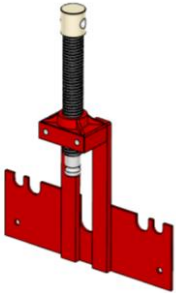
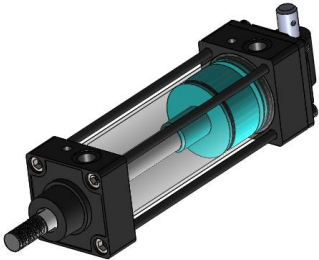

| OPCION | ESQUEMA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|--------------------------------|---|--|--|
| Estructura fija con regulación |  | Facilidad de diseño. Eliminación de fricción. | Atrapamiento al existir acumulación de material. |

| | | | |
|------------------|---|--|----------------------------------|
| Estructura móvil |  | Permiten un cambio fácil de ubicación. Fácil regulación de altura de unión. | Fricción en componentes móviles. |
|------------------|---|--|----------------------------------|

Fuente: Autor

El accionamiento del módulo de unión puede ser mecánico, neumático o hidráulico. En la Tabla 3.6 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.

Tabla 3.6 Alternativas para el accionamiento del módulo de unión

| OPCION | ESQUEMA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|------------|---|--|---|
| Mecánico |  | No necesita un fluido de trabajo. Montaje sencillo. Permite manejar grandes cargas | Peso elevado. Fricción y desgaste entre componentes móviles. |
| Neumático |  | Desplazamiento rápido. Usa aire como fluido de trabajo | Cargas hasta 3000kg. Mantenimiento y limpieza constante. Ruidoso. |
| Hidráulico |  | Control exacto de velocidad y parada. Permite manejar grandes cargas. | Costo mayor. Distribución en circuito cerrado |

Fuente: Autor

El tipo de módulo de control, puede ser semiautomático o automático, En la Tabla 3.7 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.


Tabla 3.7 Alternativas para el tipo de módulo de control

| OPCION | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|-----------------|---|---|
| Semi-automático | Permite que el operador controle el mecanismo. | Requiere de supervisión. Personal capacitado. |
| Automático | Eliminación de procesos manuales. Mayor precisión en el proceso. | Costos altos de componentes y mantenimiento. Paras prolongadas durante reparación. |

Fuente: Autor

El control propiamente dicho puede ser usando PLC o con micro controladores. En la Tabla 3.8 se enuncian las ventajas y desventajas de cada una.

Tabla 3.8 Alternativas para el accionamiento de módulo de control

| OPCION | ESQUEMA | VENTAJAS | DESVENTAJAS |
|---------------------|---|---|--|
| PLC |  | Son modulares y permiten fácil expansión. Reparaciones fáciles y rápidas | Costos altos. Uso en proyectos que no necesiten replicarse. |
| Micro controladores |  | Mayor velocidad de procesamiento. Adaptable a bajos presupuestos | Se debe tener conocimientos de programación. Desarrollos muy específicos. |

Fuente: Autor

3.1.2 MATRIZ DE CRITERIOS PONDERADOS.

Las alternativas expuestas se han valorado en función de varios criterios de ponderación, los cuales se detallan a continuación.

Tamaño: Se refiere al área que ocupa el dispositivo, puesto que existe una limitación dimensional que debe ser considerada en el diseño del sistema.

Funcionalidad: Se refiere al servicio que presta el dispositivo para cumplir con la actividad escogida y la calidad de esta.

Costo: Representa el valor monetario del dispositivo junto con su instalación y puesta en funcionamiento.

Montaje: Se refiere a la complejidad del ensamble del dispositivo y su requerimiento de mano de obra certificada.

Durabilidad: Representa la vida útil del dispositivo bajo condiciones normales de operación y mantenimiento.

Repuestos: Comprende la disponibilidad de obtener refacciones en el mercado local para dicho dispositivo.

En base a las alternativas expuestas del módulo de transporte su correspondiente valoración se muestra en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9 Matriz de selección para el módulo de transporte

| OPCIÓN | | Tamaño | Funcionalidad | Costo | Mantenimiento | Montaje | Durabilidad | Repuestos | TOTAL |
|---|----------------------|--------|---------------|-------|---------------|---------|-------------|-----------|-------|
| TIPO | Rodillos paralelos | 4 | 1 | 2 | 5 | 3 | 4 | 4 | 23 |
| | Banda textil | 3 | 3 | 4 | 2 | 3 | 2 | 5 | 22 |
| | Banda modular | 2 | 5 | 2 | 4 | 4 | 4 | 4 | 25 |
| ESTRUCTURA | Fija | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 30 |
| | Móvil | 2 | 3 | 1 | 3 | 3 | 3 | 4 | 19 |
| ACCIONAMIENTO | Motor reductor | 4 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 29 |
| | Motor a pasos | 4 | 2 | 2 | 2 | 3 | 4 | 2 | 19 |
| | Embrague de dientes. | 4 | 4 | 3 | 5 | 2 | 3 | 3 | 24 |
| Criterio de evaluación: Satisfactorio (5); Bueno(4); Medio (3); Malo (2); Insatisfactorio(1) | | | | | | | | | |

Fuente: Autor

En base a las alternativas expuestas del módulo de unión su correspondiente valoración se muestra en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Matriz de selección para el módulo de unión

| OPCIÓN | | Tamaño | Funcionalidad | Costo | Mantenimiento | Montaje | Durabilidad | Repuestos | TOTAL |
|---|---------------------|--------|---------------|-------|---------------|---------|-------------|-----------|-------|
| TIPO | Rodillo recubierto. | 5 | 5 | 2 | 4 | 5 | 3 | 3 | 27 |
| | Cilindros paralelos | 4 | 4 | 5 | 2 | 4 | 2 | 4 | 25 |
| | Placa térmica | 2 | 1 | 3 | 4 | 3 | 4 | 3 | 20 |
| ESTRUCTURA | Fija | 4 | 4 | 5 | 4 | 3 | 2 | 4 | 26 |
| | Móvil | 3 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 29 |
| ACCIONAMIENTO | Mecánico | 2 | 4 | 4 | 2 | 3 | 5 | 5 | 25 |
| | Neumático | 5 | 5 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 28 |
| | Hidráulico | 3 | 2 | 1 | 2 | 3 | 5 | 3 | 19 |
| Criterio de evaluación: Satisfactorio (5); Bueno(4); Medio (3); Malo (2); Insatisfactorio(1) | | | | | | | | | |

Fuente: Autor

En base a las alternativas expuestas del módulo de control su correspondiente valoración se muestra en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11 Matriz de selección para el módulo de control

| OPCIÓN | | Tamaño | Funcionalidad | Costo | Mantenimiento | Montaje | Durabilidad | Repuestos | TOTAL |
|---|-------------------|--------|---------------|-------|---------------|---------|-------------|-----------|-------|
| TIPO | Semi-automático | 4 | 5 | 3 | 3 | 4 | 3 | 3 | 25 |
| | Automático | 3 | 4 | 2 | 2 | 2 | 4 | 2 | 19 |
| ACCIONAMIENTO | PLC | 3 | 4 | 2 | 5 | 4 | 4 | 4 | 26 |
| | Micro controlador | 4 | 3 | 4 | 2 | 2 | 3 | 1 | 19 |
| Criterio de evaluación: Satisfactorio (5); Bueno(4); Medio (3); Malo (2); Insatisfactorio(1) | | | | | | | | | |

Fuente: Autor

Con relación a la ponderación de cada una de las alternativas, la propuesta de diseño para el sistema empalmador es la siguiente:

- Para el módulo de transporte se usará una banda modular de plástico, montada en una estructura fija y accionada por un motor reductor; con la posibilidad de usar un embrague electromagnético de dientes para una de las rampas.
- Para el módulo de unión se usará un rodillo con recubrimiento antiadherente, el cual estará ensamblado en una estructura móvil que la accionará un cilindro neumático perpendicular al área de empalme.
- Para el módulo de control, se usarán controladores programables, con sensores ópticos que formen un sistema semiautomático que permita la intervención humana sin que se comprometa la calidad del producto.

3.2 CÁLCULOS O MODELO OPERATIVO

3.2.1 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA ACTUAL.

Con el objetivo de determinar el comportamiento estático de la estructura de la máquina Roller Head, se extrajo la sección en la cual se va a montar el sistema empalmador, como se muestra en la Figura 3.2.

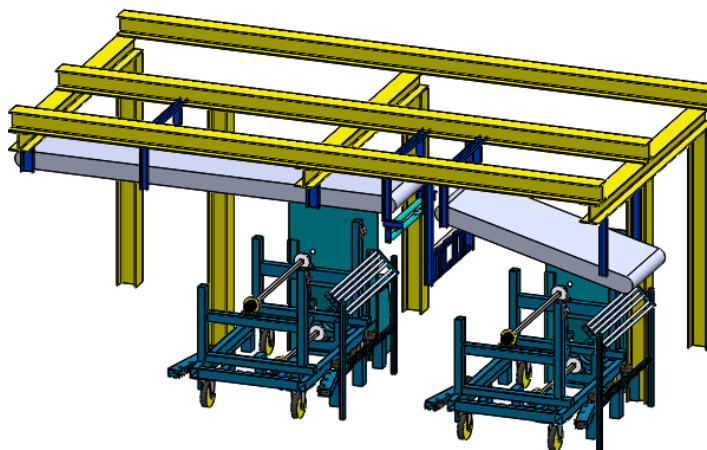


Figura 3.2 Estado actual de la sección de empalme.
Fuente: Autor

En la sección de la estructura que servirá de soporte para el sistema se aplicó una carga progresiva sobre las vigas longitudinales, para ver el comportamiento de estas y

establecer un límite de carga que pueda soportar dicha estructura, tal análisis se visualiza en la Figura 3.3.

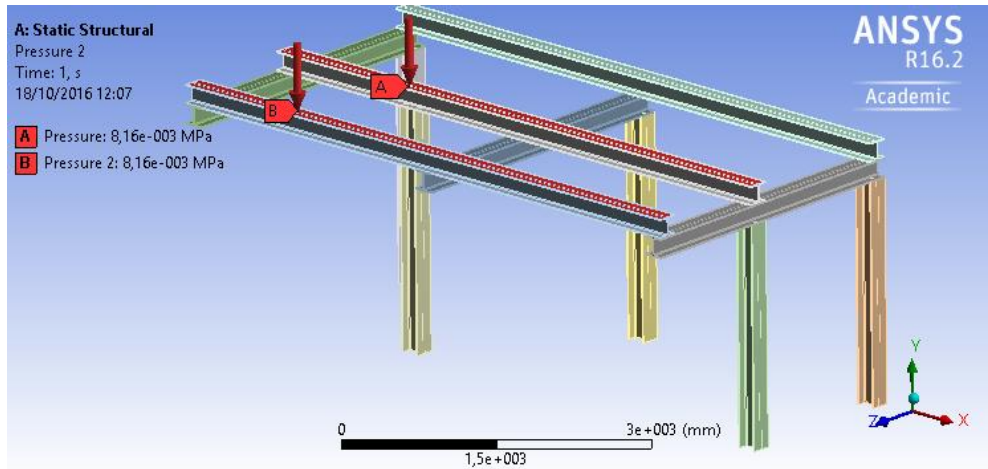


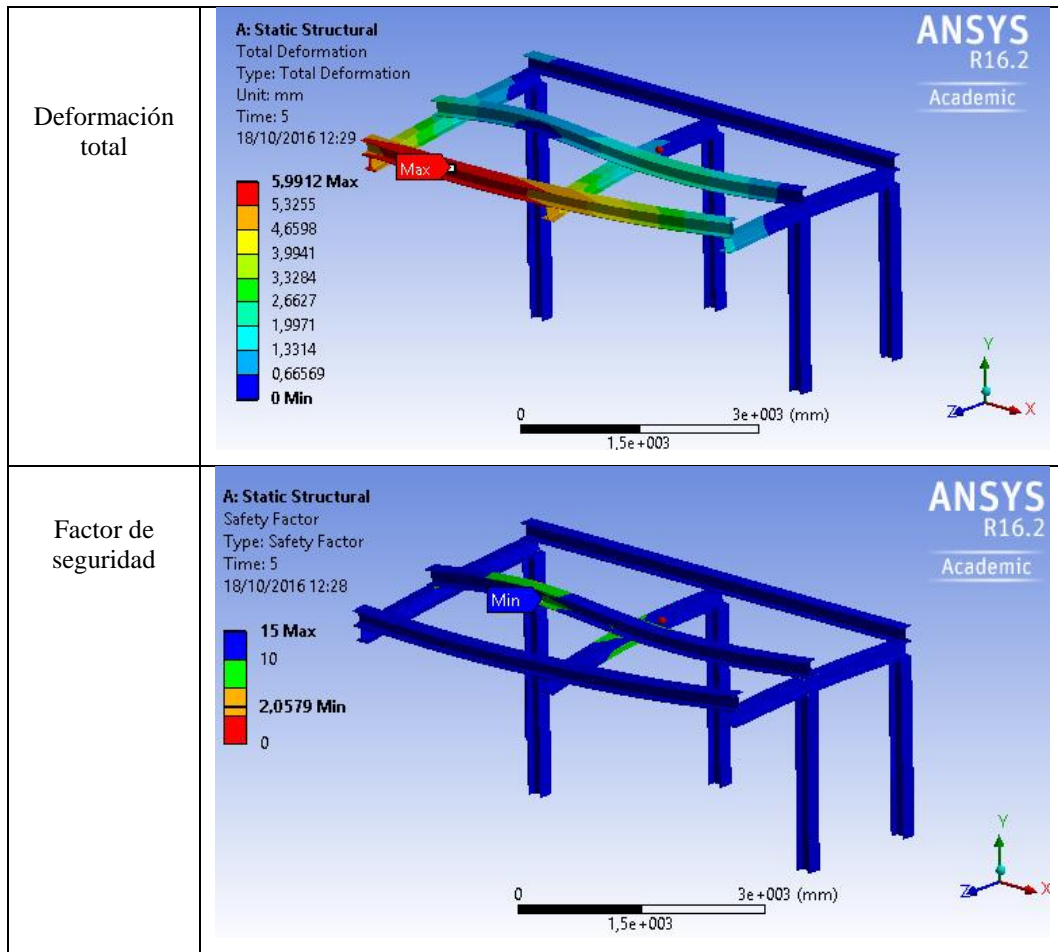
Figura 3.3 Aplicación de cargas en la estructura actual.

Fuente: Autor

Con la carga distribuida en las dos vigas y las columnas fijas al piso, el valor máximo evaluado fue de 5.2 Ton, delimitado por una deformación máxima de 6mm; la Tabla 3.12 muestra los resultados del análisis estructural.

Tabla 3.12 Resultados del análisis estático de la estructura actual.

| Resultado | Gráfico |
|-----------------------------------|---------|
| Esfuerzo equivalente de Von Mises | |



Fuente: Autor

Dado que la deformación máxima sería de 6 mm, el esfuerzo máximo de Von Mises es 121.48 MPa y el factor de seguridad más bajo es de 2.058; la estructura está en condiciones de resistir hasta una carga equivalente de 5.2 Ton, sin que esta implique una deformación excesiva o una falla del material. Las condiciones en las que se encuentra actualmente operando la estructura son muy inferiores a lo analizado, por tal motivo se procede a diseñar los elementos que se modificarán para luego verificar el comportamiento real de la estructura.

3.2.2 MÓDULO DE TRANSPORTE

3.2.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

La estructura es el soporte para los componentes del sistema y también le da la forma y dimensiones, por ese motivo debe cumplir con ciertos parámetros que permitan un correcto funcionamiento del mismo. Estos parámetros se detallan a continuación.

- Se utilizarán las vigas existentes de la máquina Roller Head como sustento para el sistema empalmador, sin que este añada cargas innecesarias que comprometan la estructura de la máquina.
- Se debe tener dos rampas para alimentación de material, las cuales deben ir sobre cada uno de los desenrolladores (Let Off) y desembocar en una banda transportadora a 2.3m de altura.
- Las rampas deben tener una inclinación máxima de 35° respecto a la horizontal y deben tener un tramo horizontal para evitar que el material resbale. El inicio de las rampas debe estar a una altura ergonómicamente correcta que no represente un sobreesfuerzo para el operario.
- Las rampas deben albergar a una banda modular de plástico de 900mm de ancho, con sus respectivas guías de desgaste, engranes de tracción, chumaceras y rodillos de retorno.
- La altura de levantamiento de la carga (Inner-Liner) debe estar comprendida entre la altura del codo y la cabeza del operario.
- La estructura debe ser compacta y fácil de instalar, sin uniones permanentes entre las vigas de soporte y el sistema.
- El espacio disponible para colocar todo el sistema empalmador tiene las siguientes dimensiones: altura 3.2 m; ancho 1.5 m y longitud 5.7m

En base a los requisitos dimensionales, físicos y de diseño, se realizó un boceto de la estructura del sistema, el cual se muestra en la Figura 3.4.

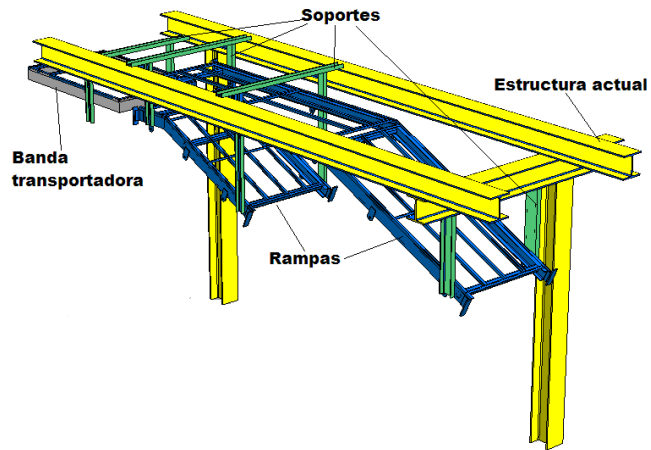


Figura 3.4 Estructura planteada para el módulo de transporte.
Fuente: Autor

Rampas para elevar el material: El sistema posee dos rampas, la primera ubicada sobre el primer Let-off tiene 25° de inclinación, un tramo horizontal de 350 mm; y un cambio de altura de 600 mm; su ancho es de 915 mm y se ubicará a 2.3 m del piso. La Figura 3.5, muestra el bosquejo.

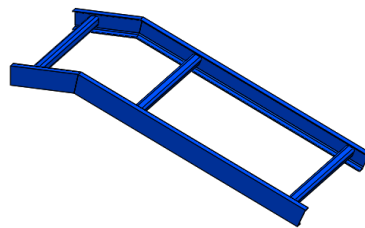


Figura 3.5 Rampa menor del módulo de transporte.
Fuente: Autor

La segunda rampa se colocará sobre el segundo Let-off a una altura de 2.6 m del piso, la cual tiene 25° de inclinación, un tramo horizontal de 2.5 m y un cambio de elevación de 860 mm; su ancho es de 915 mm, como se muestra en la Figura 3.6.

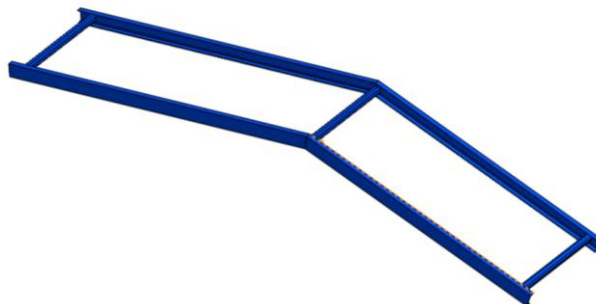


Figura 3.6 Rampa mayor del módulo de transporte.
Fuente: Autor

Soportes: Estarán ensamblados sobre el patín superior de las vigas de la Roller Head, con una longitud de 1.4 m y una separación entre los parantes de 930 mm. En la Figura 3.7 se ilustra la configuración de los soportes.

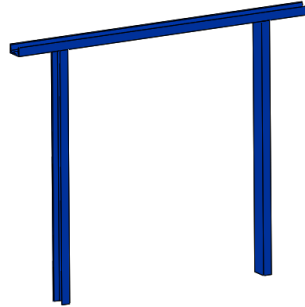


Figura 3.7 Soporte para rampas del módulo de transporte.
Fuente: Autor

3.2.2.2 ALTURA DE LEVANTAMIENTO DE CARGA

En la operación de empalme, los operarios deben colocar el rollo de Inner-Liner en la máquina desenrolladora (Let Off) y cargar la punta hasta la respectiva rampa, por lo cual es necesario determinar la altura recomendada para esta acción.

Considerando que el levantamiento se hace solamente al cargar un rollo de Inner-Liner y desde la altura del codo a la cabeza, la carga recomendada en la situación más desfavorable de esta zona es de 7 kg, según la Figura 3.8.

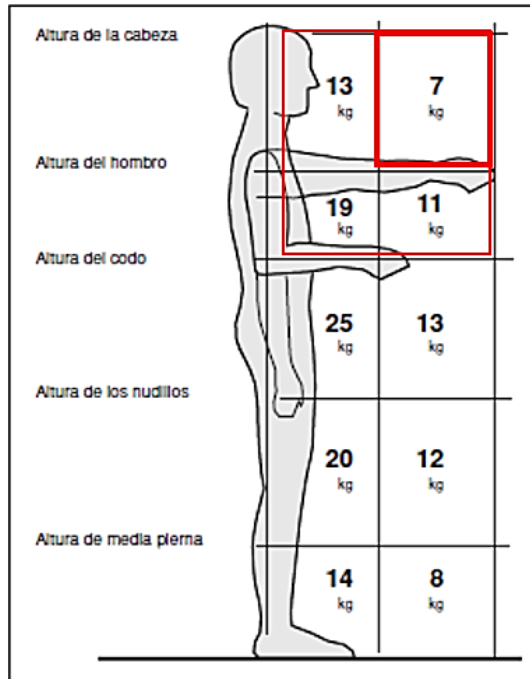


Figura 3.8 Peso teórico recomendado en función de la zona de manipulación.
Fuente: [16]

Aunque los levantamientos no sean permanentes, es preciso modificar este valor para asegurar que cualquier persona sea capaz de realizar dicha acción. El peso teórico de 7 kg se lo multiplica por un factor de 0.6, obteniéndose una carga de 4.2 kg. En el Anexo A se encuentran las características del Inner Liner, en el cual el peso mayor es de 2,541 kg/m.

3.2.2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE BANDA TRANSPORTADORA

Siguiendo el proceso del catálogo de Bandas INTRALOX descrito en el Capítulo II, se aplica el mismo independientemente en cada una de las rampas.

3.2.2.3.1 Determinación de datos para el cálculo.

Hay ciertos datos es necesario establecer para el sistema de banda transportadora y que son comunes para ambas rampas.

Carga del producto, M: Es el peso del material a transportar por metro cuadrado, este valor ha sido proporcionado por el Laboratorio de la empresa Continental Tire Andina

(Anexo A). Por tanto la carga máxima de un Inner-Liner en condiciones extremas es de 7 kg/m²

Peso de la banda, W, resistencia de la banda, BS y rango de temperaturas: El tipo de banda a utilizar es INTRALOX Flat Top serie 900 de polipropileno, cuyo peso según la Tabla 3.13 es de 4.69 kg/m², su resistencia es de 1040 kg/m y opera entre 1 a 104°C.

Tabla 3.13 Datos de banda Flat Top serie 900

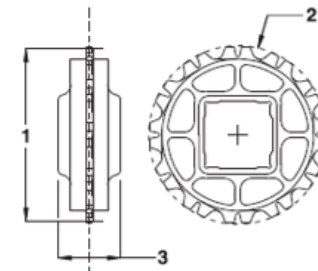
| Datos de la banda | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|---|------|-------------------------|-----------|---------------------------------|------|---------------------|-------------------|--|---------------------------------|----------------|----------------|----------------|
| Material de la banda | Material de las varillas estándar Ø 0,18 pulg. (4,6 mm) | BS | Resistencia de la banda | | Rango de temperatura (continuo) | | W | | Homologación: 1 = Blanco, 2 = Azul, 3 = Natural, 4 = Gris | | | | |
| | | | lb/pie | kg/m | °F | °C | lb/pie ² | kg/m ² | FDA (EE. UU.) | Lácteos Lácteos ^a | A ^b | J ^c | Z ^d |
| Polipropileno | Polipropileno | 700 | 1040 | 34 a 220 | 1 a 104 | 0,96 | 4,69 | • | | | • | • | • |
| Polietileno | Polietileno | 350 | 520 | -50 a 150 | -46 a 66 | 1,01 | 4,95 | • | | | • | • | • |
| Acetal | Polipropileno | 1480 | 2200 | 34 a 200 | 1 a 93 | 1,50 | 7,30 | • | | | • | | • |
| Acetal EC | Polipropileno | 800 | 1190 | 34 a 200 | 1 a 93 | 1,50 | 7,30 | | | | | | |
| Nilón HR ^f | Nilón | 1200 | 1790 | -50 a 240 | -46 a 116 | 1,40 | 6,80 | • | | | | | • |
| Nilón resistente a altas temperaturas | Nilón | 1200 | 1790 | -50 a 310 | -46 a 154 | 1,40 | 6,80 | • | | | | | • |
| Acetal ^g | Polietileno | 1000 | 1490 | -50 a 70 | -46 a 21 | 1,50 | 7,30 | • | | | | | • |

Fuente: [14]

Selección del tipo de engrane: Según recomendaciones y para estandarizar los engranes usados en la máquina, se seleccionó el engrane de acetal con 20 dientes y un agujero cuadrado de 40mm. Su diámetro de paso es 173 mm, el diámetro exterior es 178 mm y el ancho del cubo 38mm; la selección de estos datos se aprecia en la Tabla 3.14.

Tabla 3.14 Datos de engranes para bandas Serie 900

| Datos de engranajes ^a | | | | | | | | | | |
|------------------------------------|--------------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------|----------------------|------------------------|-------------------------------------|-----------------|----------------------------|--------------|
| No. de dientes (Acción poliédrica) | Diám. nom. de paso pulg. | Diám. nom. de paso mm | Diám. ext. nom. pulg. | Diám. ext. nom. mm | Diám. del cubo pulg. | Diám. nom. del cubo mm | Dimensiones disponibles de agujeros | | | |
| | | | | | | | Unidades anglosajonas | | Unidades métricas | |
| | | | | | | | pulg. redondas ^b | pulg. cuadradas | Redondos (mm) ^b | Cuadros (mm) |
| 6 (13,40%) | 2,1 ^c | 53 ^c | 2,2 | 56 | 0,75 | 19 | | 1,0 | | 25 |
| 9 (6,03%) | 3,1 | 79 | 3,2 | 81 | 1,0 | 25 | 1 | 1,0 | 25 | 25 |
| | | | | | | | | 1,5 | | 40 |
| 10 (4,89%) | 3,5 | 89 | 3,6 | 91 | 0,75 | 19 | | 1,0 | | 40 |
| | | | | | | | | 1,5 | | |
| 12 (3,41%) | 4,1 | 104 | 4,3 | 109 | 1,5 | 38 | 1 a 1-1/2 | 1,5 | 25 a 40 | 40 |
| | | | | | | | 1-15/16 a 2-3/16 | | 50 a 55 | |
| 17 (1,70%) | 5,8 | 147 | 5,9 | 150 | 1,5 | 38 | 1-3/16 a 1-1/2 | | 30 a 40 | |
| 18 (1,52%) | 6,1 | 155 | 6,3 | 160 | 1,5 | 38 | 1 a 1-1/2 | 1,5 | 25 a 40 | 40 |
| | | | | | | | 1-15/16 | 2,5 | 50 a 55 | 60 |
| | | | | | | | 1,0 | 25 | 2-3/16 | 65 |
| 20 (1,23%) | 6,8 | 173 | 7,0 | 178 | 1,5 | 38 | 1 a 1-1/2 | 1,5 | 25 a 40 | 40 |
| | | | | | | | 1-15/16 a 2-3/16 | 2,5 | 50 a 55 | 60 |
| | | | | | | | | | | 65 |



1 - Diámetro de paso
2 - Diámetro externo
3 - Ancho del cubo

Fuente: [14]

Coefficiente de fricción entre la guía de desgaste y la banda, Fw: La guía de desgaste es de polietileno de alta densidad (HDPE), con la banda de polipropileno se obtiene un coeficiente de fricción en seco de 0.11 como lo muestra la Tabla 3.15.

Tabla 3.15 Coeficiente de fricción entre la guía de desgaste y banda.

| Tabla 2 (F _w) COEFICIENTE DE FRICCIÓN DEL ARRANQUE ENTRE LA GUÍA DE DESGASTE Y LA BANDA | | | | | | | | | | |
|---|----------------------------------|-------|----------------------------|-------|-----------------|-------------------|-----------------|-------|-----------------|-------|
| MATERIAL DE LA GUÍA DE DESGASTE | MATERIALES ESTÁNDAR ^a | | | | | | | | | |
| | POLIPROPILENO | | | | POLIETILENO | | ACETAL | | ACETAL EC | |
| | SUPERFICIE LISA | | ABRASIVA ^b LISA | | SUPERFICIE LISA | | SUPERFICIE LISA | | SUPERFICIE LISA | |
| | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO |
| U.H.M.W.: | 0,11 | 0,13 | NR | NR | 0,24 | 0,32 ^c | 0,10 | 0,10 | 0,10 | 0,10 |
| H.D.P.E. | 0,09 | 0,11 | NR | NR | NR | NR | 0,09 | 0,08 | 0,09 | 0,08 |
| Nilón impregnado con molibdeno o silicona | 0,24 | 0,25 | 0,29 | 0,30 | 0,14 | 0,13 | 0,13 | 0,15 | 0,13 | 0,15 |
| Acero inoxidable o al carbono con acabado laminado en frío | 0,26 | 0,26* | 0,31 | 0,31* | 0,14 | 0,15* | 0,18 | 0,19* | 0,18 | 0,19* |

a. Para obtener información sobre materiales de aplicaciones especiales, consulte las páginas de datos correspondientes.
b. Según pruebas de Intralox.
c. Puede producirse un aumento del desgaste a velocidades de la banda superiores a 50 pies por minuto (15 metros/min).

Fuente: [14]

Coefficiente entre el producto transportado y la banda Fp: Para este factor se utilizó un material plástico, pues entre las opciones es el que más se asemeja a un elastómero, en la Tabla 3.16 el coeficiente Fp es de 0.17.

Tabla 3.16 Coeficiente de fricción en funcionamiento entre envase y banda

| Tabla 3 (F _p) COEFICIENTE DE FRICCIÓN EN FUNCIONAMIENTO ENTRE EL ENVASE Y LA BANDA ^a | | | | | | | | |
|---|----------------------------------|------|--------------------------|------|--------|------|-----------|------|
| MATERIAL DEL ENVASE | MATERIALES ESTÁNDAR ^b | | | | | | | |
| | POLIPROPILENO | | POLIETILENO ^c | | ACETAL | | ACETAL EC | |
| | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO | HÚMEDO | SECO |
| Vidrio | 0,18 | 0,19 | 0,08 | 0,09 | 0,13 | 0,14 | 0,13 | 0,14 |
| Acero | 0,26 | 0,32 | 0,10 | 0,13 | 0,13 | 0,13 | 0,19 | 0,20 |
| Plástico | 0,11 | 0,17 | 0,08 | 0,08 | 0,13 | 0,16 | 0,13 | 0,16 |
| Cartón | — | 0,21 | — | 0,15 | — | 0,18 | — | 0,18 |
| Aluminio | 0,40 | 0,40 | 0,20 | 0,24 | 0,33 | 0,27 | 0,33 | 0,27 |

Nota: Las bandas que funcionan en seco en un sistema transportador con acumulación de producto pueden, según la velocidad y el peso, desgastar una superficie dura de la banda, lo que podría incrementar de forma sustancial el coeficiente de fricción.

- a. Los valores de los factores de fricción dependen en gran medida de las condiciones ambientales. Un valor bajo en el intervalo de factores de fricción es un factor de fricción derivado experimentalmente para nuevas bandas en guías de desgaste nuevas. Sólo se debe utilizar este valor en los entornos más limpios o en lugares donde haya agua u otro agente lubricante. La mayoría de las aplicaciones tendrían que ajustarse basándose en las condiciones ambientales que rodean al transportador.
- b. Para obtener información sobre materiales de aplicaciones especiales, consulte las páginas de datos correspondientes.
- c. No se recomienda el uso de polietileno para el manejo de contenedores.

Fuente: [14]

Factor de servicio Sf: Se supone un arranque con carga aplicada gradualmente, arranque más de una vez por hora, a velocidades mayores a 30 m/min y en transportadores ascendentes tal cual se aprecia en la Figura 3.9, lo que representa un Sf=1.8.

| (SF) FACTOR DE SERVICIO | |
|--|-------------|
| Arranques sin carga, con carga aplicada gradualmente. | 1,0 |
| Arranques frecuentes bajo carga (más de una vez por hora) | AGREGAR 0,2 |
| A velocidades mayores de 100 FPM (pies por minuto) (30 metros/min) | AGREGAR 0,2 |
| Transportadores ascendentes | AGREGAR 0,4 |
| Transportadores por empuje | AGREGAR 0,2 |
| TOTAL | |

Nota: Para velocidades superiores a los 50 pies/min (15 m/min) en transportadores que arrancan con acumulación de producto, se recomienda usar motores de arranque suave.

Figura 3.9 Factor de servicio de la banda.

Fuente: [14]

Factor de Temperatura T: En una banda de polipropileno cuyo trabajo se realiza con Inner- Liners a 35°C, la Figura 3.10 da un factor de 0.98.

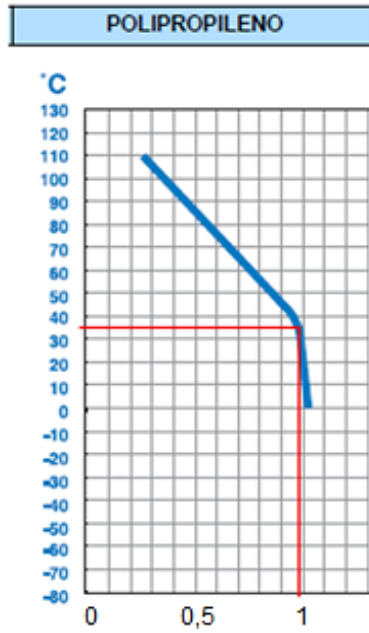


Figura 3.10 Factor de temperatura.
Fuente: [14]

Factor de Resistencia S: En bandas Flat Top Serie 900, cuando el transportador usa engranes de 20 dientes y opera a una velocidad de 35m/min, para la rampa pequeña la longitud total es de 11.72 m ($V/L= 2.99$) y para la rampa grande esta longitud es de 4.6 m ($V/L= 7.6$). Lo que nos da factores de 0.9 y 0.6 respectivamente, como se aprecia en la Figura 3.11.

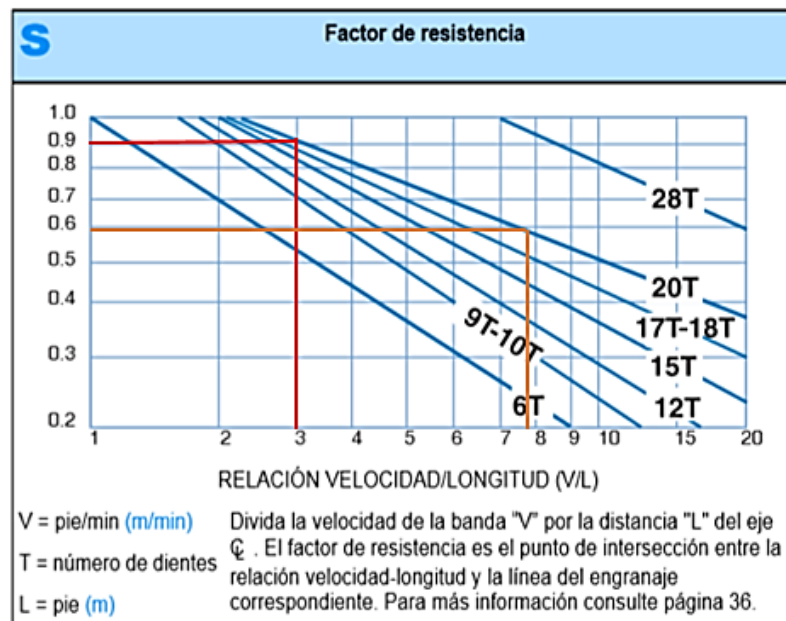


Figura 3.11 Factor de resistencia para bandas Serie 900.
Fuente: [14]

Los datos calculados y extraídos del modelo previo de la estructura, se resumen en la Tabla 3.17 expuesta a continuación.

Tabla 3.17 Datos para dimensionamiento de los transportadores.

| Ítem | Abreviatura | Unidades | Rampa menor | Rampa mayor |
|---|-------------|-------------------|-------------|-------------|
| Carga del producto | M | kg/m ² | 7 | 7 |
| Peso de la banda | W | kg/m ² | 4.69 | 4.69 |
| Resistencia de la banda | BS | kg/m | 1040 | 1040 |
| Coefficiente de fricción entre la guía de desgaste y la banda | Fw | - | 0.11 | 0.11 |
| Coefficiente entre el producto transportado y la banda | Fp | - | 0.17 | 0.17 |
| Longitud transportador | L | m | 11.72 | 4.6 |
| Cambio de altura del transportador | H | m | 0.6 | 0.86 |
| Velocidad de la banda | V | m/min | 35 | 35 |
| Factor de servicio | Sf | - | 1.8 | 1.8 |
| Factor de Temperatura | T | - | 0.98 | 0.98 |
| Factor de Resistencia | S | - | 0.9 | 0.6 |
| Ancho de la banda | B | mm | 914 | 914 |
| Largo del eje | Ls | mm | 975 | 975 |
| Diámetro de paso del engrane | PD | mm | 173 | 173 |

Fuente: Autor

3.2.2.3.2 Potencia de accionamiento rampa menor.

Con los datos para el cálculo, se inicia con la rampa menor. En primer lugar se calcula la carga con producto acumulado, M_p , usando la Ecuación 1:

$$M_p = M * F_p * \frac{\text{porcentaje del area de la banda acumulada}}{100} \quad (1)$$

$$M_p = 7 * 0.17 * \frac{10}{100}$$

$$M_p = 0.119 \text{ kg/m}^2$$

La Ecuación 2 permite determinar la carga de Tensión de la banda o Tracción de la banda, B_p , en la rampa menor se le acopla también el tramo del transportador que está a la misma altura, por lo que su longitud total es de 11.72 m.

$$BP = [(M + 2W) * Fw + Mp] * L + (M * H) \quad (2)$$

$$BP = [(7 + 2 * 4.69) * 0.11 + 0.119] * 11.72 + (7 * 0.6)$$

$$BP = [(16.38) * 0.11 + 0.119] * 11.72 + 4.2$$

$$BP = 26.71 \text{ kg/m}$$

El ajuste de la tracción calculada a las condiciones reales de servicio se realiza aplicando la Ecuación 3, pues este no es un transportador de empuje.

$$ABP = BP * Sf \quad (3)$$

$$ABP = 26.71 * (1 + 0.2 + 0.2 + 0.4)$$

$$ABP = 48.08 \text{ kg/m}$$

La Ecuación 5 es la que se usa para calcular la resistencia permitida de la banda.

$$ABS = BS * T * S \quad (5)$$

$$ABS = 1040 * 0.98 * 0.9$$

$$ABS = 917.28 \text{ kg/m}$$

Hallado ABS, se compara con ABP con el fin de comprobar si la banda es suficientemente fuerte para la aplicación.

$$ABS > ABP \quad (6)$$

$$917.28 > 48.78 \text{ OK}$$

Con la Ecuación 9 se calcula el porcentaje de resistencia permitida de la banda ABSU, que no debe exceder del 75%.

$$ABSU = \frac{ABP}{ABS} * 100\% \quad (9)$$

$$ABSU = \frac{48.78}{917.28} * 100\%$$

$$ABSU = 5.32\% \text{ OK}$$

Puesto que la banda seleccionada es satisfactoria para esta aplicación y el porcentaje ABSU es menor a 75%, en la Tabla 3.18 se aprecia que el número de engranes mínimo es de 9, además se debe usar 7 guías de desgaste en el recorrido de ida y 4 en el retorno.

Tabla 3.18 Factor de resistencia para bandas Serie 900

| Referencia de cantidad de engranajes y soportes | | | | |
|--|------|--|--|---|
| Ancho de la banda ^a | | Número mínimo de engranajes por eje ^b | Guías de desgaste | |
| pulg. | mm | | Recorrido de ida | Recorrido de retorno |
| 2 | 51 | 1 | 2 | 2 |
| 4 | 102 | 1 | 2 | 2 |
| 6 | 152 | 2 | 2 | 2 |
| 7 | 178 | 2 | 3 | 2 |
| 8 | 203 | 2 | 3 | 2 |
| 10 | 254 | 3 | 3 | 2 |
| 12 | 305 | 3 | 3 | 2 |
| 14 | 366 | 5 | 4 | 3 |
| 15 | 381 | 5 | 4 | 3 |
| 18 | 408 | 5 | 4 | 3 |
| 18 | 457 | 5 | 4 | 3 |
| 20 | 508 | 5 | 5 | 3 |
| 24 | 610 | 7 | 5 | 3 |
| 30 | 762 | 9 | 6 | 4 |
| 32 | 813 | 9 | 7 | 4 |
| 36 | 914 | 9 | 7 | 4 |
| 42 | 1067 | 11 | 8 | 5 |
| 48 | 1219 | 13 | 9 | 5 |
| 54 | 1372 | 15 | 10 | 6 |
| 60 | 1524 | 15 | 11 | 6 |
| 72 | 1829 | 19 | 13 | 7 |
| 84 | 2134 | 21 | 15 | 8 |
| 96 | 2438 | 25 | 17 | 9 |
| 120 | 3048 | 31 | 21 | 11 |
| 144 | 3658 | 37 | 25 | 13 |
| Para otros anchos, use un número impar de engranajes: a un espaciado máximo de 4 pulg. (102 mm) de Ç Espaciado | | | Espaciado máximo de 6 pulg. (152 mm) de Ç Espaciado | Espaciado máximo de 12 pulg. (305 mm) de Ç Espaciado |

Fuente: [14]

De esta forma, dividiendo el ancho de la banda para el número de engranes (914 mm/9), se tiene que la separación máxima entre estos es de 101.6 mm que no excede el límite permitido.

Luego se hace una selección preliminar del eje, en este caso por conveniencia de mantenimiento y disponibilidad de engranes en bodega se escogió un eje cuadrado de 40mm en Acero al carbono cuyo peso es de 12.55 kg/m, además para este caso el momento de inercia I es 213300 mm⁴ y el módulo de elasticidad E es 210000 kg/mm². Los valores se encuentran en la Tabla 3.19.

Tabla 3.19 Datos del eje según el material y dimensiones.

| EJE B DATOS | (Q) PESO DEL EJE, lb/pie (kg/m) | | | I MOMENTO DE INERCIA pulg. ⁴ (mm ⁴) |
|---|---------------------------------|----------------------|----------------------|--|
| | ALUMINIO | ACERO AL CARBONO | ACERO INOXIDABLE | |
| 5/8 PULG. CUADRADAS | 0,46 | 1,33 ^a | 1,33 ^a | 0,013 |
| 1 PULG. CUADRADA | 1,17 ^a | 3,40 ^a | 3,40 ^a | 0,083 |
| 1,5 PULG. CUADRADAS | 2,64 ^a | 7,65 ^a | 7,65 ^a | 0,42 |
| 2,5 PULG. CUADRADAS | 7,34 | 21,25 ^a | 21,25 ^a | 3,25 |
| 3,5 PULG. CUADRADAS | 14,39 | 41,60 ^a | 41,60 | 12,50 |
| 25 mm CUADRADOS | (1,699) | (4,920) ^b | (4,920) ^b | (32,550) |
| 40 mm CUADRADOS | (4,335) | (12,55) ^b | (12,55) ^b | (213,300) |
| 60 mm CUADRADOS | (10,05) | (29,11) ^b | (29,11) ^b | (1,080,000) |
| 65 mm CUADRADOS | (11,79) | (34,16) ^b | (34,16) ^b | (1,487,600) |
| E MÓDULO DE ELASTICIDAD libras/pulg. ² (kg/mm ²) | 10,000,000 (7000) | 30,000,000 (21,100) | 28,000,000 (19,700) | |

Fuente: [14]

La Ecuación 10 simplifica el cálculo de la carga total del eje.

$$w = (ABP + Q) * B \quad (10)$$

$$w = (48.78 + 12.55) * 0.914$$

$$w = 56.06 \text{ kg}$$

En la deflexión, se toma en cuenta la geometría cuadrada del eje, el material es acero al carbono, su longitud es de 975 mm y los apoyos se ubican uno a cada extremo y por tanto se usa la Ecuación 11.

$$D = \frac{5}{384} * \frac{w * L_s^3}{E * I} \quad (11)$$

$$D = \frac{5}{384} * \frac{56.06 * 975^3}{213300 * 21100}$$

$$D = 0.15 \text{ mm OK}$$

La deflexión de 0.15 mm es menor al límite de 2.5 mm en transportadores unidireccionales, por lo que se calcula el par de torsión con la Ecuación 13.

$$T_o = ABP * B * \frac{PD}{2} \quad (13)$$

$$T_o = 48.78 * 0.914 * \frac{173}{2}$$

$$T_o = 3856.6 \text{ kg} * \text{mm OK}$$

El par de torsión de $3.86 * 10^3 \text{ kg} * \text{mm}$ es menor a la escala expuesta en la Figura 3.12 por lo que no representa un inconveniente, es más el eje de 40 mm de diámetro en acero al carbono es capaz de soportar $75 * 10^3 \text{ kg} * \text{mm}$ de torsión.

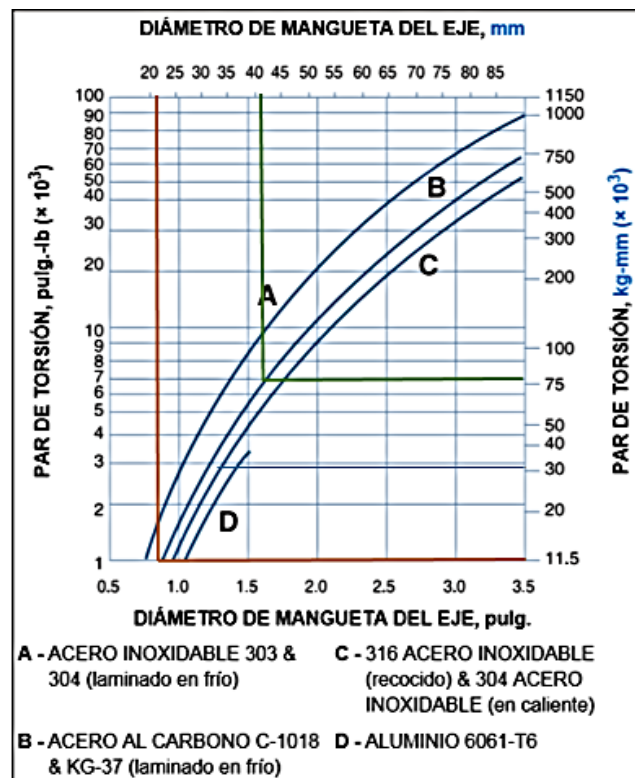


Figura 3.12 Par de torsión máximo recomendado del eje motriz.
Fuente: [14]

Dado que el eje resiste las condiciones y usando el par de torsión calculado se deduce la potencia de accionamiento de la banda con la Ecuación 15.

$$VATIOS = \frac{T_o * V}{3.06 * PD} \quad (15)$$

$$VATIOS = \frac{3856.6 * 35}{3.06 * 173}$$

$$VATIOS = 254.98 \text{ W}$$

Con las potencias de accionamiento en la rampa menor se procede a calcular la potencia del motor que lo va a poner en funcionamiento, pues es necesario considerar también las pérdidas mecánicas inherentes del sistema, las cuales están resumidas en la Figura 3.13.

| ELEMENTOS DE MAQUINARIA | PROMEDIO DE PÉRDIDAS DE EFICIENCIA MECÁNICA |
|--------------------------------------|---|
| Cojinetes de manguito comunes | Del 2% al 5% |
| Rodamientos | 1% |
| Reductores de engranajes: | |
| Engranajes helicoidales o rectos | |
| Reducción simple | 2% |
| Reducción doble | 4% |
| Reducción triple | 5% |
| Engranajes de tornillo sin fin | |
| Reducción simple | 5% |
| Reducción doble | Del 10% al 20% |
| Cadenas de rodillos | Del 3% al 5% |
| Bandas V | Del 2% al 4% |
| Sistemas de accionamiento hidráulico | (consulte al fabricante) |

Figura 3.13 Pérdidas de potencia en la rampa menor
Fuente: [14]

Las pérdidas constituyen un 6 % de la potencia, por lo que el motor deberá vencer esta resistencia y su potencia se calcula con la Ecuación 18.

$$VATIOS_{motor} = \frac{VATIOS}{100 - \text{pérdidas}} * 100 \quad (18)$$

$$VATIOS_{motor} = \frac{254.98}{100 - 6} * 100$$

$$VATIOS_{motor} = 271.26 \text{ W}$$

Este valor se usará para la selección de un sistema motriz, con base en las sugerencias del Departamento de Proyectos, se escogió un embrague de dientes para comunicar el movimiento del transportador principal a la rampa menor.

3.2.2.3.3 Potencia de accionamiento rampa mayor.

Para la rampa mayor se repite el mismo procedimiento hasta establecer la potencia de accionamiento. La carga con producto acumulado, M_p , es la misma de la rampa menor, es decir $M_p=0.119 \text{ kg/m}^2$ la cual se reemplaza en la Ecuación 2 para determinar la carga de Tensión de la banda o Tracción de la banda, BP:

$$\begin{aligned}BP &= [(M + 2W) * Fw + M_p] * L + (M * H) & (2) \\BP &= [(7 + 2 * 4.69) * 0.11 + 0.119] * 4.6 + (7 * 0.86) \\BP &= [(16.38) * 0.11 + 0.119] * 4.6 + 6.02 \\BP &= 14.86 \text{ kg/m}\end{aligned}$$

El ajuste de la tracción calculada a las condiciones reales de servicio se realiza aplicando la Ecuación 3, pues este tampoco es un transportador de empuje.

$$\begin{aligned}ABP &= BP * Sf & (3) \\ABP &= 14.86 * (1 + 0.2 + 0.2 + 0.4) \\ABP &= 26.74 \text{ kg/m}\end{aligned}$$

Luego con la Ecuación 5 se calcula la resistencia permitida de la banda, ABS.

$$\begin{aligned}ABS &= BS * T * S & (5) \\ABS &= 1040 * 0.98 * 0.6 \\ABS &= 611.52 \text{ kg/m}\end{aligned}$$

Hallado ABS, se compara con ABP con el fin de comprobar si la banda es suficientemente fuerte para la aplicación.

$$\begin{aligned}ABS &> ABP & (6) \\611.52 &> 26.74 \text{ OK}\end{aligned}$$

Con la Ecuación 9 se calcula el porcentaje de resistencia permitida de la banda ABSU, que no debe exceder del 75%.

$$ABSU = \frac{ABP}{ABS} * 100\% \quad (9)$$

$$ABSU = \frac{26.74}{611.52} * 100\%$$

$$ABSU = 4.37\% \text{ OK}$$

Puesto que la banda seleccionada es satisfactoria para esta aplicación y el porcentaje ABSU es menor a 75%, se usa el mismo número de engranes en ambas rampas como lo indica la Tabla 3.18. Y así la separación máxima entre estos es de 101.6 mm que no excede el límite permitido de 152 mm.

En la selección del eje se toma el mismo eje cuadrado de 40 mm en Acero al carbono cuyo peso es de 12.55 kg/m, su momento de inercia I es 213300 mm⁴ y el módulo de elasticidad E es 210000 kg/mm². Estos valores se encuentran en la Tabla 3.19 usada en la rampa menor y se reemplazan en la Ecuación 10 para determinar la carga total del eje.

$$w = (ABP + Q) * B \quad (10)$$

$$w = (26.74 + 12.55) * 0.914$$

$$w = 35.91 \text{ kg}$$

Después se calcula la deflexión, que toma en cuenta la geometría cuadrada del eje, el material es acero al carbono, su longitud es de 975 mm y los apoyos se ubican uno a cada extremo y por tanto se usa la Ecuación 11.

$$D = \frac{5}{384} * \frac{w * L_s^3}{E * I} \quad (11)$$

$$D = \frac{5}{384} * \frac{35.91 * 975^3}{213300 * 21100}$$

$$D = 0.096 \text{ mm}$$

La deflexión de 0.096 mm es menor al límite de 2.5 mm en transportadores unidireccionales, por lo que se calcula el par de torsión con la Ecuación 13.

$$T_o = ABP * B * \frac{PD}{2} \quad (13)$$

$$T_o = 26.74 * 0.914 * \frac{173}{2}$$

$$T_o = 2114.09 \text{ kg} * \text{mm OK}$$

Tal como sucedió con la rampa menor, el par de torsión de $2.11 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{mm}$ es menor a la escala expuesta en la Figura 3.12 por lo que no representa un inconveniente y el eje de 40 mm de diámetro en acero al carbono es capaz de soportar $75 \cdot 10^3 \text{ kg}\cdot\text{mm}$ de torsión.

Dado que el eje resiste las condiciones y usando el par de torsión calculado se deduce la potencia de accionamiento de la banda con la Ecuación 15.

$$VATIOS = \frac{To * V}{3.06 * PD} \quad (15)$$

$$VATIOS = \frac{2114.09 * 35}{3.06 * 173}$$

$$VATIOS = 139.77 \text{ W}$$

Con las potencias de accionamiento en la rampa mayor se procede a calcular la potencia del motor que lo va a poner en funcionamiento, pues es necesario considerar también las pérdidas mecánicas inherentes del sistema, las cuales están resumidas en la Figura 3.14.

| ELEMENTOS DE MAQUINARIA | PROMEDIO DE PÉRDIDAS DE EFICIENCIA MECÁNICA |
|--------------------------------------|--|
| Cojinetes de manguito comunes | Del 2% al 5% |
| Rodamientos | 1% |
| Reductores de engranajes: | |
| Engranajes helicoidales o rectos | |
| Reducción simple | 2% |
| Reducción doble | 4% |
| Reducción triple | 5% |
| Engranajes de tornillo sin fin | |
| Reducción simple | 5% |
| Reducción doble | Del 10% al 20% |
| Cadenas de rodillos | Del 3% al 5% |
| Bandas V | Del 2% al 4% |
| Sistemas de accionamiento hidráulico | (consulte al fabricante) |

Figura 3.14 Pérdidas de potencia en la rampa mayor.
Fuente: [14]

Las pérdidas constituyen un 10 % de la potencia, por lo que el motor deberá vencer esta resistencia y su potencia se calcula con la Ecuación 18.

$$VATIOS_{motor} = \frac{VATIOS}{100 - \text{p\u00e9rdidas}} * 100 \quad (18)$$

$$VATIOS_{motor} = \frac{139.77}{100 - 10} * 100$$

$$VATIOS_{motor} = 155.30 \text{ W}$$

Este valor de 155.3 W, es equivalente a 0.21 Hp, lo que determina que el motor con su caja reductora debe proporcionar una potencia mayor o igual a 0.25 Hp. En el Anexo D se muestra las especificaciones del motorreductor c\u00f3nico Marca SEW Modelo KAZ97 DRP160S4BE11/TF/EG7C/V que se va a usar en esta aplicaci\u00f3n.

3.2.2.3.4 Determinaci\u00f3n de la curva catenaria

Para establecer el exceso de banda requerido y la tensi\u00f3n creada por la banda colgante en cada una de las rampas, en transportadores cuyos rodillos de retorno est\u00e1n separados menos de 1.8 m, el fabricante recomienda un valor de catenaria (S) de hasta 102 mm (4"). La Figura 3.15 muestra las distancias en mil\u00edmetros entre los rodillos de retorno de la rampa menor.

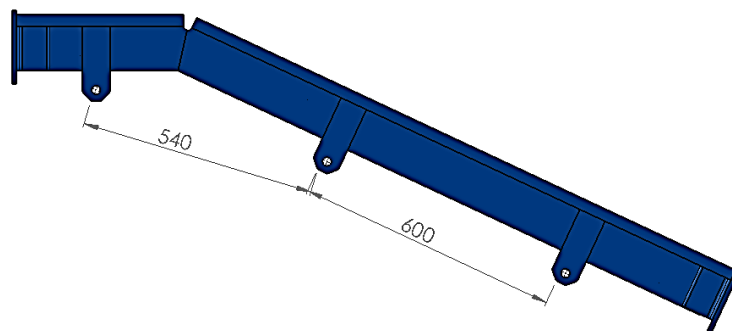


Figura 3.15 Separaci\u00f3n de rodillos en rampa menor
Fuente: Autor

Usando la Ecuaci\u00f3n 19 se establece el exceso de banda en cada secci\u00f3n de dicha rampa.

$$x = \frac{2.66 * s^2}{D} \quad (19)$$

$$x_1 = \frac{2.66 * 0.102^2}{0.54} = 0.051 \text{ m}$$

$$x_2 = \frac{2.66 * 0.102^2}{0.6} = 0.046 \text{ m}$$

Es necesario sumar los valores de cada sección para determinar la longitud extra de banda en la rampa menor, esta equivale a 0.097 m (97 mm) que ayudarán a que el sistema funcione con holgura. Mientras que la tensión de la banda colgante en cada sección de la misma rampa se obtiene usando la Ecuación 20, para lo cual el peso de banda W, es de 4.69 kg/m².

$$T = \frac{d^2 * W}{8000 * s} \quad (20)$$

$$T_1 = \frac{540^2 * 4.69}{8000 * 102} = 1.676 \text{ kg/m}$$

$$T_2 = \frac{600^2 * 4.69}{8000 * 102} = 2.069 \text{ kg/m}$$

La rampa mayor se muestra en la Figura 3.16, en la que se aprecia las distancias en milímetros entre secciones de los rodillos de retorno.

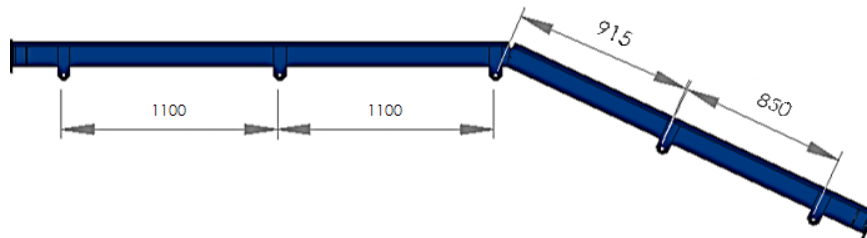


Figura 3.16 Separación de rodillos en rampa mayor
Fuente: Autor

Usando la Ecuación 19 se establece el exceso de banda en cada sección independiente de dicha rampa, para luego sumarlos y determinar el valor en toda la rampa.

$$x = \frac{2.66 * s^2}{D} \quad (19)$$

$$x_1 = \frac{2.66 * 0.102^2}{1.1} = 0.025 \text{ m}$$

$$x_2 = \frac{2.66 * 0.102^2}{0.915} = 0.030 \text{ m}$$

$$x_3 = \frac{2.66 * 0.102^2}{0.85} = 0.033 \text{ m}$$

La longitud extra de banda en la rampa mayor equivale a 0.113 m (113 mm) que ayudarán a que el sistema funcione con holgura. De igual forma usando la Ecuación 20 se obtiene la tensión de la banda colgante en cada sección de la misma rampa, con el peso W de 4.69 kg/m².

$$T = \frac{d^2 * W}{8000 * s} \quad (20)$$

$$T_1 = \frac{1100^2 * 4.69}{8000 * 102} = 6.955 \text{ kg/m}$$

$$T_2 = \frac{915^2 * 4.69}{8000 * 102} = 4.812 \text{ kg/m}$$

$$T_3 = \frac{850^2 * 4.69}{8000 * 102} = 4.153 \text{ kg/m}$$

La tensión de banda mayor es de 6.955 kg/m lo que significa que en la parte horizontal del recorrido de retorno, la banda se tracciona contribuyendo a que esta se dilate, pero este fenómeno no afectará el normal funcionamiento de la rampa a menos que no se haga un correcto mantenimiento.

3.2.2.3.5 Tamaño del Embrague

En la rampa menor se puede obviar el uso de un motorreductor, si se conecta esta rampa al transportador de los Liners; para ello se usa un embrague electromagnético de dientes que se acoplará cuando sea necesario. El par dinámico que se necesita para escoger un embrague se calcula usando la Ecuación 21, y para ello la velocidad de 35m/min se transforma en una velocidad angular de 64.4 rpm.

$$Md = 9550 * \frac{P}{n} \quad (21)$$

$$Md = 9550 * \frac{0.271 \text{ kW}}{64.4 \text{ rpm}} * 3$$

$$Md = 40.19 \text{ Nm}$$

Para asegurar el acoplamiento se multiplica al par dinámico por un factor de seguridad, el cual se visualiza en la Tabla 3.20, para transportadores de banda con motor eléctrico.

Tabla 3.20 Factor de seguridad para selección del embrague de dientes.

| Tipo de máquina receptora | Tipo de máquina motriz | | | |
|--|------------------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| | Motor eléctrico | Motor explosión 4 ó 6 cilind. | Motor explosión 2 ó 3 cilind. | Motor explosion Monocilindr. |
| J muy reducido Bombas centrífugas, pequeños ventiladores, compresor centrífugo. | 1,5 | 1,8 | 2 | 2,5 |
| J pequeño Elevadores, Grandes ventiladores, Transportadores a cinta, Máquinas herramientas para madera y metal, Pequeña máquina textil. | 1,7 | 2 | 2,2 | 2,8 |
| J mediano Horno rotativo, montacargas, Mezcladoras, Cizalla, Máquina de estampar, Bomba y compresor de pistón, Afiladora, Máquina textil pesada, Molinos | 2 | 2,3 | 2,5 | 3,2 |
| J elevado y fuertes puntas de carga Palas, Pulidoras, Tractores, Laminadoras de metales ligeros, Trituradoras, Grandes ventiladores, Prensas de matrizar, Locomotoras, Bombas grandes de pistón, Grúas. | 2,5 | 2,7 | 3 | 3,5 |
| J muy elevado y fuertes puntas de carga Prensas de forjar, Compresor de pistón grande, Laminadoras para acero y caucho, Sierras alternativas, Rodillos transportadores, Limadoras, Bancos de estiraje, Plegadoras, Grandes trituradores, Calandras para papel, Centrifugadoras. | 3 | 3,2 | 3,5 | 4 |

Fuente: [15]

El factor de 1.7 nos da un nuevo par dinámico de 68.32 Nm con lo cual se escoge un embrague del catálogo Rudolph Huber Elektromagnet – Zahnkupplungen. En el Anexo C, se muestra que el tipo de embrague requerido es un MZ 10.000, cuyo diámetro interno es 30 mm.

3.2.2.4 CÁLCULO DE LOS SOPORTES

3.2.2.4.1 Cálculo del peso del sistema

El peso de la estructura con todos sus componentes, es necesario para determinar la fuerza que se aplicará en los soportes y verificar que esta no exceda el límite permitido. En la Tabla 3.21 se describe cada componente de la rampa menor con su respectiva masa, lo que suma 141.33 kg

Tabla 3.21 Masa de los componentes de la rampa menor

| Componente | Cantidad | Masa | Masa total [kg] |
|------------------------|----------|-----------|-----------------|
| Material (Inner-liner) | 1.8 m | 4.83kg/m | 8.69 |
| Estructura | 1 | 70.56 kg | 70.56 |
| Banda modular | 4.2 m | 4.29 kg/m | 18.00 |
| Engranés | 18 | 0.32 kg | 5.76 |
| Chumaceras | 4 | 1.64 kg | 6.56 |
| Ejes | 2 | 8.48 kg | 16.96 |
| Rodillos de retorno | 3 | 4.50 kg | 13.5 |
| Embrague | 1 | 1.30 kg | 1.30 |
| TOTAL | | | 141.33 |

Fuente: Autor

De igual manera en la Tabla 3.22 se describe cada componente de la rampa mayor con su respectiva masa, dando un total de 279.02 kg.

Tabla 3.22 Masa de los componentes de la rampa mayor.

| Componente | Cantidad | Masa /unidad | Masa total [kg] |
|------------------------|----------|--------------|-----------------|
| Material (Inner-liner) | 4.6 m | 4.83 kg/m | 22.20 |
| Estructura | 1 | 135.00 kg | 135.00 |
| Banda modular | 9.8 m | 4.29 kg/m | 42.04 |
| Engranés | 18 | 0.32 kg | 5.76 |
| Chumaceras | 4 | 1.64 kg | 6.56 |
| Ejes | 2 | 8.48 kg | 16.96 |
| Rodillos de retorno | 5 | 4.50 kg | 22.50 |
| Motor reductor | 1 | 28 kg | 28.00 |
| TOTAL | | | 279.02 |

Fuente: Autor

Los valores de masa de las rampas menor (141.33 kg) y mayor (279.02 kg), corresponden a valores de peso igual a 1385.03 N y 2734.4 N respectivamente.

3.2.2.4.2 Análisis estructural de los soportes:

Con los pesos calculados se elabora un diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Figura 3.17.

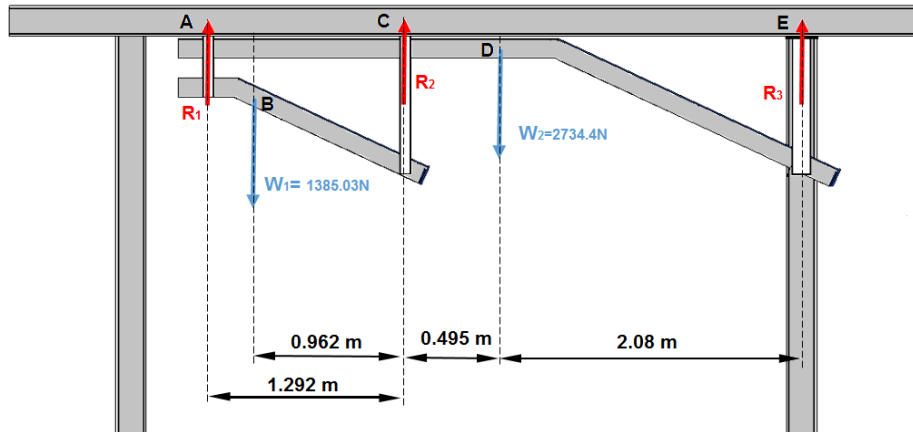


Figura 3.17 Diagrama de Fuerzas que actúan sobre el sistema
Fuente: Autor

Con este diagrama, se plantea las ecuaciones de equilibrio estático, con el objetivo de hallar la carga en cada soporte. Considerando que el valor de R_1 y R_2 es el mismo, pues ambas están sometidas a las mismas condiciones.

$$\sum F_y = 0$$

$$\begin{aligned} R_1 + R_2 + R_3 - W_1 - W_2 &= 0 \\ (R_1 + R_2) + R_3 &= 1385.03 + 2734.4 \\ R_3 &= 4119.43N - 2R \end{aligned} \quad (22)$$

$$\sum M_E = 0 \quad (23)$$

$$\begin{aligned} W_2(2.08) - R_2(2.575) + W_1(3.537) - R_1(3.867) &= 0 \\ 2734.4 * 2.08 + 1385.03 * 3.537 &= R(2.575 + 3.867) \\ R &= \frac{10586.4 N * m}{6.442 m} \end{aligned}$$

$$R = R_1 = R_2 = 1643.34 N$$

$$R_3 = 4119.43 N - 2(1643.34N)$$

$$R_3 = 832.75 \text{ N}$$

Halladas las reacciones en los soportes, se analiza la viga del soporte más crítico para comprobar que el perfil seleccionado (UPN 80) es el adecuado; en la Figura 3.18 se presenta las especificaciones del perfil.

| DENOMINACION | DIMENSIONES | | | | | | TIPOS | | | | | |
|--------------|-------------|---------|---------|---------|---------|-----------|----------------|----------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | h mm | s mm | g mm | t mm | R mm | R1 cm4 | SECCION cm2 | PESOS kg/mt | Ix cm4 | Iy cm4 | Wx cm3 | Wy cm3 |
| UPN 50 | 50 | 38 | 5.00 | 7.00 | 7.00 | 3.50 | 7.12 | 5.59 | 26.40 | 9.12 | 10.60 | 3.75 |
| UPN 65 | 65 | 42 | 5.50 | 7.50 | 7.50 | 4.00 | 9.03 | 7.09 | 57.50 | 14.10 | 17.70 | 5.07 |
| UPN 80 | 80 | 45 | 6.00 | 8.00 | 8.00 | 4.00 | 1.10 | 8.64 | 106.00 | 19.40 | 26.50 | 6.36 |
| UPN 100 | 100 | 50 | 6.00 | 8.50 | 8.50 | 4.50 | 13.50 | 10.60 | 206.00 | 29.30 | 41.20 | 8.49 |
| UPN 120 | 120 | 55 | 7.00 | 9.00 | 9.00 | 4.50 | 17.00 | 13.40 | 364.00 | 43.20 | 60.70 | 11.10 |
| UPN 140 | 140 | 60 | 7.00 | 10.00 | 10.00 | 5.00 | 20.40 | 16.00 | 605.00 | 62.70 | 86.40 | 14.80 |
| UPN 160 | 160 | 65 | 7.50 | 10.50 | 10.50 | 5.50 | 24.00 | 18.80 | 905.00 | 85.30 | 116.00 | 18.30 |
| UPN 180 | 180 | 70 | 8.00 | 11.00 | 11.00 | 5.50 | 28.00 | 22.00 | 1350.00 | 114.00 | 150.00 | 22.40 |
| UPN 200 | 200 | 75 | 8.50 | 11.50 | 11.50 | 6.00 | 32.20 | 25.30 | 1910.00 | 148.00 | 191.00 | 27.00 |
| UPN 220 | 220 | 80 | 9.00 | 12.50 | 12.50 | 6.50 | 37.40 | 29.40 | 2690.00 | 197.00 | 245.00 | 33.60 |
| UPN 240 | 240 | 85 | 9.50 | 13.00 | 13.00 | 6.50 | 42.30 | 33.20 | 3600.00 | 248.00 | 300.00 | 39.60 |
| UPN 260 | 260 | 90 | 10.00 | 14.00 | 14.00 | 7.00 | 48.30 | 37.90 | 4820.00 | 317.00 | 371.00 | 47.70 |
| UPN 300 | 300 | 100 | 10.00 | 16.00 | 16.00 | 8.00 | 58.80 | 46.20 | 8030.00 | 495.00 | 535.00 | 67.80 |

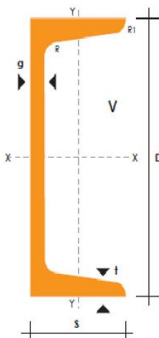


Figura 3.18 Especificaciones generales perfiles UPN
Fuente: [18]

Dado que las cargas aplicadas en los soportes actúan traccionando los elementos verticales, estas se transmiten de forma transversal a la viga, con un valor total de 1643.34 N que equivale a los valores de las reacciones R_1 y R_2 . La Figura 3.19 ilustra la simplificación del modelo de la viga, en la cual P_1 y P_2 tienen magnitud de 821.67 N cada una.

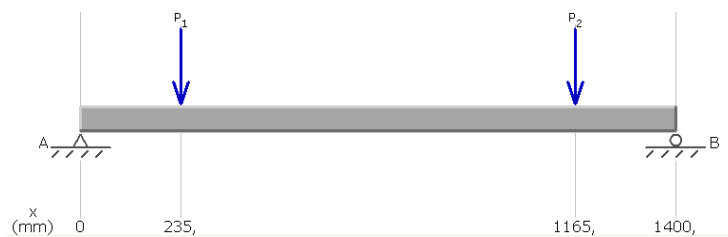


Figura 3.19 Diagrama de Fuerzas que actúan sobre la viga UPN
Fuente: Autor

Se puede tomar como una viga con soportes simples y cargas idénticas, por lo cual tanto las reacciones como las cargas y dos fuerzas cortantes tienen la misma magnitud pero distinta dirección.

Cargas

$$P_1 = P_2 = 821.67 \text{ N}$$

Reacciones

$$R_A = R_B = 821.67 \text{ N}$$

Cortantes

$$V_{AC} = R_A = 821.67 \text{ N}$$

$$V_{CD} = V_{AC} - P_1 = 0 \text{ N}$$

$$V_{DB} = V_{CD} - P_2 = -821.67 \text{ N}$$



Figura 3.20 Diagrama de Fuerzas cortantes que actúan sobre la viga UPN
Fuente: Autor

Momentos flectores

$$M_A = 821.67 * 0 = 0$$

$$M_C = 0 + 821.67 * 235 = 190392.45 \text{ Nmm}$$

$$M_D = 190392.45 + 0 * (1165 - 235) = 190392.45 \text{ Nmm}$$

$$M_B = 190392.45 + [-821.67 * (1400 - 1165)] = 0$$

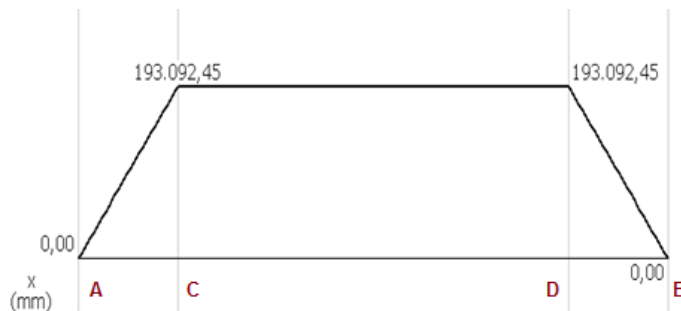


Figura 3.21 Diagrama de momentos flectores que actúan sobre la viga UPN
Fuente: Autor

Con el momento flector máximo de 190392.45 Nmm, se procede a calcular la deflexión mayor que presentará la viga, para lo cual se usa la Ecuación 24, pues es una viga con soportes simples y cargas idénticas.

$$y_{max} = \frac{M_{max}}{24 * E * I} * (4a^2 - 3l^2) \quad (24)$$

Donde:

y_{max} = Deflexión máxima (mm)

M_{max} = Momento flector máximo (N mm)

E=Módulo de elasticidad (MPa) = 200000 MPa

I=Momento de inercia en X (mm⁴) = 1060000 mm⁴

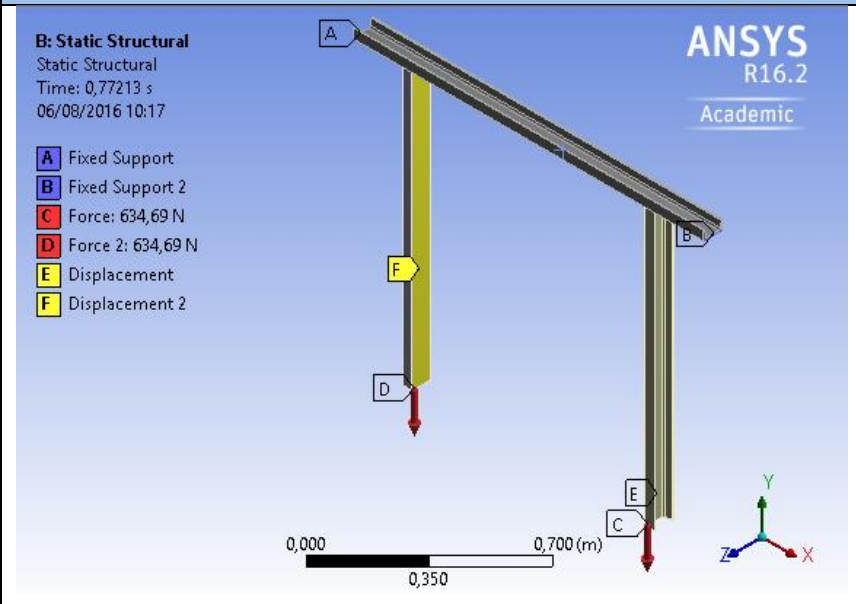
A= Distancia entre la fuerza y la reacción (mm) = 235 mm

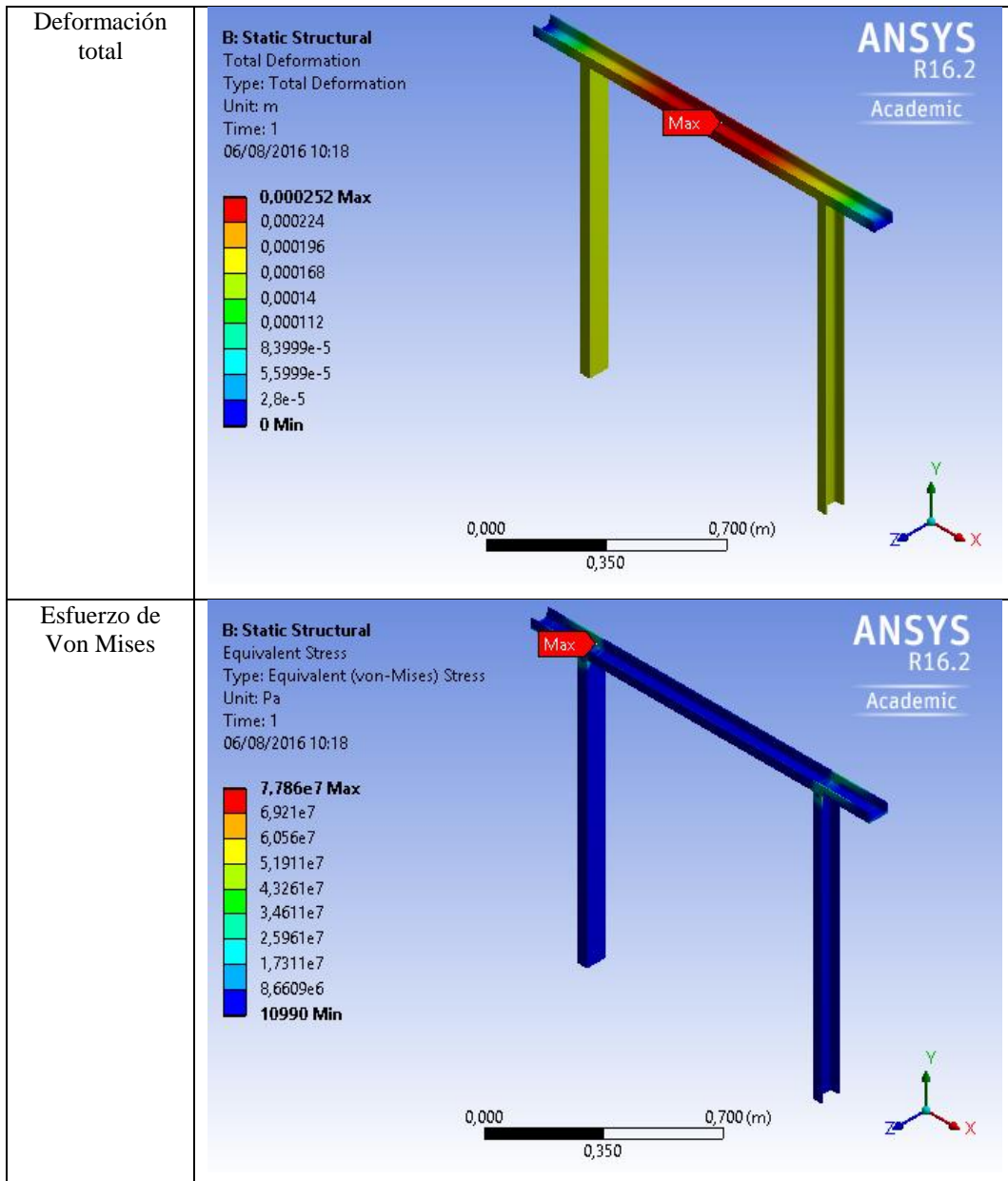
l= Largo de la viga (mm)= 1400 mm

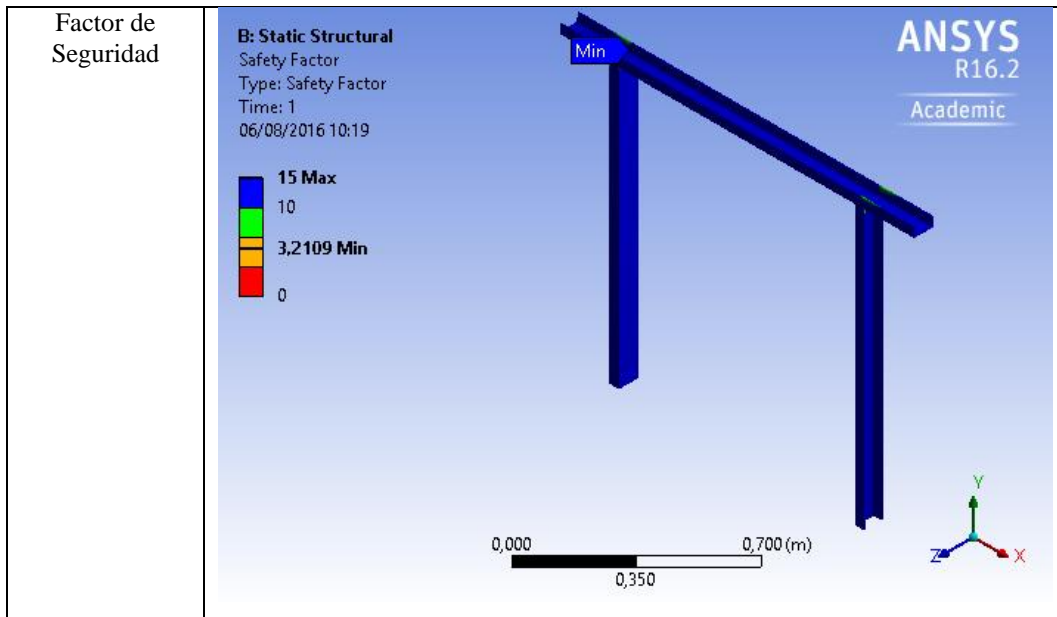
$$y_{max} = \frac{190392.45 Nmm}{24 * 200000 * 1060000} * (4 * 235^2 - 3 * 1400^2)$$
$$y_{max} = -0.242 \text{ mm}$$

La deflexión mayor se ubica en el centro de la viga con un valor de 0.242 mm, lo que no representa un inconveniente y el perfil UPN 80 cumple con las condiciones de trabajo. Para complementar el cálculo se simuló el soporte en un Programa de Elementos Finitos en la Tabla 3.23, se visualiza las condiciones iniciales de la simulación y sus resultados.

Tabla 3.23 Análisis estático del soporte mayor

| Descripción | Gráfico |
|----------------------|---|
| Condiciones de carga |  <p>B: Static Structural Static Structural Time: 0,77213 s 06/08/2016 10:17</p> <ul style="list-style-type: none">A Fixed SupportB Fixed Support 2C Force: 634,69 ND Force 2: 634,69 NE DisplacementF Displacement 2 <p>0,000 0,350 0,700 (m)</p> <p>ANSYS R16.2 Academic</p> |





Fuente: Autor

En la Tabla 3.23, el resultado de la simulación indica que la tensión de Von Mises más alta es de 77.86 MPa, para un límite elástico de 250 Mpa; por lo que el factor de seguridad para el soporte es de 3.21.

3.2.2.5 ANÁLISIS MODAL DE LOS ELEMENTOS.

Es necesario realizar un análisis modal a los soportes y las rampas porque estarán sujetas a vibraciones de los elementos móviles de la banda transportadora. Con el fin de evitar que el sistema entre en resonancia, se calculan las primeras frecuencias naturales de cada elemento y son comparadas con la frecuencia de giro de los engranes y rodillos de retorno.

3.2.2.5.1 Cálculo de la frecuencia de los engranes de tracción y rodillos de retorno.

La velocidad lineal de la banda es de 35 m/min, los engranes tienen un diámetro de paso equivalente a 173 mm, mientras que los rodillos de retorno son de 60 mm. Para determinar la frecuencia se usa la Ecuación 25.

$$Hz = \frac{Vl}{dp * \pi * 60} \quad (25)$$

Donde:

Hz= Frecuencia de giro (Hz)

VI= Velocidad lineal (m/min)

dp= Diámetro de paso (m)

Para los engranes

$$Hz_e = \frac{35}{0.173 * \pi * 60}$$
$$Hz_e = 1.073 \text{ Hz}$$

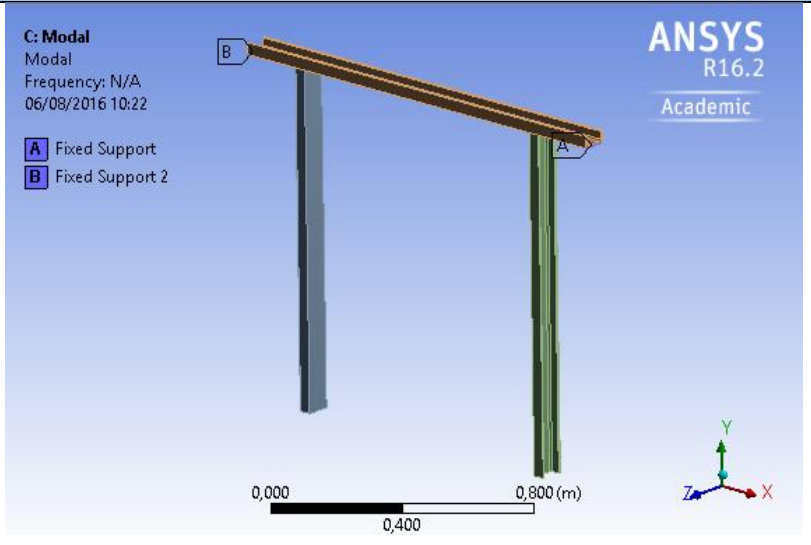
Para los rodillos

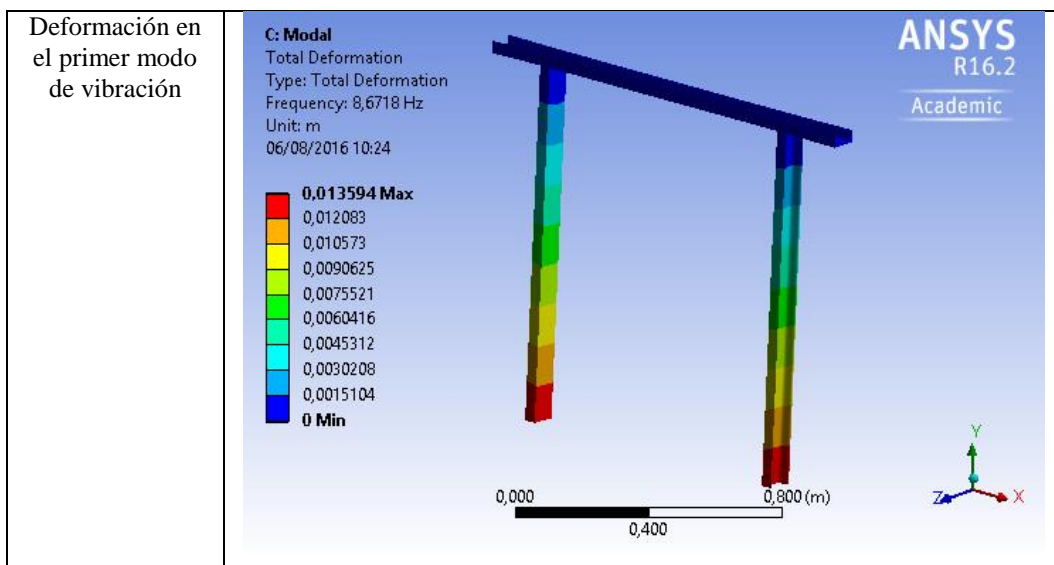
$$Hz_r = \frac{35}{0.06 * \pi * 60}$$
$$Hz_r = 3.095 \text{ Hz}$$

3.2.2.5.2 Análisis modal del soporte grande.

En la Tabla 3.24, se ilustra las condiciones iniciales y los resultados de dicho análisis.

Tabla 3.24 Análisis modal del soporte grande.

| Descripción | Gráfico |
|----------------------|--|
| Condiciones de carga |  |



Fuente: Autor

Las frecuencias naturales obtenidas del soporte grande y los errores porcentuales de estas con relación a las frecuencias de los engranes y rodillos están compiladas en la Tabla 3.25

Tabla 3.25 Frecuencias naturales del soporte grande

| Modo | Frecuencia [Hz] | % Error con 1.073Hz | % Error con 3.095Hz |
|------|-----------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 8.6718 | -708.18 | -180.19 |
| 2 | 11.224 | -946.04 | -262.65 |
| 3 | 15.609 | -1354.71 | -404.33 |
| 4 | 20.426 | -1803.63 | -559.97 |
| 5 | 57.307 | -5240.82 | -1751.60 |
| 6 | 94.021 | -8662.44 | -2937.84 |
| 7 | 109.26 | -10082.67 | -3430.21 |
| 8 | 110.31 | -10180.52 | -3464.14 |
| 9 | 139.42 | -12893.48 | -4404.68 |
| 10 | 14084 | -13025.82 | -4450.57 |
| 11 | 161.93 | -14991.33 | -5131.99 |

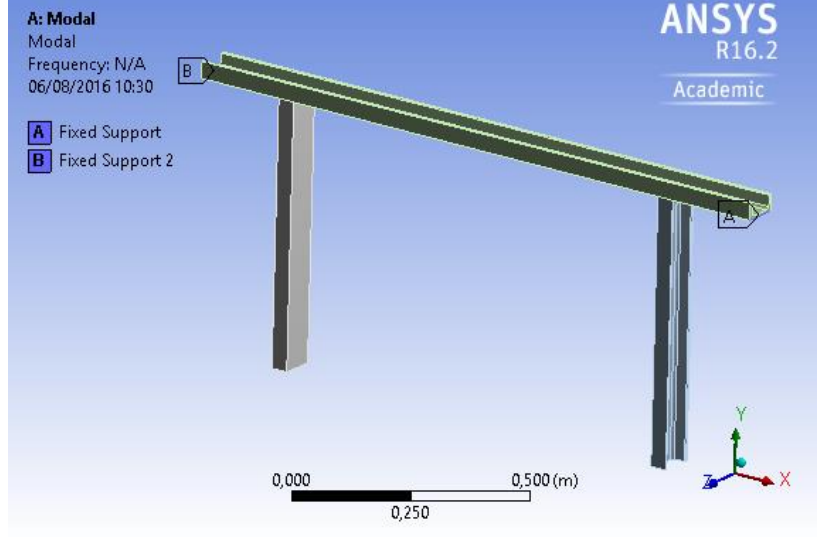
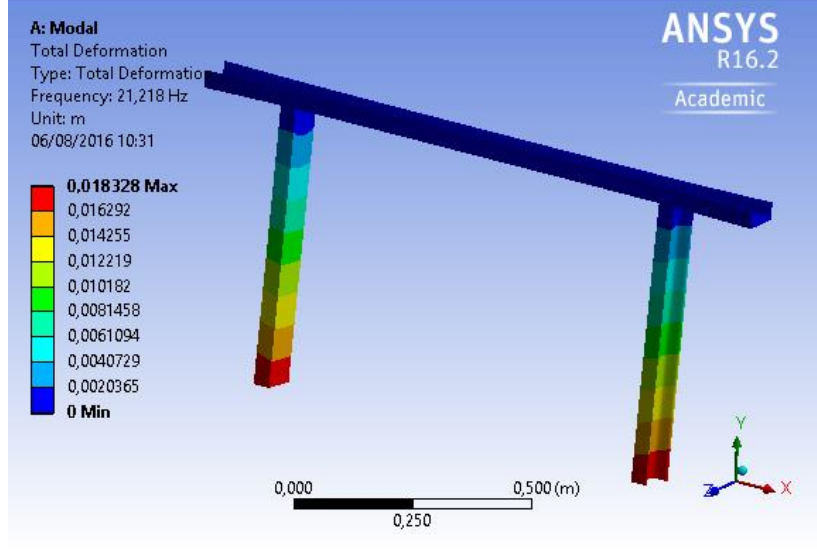
Fuente: Autor

En vista de que los errores porcentuales son muy grandes, las frecuencias halladas en el soporte grande difieren a las frecuencias de giro de los engranes y rodillos, por lo que este no entrará en resonancia.

3.2.2.5.3 Análisis modal del soporte chico.

En la Tabla 3.26, se ilustra las condiciones iniciales y los resultados de dicho análisis.

Tabla 3.26 Análisis modal del soporte chico.

| Descripción | Gráfico |
|--|--|
| Condiciones de carga |  <p>A: Modal Modal Frequency: N/A 06/08/2016 10:30</p> <p>A Fixed Support B Fixed Support 2</p> <p>ANSYS R16.2 Academic</p> <p>0,000 0,250 0,500 (m)</p> |
| Deformación en el primer modo de vibración |  <p>A: Modal Total Deformation Type: Total Deformation Frequency: 21,218 Hz Unit: m 06/08/2016 10:31</p> <p>0,018328 Max 0,016292 0,014255 0,012219 0,010182 0,0081458 0,0061094 0,0040729 0,0020365 0 Min</p> <p>ANSYS R16.2 Academic</p> <p>0,000 0,250 0,500 (m)</p> |

Fuente: Autor

Las frecuencias naturales obtenidas del soporte chico y los errores porcentuales de estas con relación a las frecuencias de los engranes y rodillos están compiladas en la Tabla 3.27

Tabla 3.27 Frecuencias naturales del soporte chico.

| Modo | Frecuencia [Hz] | % Error con 1.073Hz | % Error con 3.095Hz |
|------|-----------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 21.218 | -1877.45 | -585.56 |
| 2 | 27.785 | -2489.47 | -797.74 |
| 3 | 34.621 | -3126.56 | -1018.61 |
| 4 | 59.802 | -5473.35 | -1832.21 |
| 5 | 91.56 | -8433.08 | -2858.32 |
| 6 | 123.61 | -11420.04 | -3893.86 |
| 7 | 161.19 | -14922.37 | -5108.08 |
| 8 | 215.76 | -20008.11 | -6871.24 |
| 9 | 220.23 | -20424.70 | -7015.67 |
| 10 | 256.74 | -23827.31 | -8195.32 |
| 11 | 320.59 | -29777.91 | -10258.32 |

Fuente: Autor

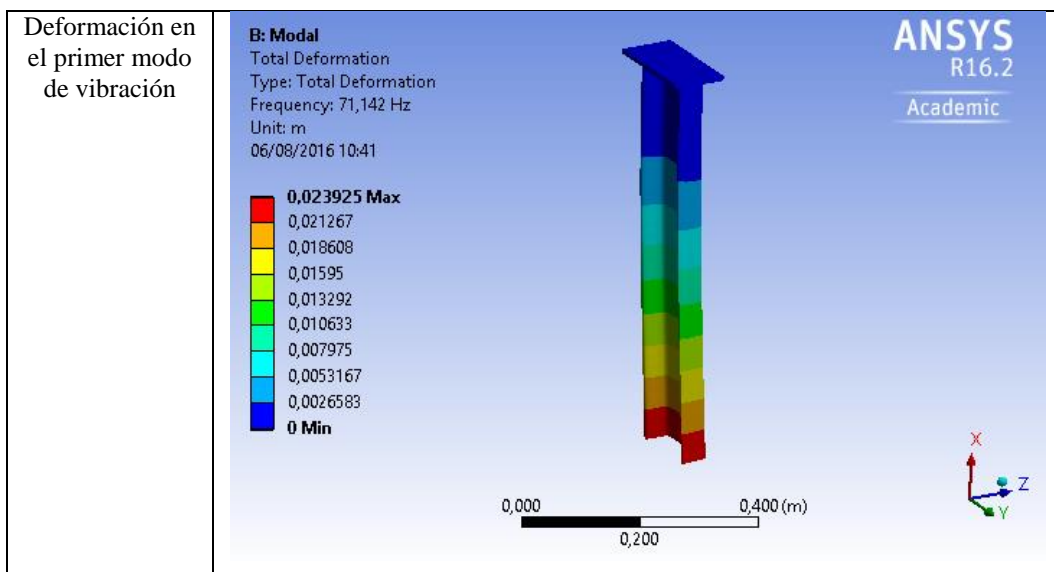
En vista de que los errores porcentuales son muy grandes, las frecuencias halladas en el soporte chico difieren a las frecuencias de giro de los engranes y rodillos, por lo que este no entrará en resonancia.

3.2.2.5.4 Análisis modal del soporte vertical.

En la Tabla 3.28, se ilustra las condiciones iniciales y los resultados de dicho análisis.

Tabla 3.28 Análisis modal del soporte vertical.

| Descripción | Gráfico |
|----------------------|--|
| Condiciones de carga | <p>B: Modal Modal Frequency: N/A 06/08/2016 10:41</p> <p>ANSYS R16.2 Academic</p> <p>Fixed Support</p> <p>0,000 0,200 0,400 (m)</p> |



Fuente: Autor

Las frecuencias naturales obtenidas del soporte vertical y los errores porcentuales de estas con relación a las frecuencias de los engranes y rodillos están compiladas en la Tabla 3.29

Tabla 3.29 Frecuencias naturales del soporte vertical.

| Modo | Frecuencia [Hz] | % Error con 1.073Hz | % Error con 3.095Hz |
|------|-----------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 71.142 | -6530,20 | -2198,61 |
| 2 | 117.55 | -10855,27 | -3698,06 |
| 3 | 292.99 | -27205,68 | -9366,56 |
| 4 | 423.35 | -39354,80 | -13578,51 |
| 5 | 463.11 | -43060,30 | -14863,17 |
| 6 | 718.45 | -66857,13 | -23113,25 |
| 7 | 929.87 | -86560,76 | -29944,26 |
| 8 | 1060.2 | -98707,08 | -34155,25 |
| 9 | 1101.0 | -102509,51 | -35473,51 |
| 10 | 1252.2 | -116600,84 | -40358,80 |
| 11 | 1377.2 | -128250,42 | -44397,58 |

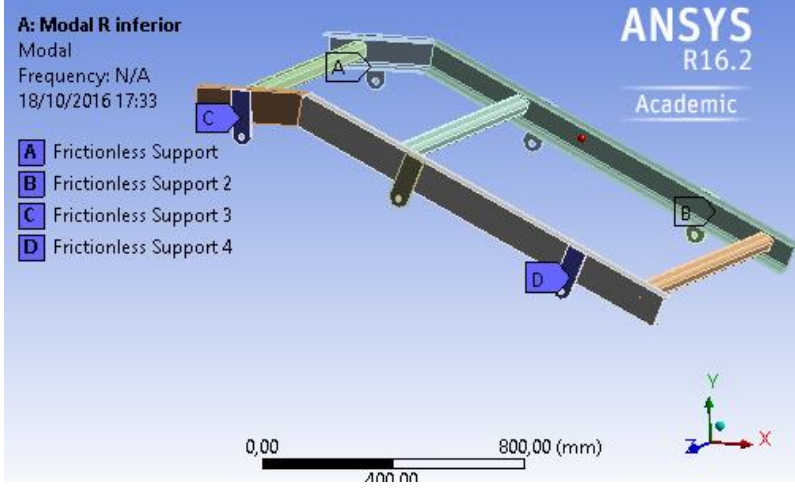
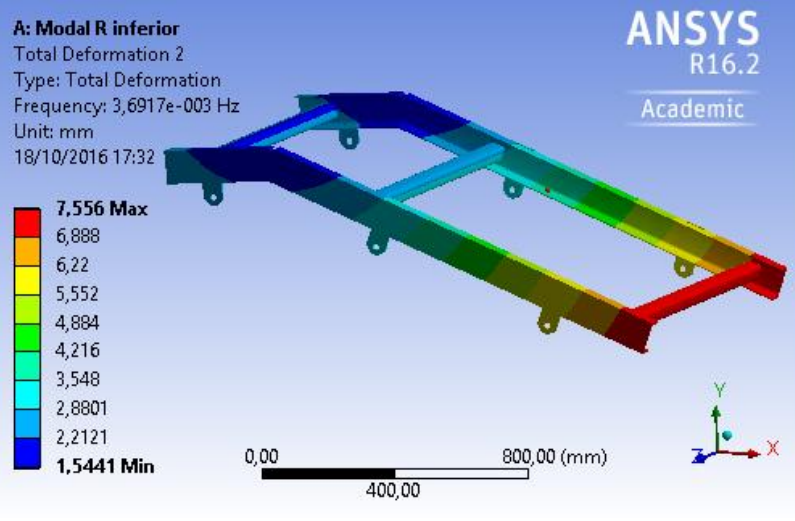
Fuente: Autor

En vista de que los errores porcentuales son muy grandes, las frecuencias halladas en el soporte vertical difieren a las frecuencias de giro de los engranes y rodillos, por lo que este no entrará en resonancia.

3.2.2.5.5 Análisis modal de la rampa menor.

En la Tabla 3.30, se ilustra las condiciones iniciales y los resultados de dicho análisis.

Tabla 3.30 Análisis modal de la rampa menor.

| Descripción | Gráfico |
|--|--|
| Condiciones de carga |  <p>A: Modal R inferior Modal Frequency: N/A 18/10/2016 17:33</p> <ul style="list-style-type: none"> A Frictionless Support B Frictionless Support 2 C Frictionless Support 3 D Frictionless Support 4 <p>0,00 800,00 (mm)</p> |
| Deformación en el tercer modo de vibración |  <p>A: Modal R inferior Total Deformation 2 Type: Total Deformation Frequency: 3,6917e-003 Hz Unit: mm 18/10/2016 17:32</p> <p>7,556 Max 6,888 6,22 5,552 4,884 4,216 3,548 2,8801 2,2121 1,5441 Min</p> <p>0,00 800,00 (mm)</p> |

Fuente: Autor

Las frecuencias naturales obtenidas de la rampa menor y los errores porcentuales de estas con relación a las frecuencias de los engranes y rodillos están compiladas en la Tabla 3.31

Tabla 3.31 Frecuencias naturales de la rampa menor.

| Modo | Frecuencia [Hz] | % Error con 1.073Hz | % Error con 3.095Hz |
|------|-----------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 0 | 100 | 100 |
| 2 | 7.5215e-004 | 99.93 | 99.98 |
| 3 | 3.6917e-003 | 99.66 | 99.88 |
| 4 | 34.127 | -3080.52 | -1002.65 |
| 5 | 57.912 | -5297.20 | -1771.15 |
| 6 | 83.9 | -7719.20 | -2610.82 |
| 7 | 104.58 | -9646.51 | -3279.00 |
| 8 | 129.96 | -12011.84 | -4099.03 |
| 9 | 205.48 | -19050.05 | -6539.10 |
| 10 | 219.2 | -20328.70 | -6982.39 |
| 11 | 248.78 | -23085,46 | -7938,13 |

Fuente: Autor

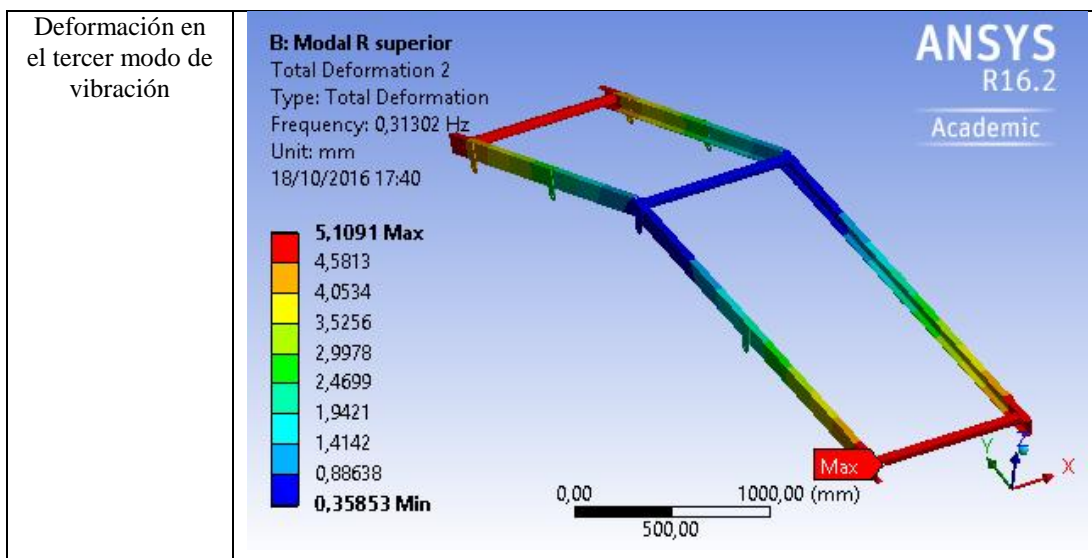
En vista de que los errores porcentuales son muy grandes, las frecuencias halladas en la rampa menor difieren a las frecuencias de giro de los engranes y rodillos, por lo que esta no entrará en resonancia.

3.2.2.5.6 Análisis modal de la rampa mayor.

En la Tabla 3.32, se ilustra las condiciones iniciales y los resultados de dicho análisis.

Tabla 3.32 Análisis modal de la rampa mayor.

| Descripción | Gráfico |
|----------------------|---|
| Condiciones de carga | <p>B: Modal R superior Modal Frequency: N/A 18/10/2016 17:42</p> <ul style="list-style-type: none"> A Frictionless Support B Frictionless Support 2 C Frictionless Support 3 D Frictionless Support 4 E Frictionless Support 5 F Frictionless Support 6 <p>0,00 500,00 1000,00 (mm)</p> <p>ANSYS R16.2 Academic</p> |



Fuente: Autor

Las frecuencias naturales obtenidas de la rampa mayor y los errores porcentuales de estas con relación a las frecuencias de los engranes y rodillos están compiladas en la Tabla 3.33

Tabla 3.33 Frecuencias naturales de la rampa mayor.

| Modo | Frecuencia [Hz] | % Error con 1.073Hz | % Error con 3.095Hz |
|------|-----------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 0 | 100 | 100 |
| 2 | 4.6464e-003 | 99.57 | 99.85 |
| 3 | 0.31302 | 70.83 | 89.89 |
| 4 | 25.495 | -2276.05 | -723.75 |
| 5 | 45.931 | -4180.62 | -1384.04 |
| 6 | 52.62 | -4804.01 | -1600.16 |
| 7 | 59.093 | -5407.27 | -1809.31 |
| 8 | 80.063 | -7361.60 | -2486.85 |
| 9 | 80.761 | -7426.65 | -2509.40 |
| 10 | 86.29 | -7941.94 | -2688.05 |
| 11 | 86.553 | -7966.45 | -2696.54 |

Fuente: Autor

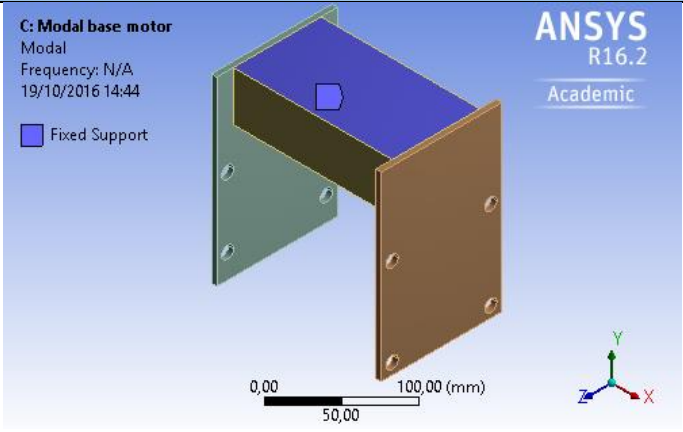
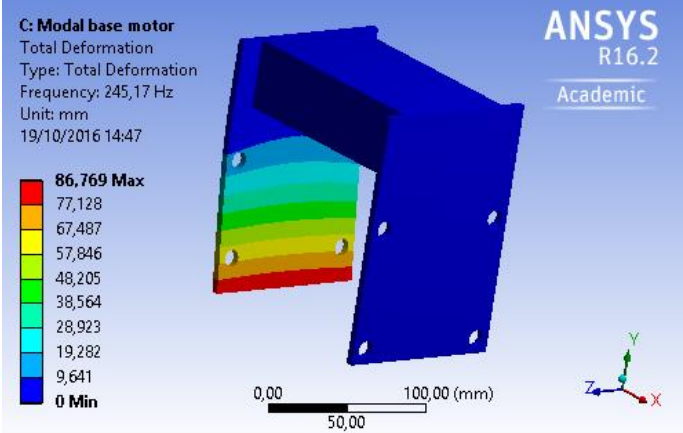
En vista de que los errores porcentuales son muy grandes, las frecuencias halladas en la rampa mayor difieren a las frecuencias de giro de los engranes y rodillos, por lo que esta no entrará en resonancia. Puesto que ningún análisis muestra coincidencias en las

frecuencias, los soportes y las rampas satisfacen las condiciones de trabajo a las que serán sometidas.

3.2.2.5.7 Análisis modal del soporte para el motorreductor

De igual manera que se hizo con los soportes del sistema, las vibraciones que cause el motor reductor no deben interferir con la base de la misma, por tanto en la Tabla 3.34 se muestran las condiciones iniciales y los resultados de su análisis modal.

Tabla 3.34 Análisis modal de la base del motor reductor

| Descripción | Gráfico |
|--|--|
| Condiciones de carga |  <p>C: Modal base motor Modal Frequency: N/A 19/10/2016 14:44</p> <p>Fixed Support</p> <p>ANSYS R16.2 Academic</p> <p>0,00 50,00 100,00 (mm)</p> |
| Deformación en el primer modo de vibración |  <p>C: Modal base motor Total Deformation Type: Total Deformation Frequency: 245,17 Hz Unit: mm 19/10/2016 14:47</p> <p>86,769 Max 77,128 67,487 57,846 48,205 38,564 28,923 19,282 9,641 0 Min</p> <p>ANSYS R16.2 Academic</p> <p>0,00 50,00 100,00 (mm)</p> |

Fuente: Autor

Las frecuencias naturales de la base del motor, se comparan solamente con 1.073 Hz, pues es esa la frecuencia que genera el motor reductor; la Tabla 3.35 se muestra estos valores.

Tabla 3.35 Frecuencias naturales de la base del motor.

| Modo | Frecuencia [Hz] | % Error con 1.073Hz |
|------|-----------------|---------------------|
| 1 | 245,17 | -22749,02 |
| 2 | 246,15 | -22840,35 |
| 3 | 707,1 | -65799,35 |
| 4 | 712,5 | -66302,61 |
| 5 | 1506,8 | -140328,70 |
| 6 | 1530, | -142490,87 |
| 7 | 2309,7 | -215156,29 |
| 8 | 2322,3 | -216330,57 |
| 9 | 2466,9 | -229806,80 |
| 10 | 2468,8 | -229983,88 |
| 11 | 2474,4 | -230505,78 |

Fuente: Autor

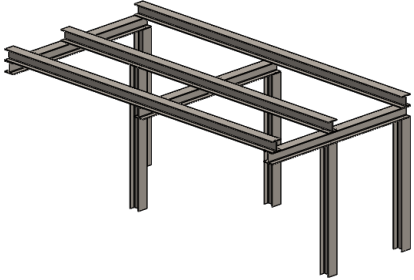
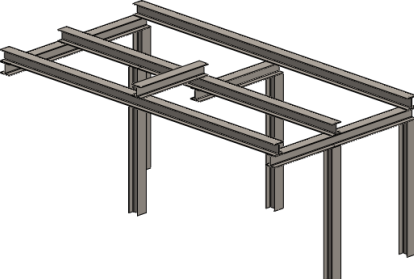
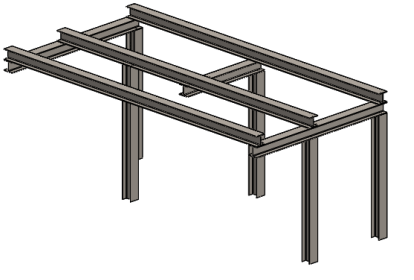
En vista que ningún valor coincide, el soporte del motor no entraría en resonancia con el sistema.

3.2.2.6 ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA ESTRUCTURA EN CONDICIONES DE TRABAJO.

Luego de obtener los valores de las fuerzas que van a actuar en el sistema, se debe hacer una modificación en la estructura porque las rampas transportadoras y la viga central interfieren entre sí. Una modificación en la posición de las rampas no es viable por la limitación de espacio; quedando como alternativa el corte de la sección de la viga central que genera el conflicto. Dado que la eliminación de un miembro puede comprometer la resistencia del conjunto, la propuesta se analizará con los estados de carga a los que estará sometida la estructura de la máquina Roller Head para verificar el diseño.

En primer caso se extrajo parte de la viga y se la montó sobre los travesaños, mientras que en el segundo caso la sección no es repuesta, dejando el espacio necesario para el ensamble de las rampas transportadoras. En la Tabla 3.36 se muestra la condición actual y las propuestas a ser analizadas.

Tabla 3.36 Modificaciones en la estructura del sistema

| Descripción | Gráfico |
|-----------------------|---|
| Estructura Actual |  |
| Propuesta con la viga |  |
| Propuesta sin la viga |  |

Fuente: Autor

Previo a la simulación, es necesario obtener el peso de la máquina Roller Head que está apoyado actualmente en la estructura, pero es imposible determinar el peso exacto de los componentes que están sobre las vigas por lo que se usará la Ecuación 26 de factorización de la carga. La carga muerta de 445.45 kg se obtuvo de la sumatoria de cada componente del sistema transportador, mientras que la carga viva de 80 kg es del peso promedio de un operario.

$$C = 1.2D + 1.6L \quad (26)$$

Donde:

C= Carga Total (N)

D= Carga muerta o peso de los componentes (N)

L= Carga Viva o material extra (N)

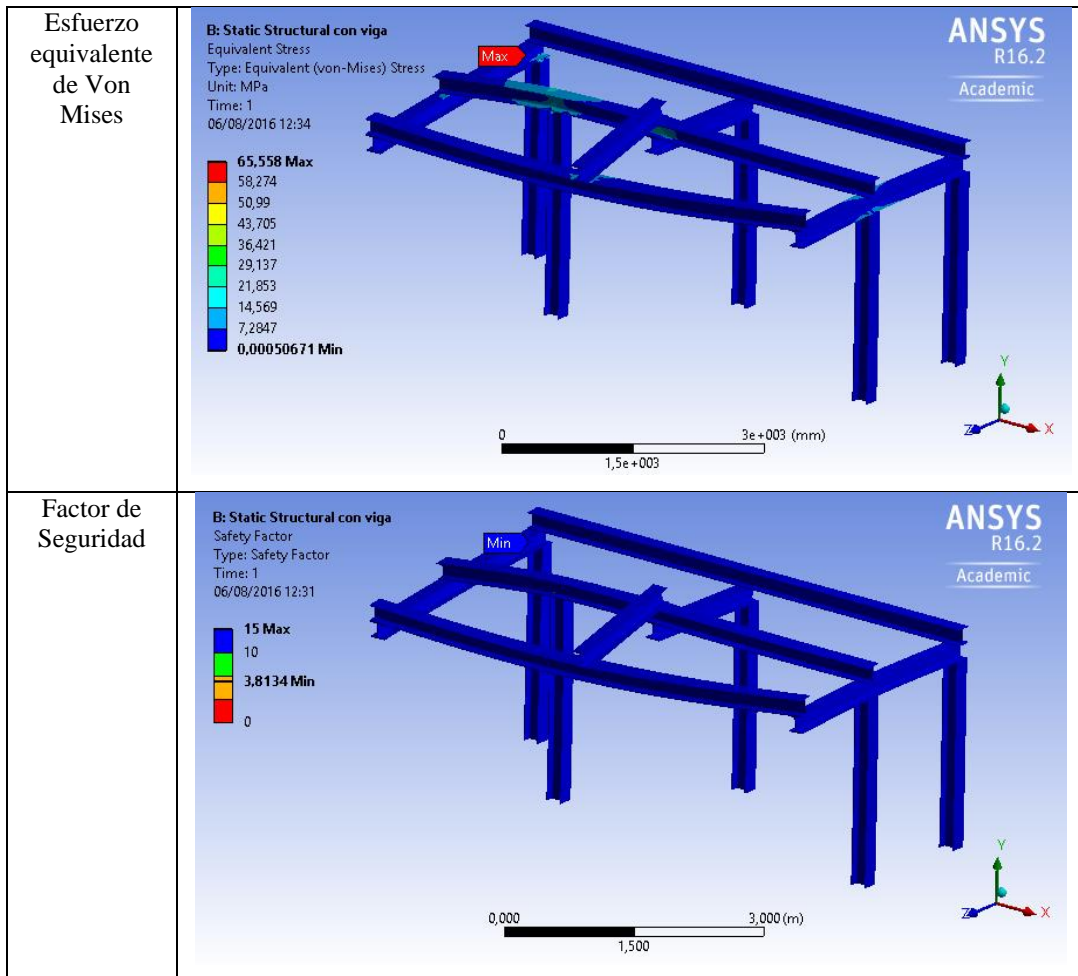
$$C = 1.2(445.45 * 9.8) + 1.6(80 * 9.8)$$

$$C = 6492.89N \cong 6500 N$$

Establecida la carga total, se procede con el primer análisis estático, el que corresponde a la propuesta con la viga. En la Tabla 3.37 se describe las condiciones iniciales y los resultados de la respectiva simulación.

Tabla 3.37 Simulación de la estructura propuesta con viga

| Descripción | Gráfico |
|----------------------|---|
| Condiciones de carga | <p>B: Static Structural con viga Static Structural Time: 1, s Items: 10 of 13 indicated 06/08/2016 12:29</p> <ul style="list-style-type: none"> A Fixed Support B Fixed Support 2 C Fixed Support 3 D Remote Force: 417, N E Remote Force 2: 417, N F Remote Force 3: 822, N G Remote Force 4: 822, N H Remote Force 5: 822, N I Remote Force 6: 822, N J Pressure: 2700, Pa |
| Deformación total | <p>B: Static Structural con viga Total Deformation Type: Total Deformation Unit: mm Time: 1 06/08/2016 12:34</p> <ul style="list-style-type: none"> 3.2234 Max 2,8653 2,5071 2,149 1,7908 1,4326 1,0745 0,71632 0,35816 0 Min |

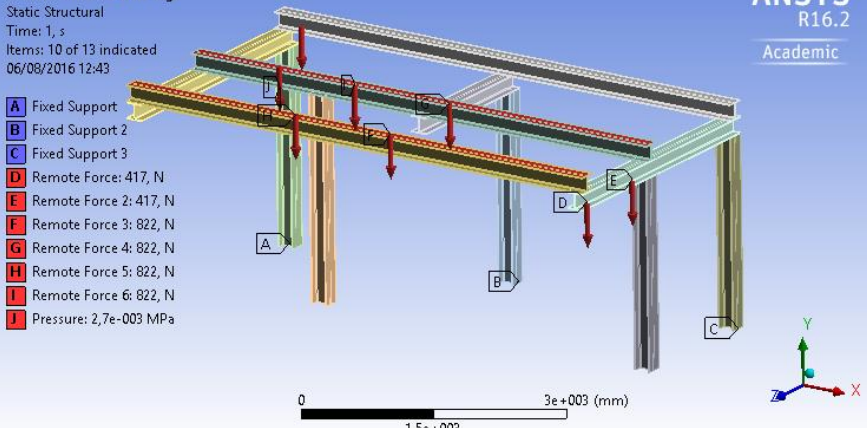
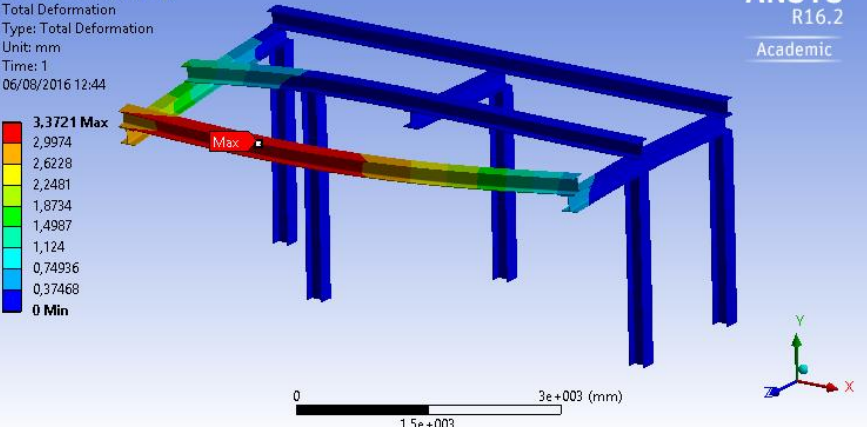
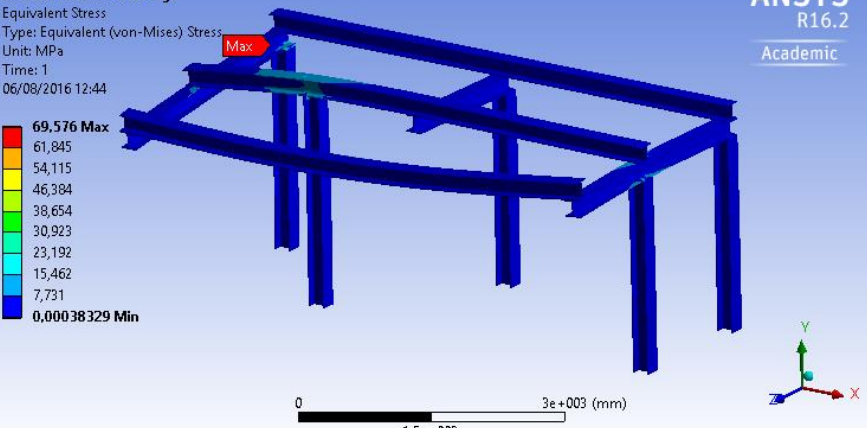


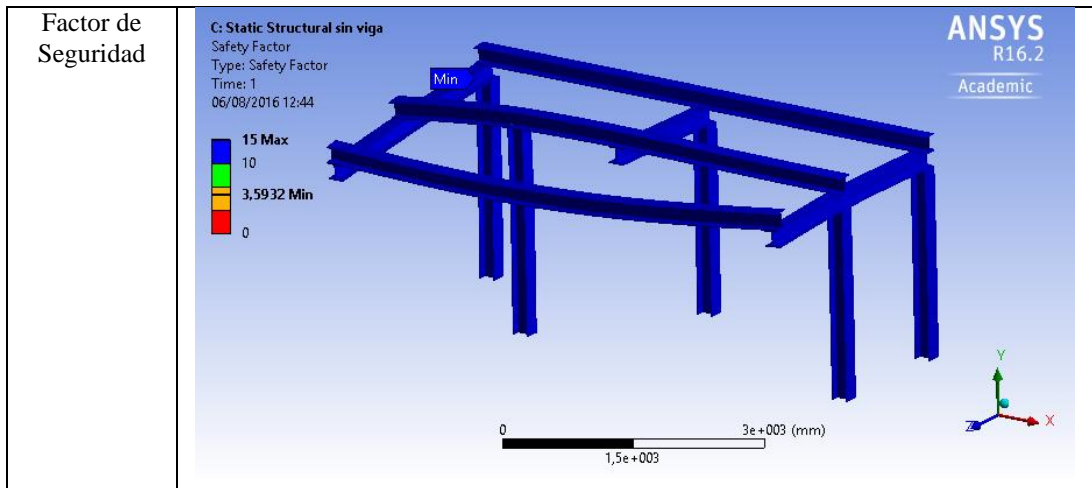
Fuente: Autor

Como se visualiza en la Tabla 3.37 el esfuerzo equivalente máximo de Von Mises es de 65.588 MPa con lo que se tiene un factor de seguridad mínimo de 3.81 lo que es satisfactorio en términos estructurales; pero en realidad lo que importa es la deformación máxima de 3.22 mm, la cual es aceptable.

El segundo análisis estático, que corresponde a la propuesta sin la viga, se describe sus condiciones iniciales y los resultados de la respectiva simulación en la Tabla 3.38.

Tabla 3.38 Simulación de la estructura propuesta sin viga.

| Descripción | Gráfico |
|--|--|
| <p>Condiciones de carga</p> | <p>C: Static Structural sin viga Static Structural Time: 1, s Items: 10 of 13 indicated 06/08/2016 12:43</p>  <p>ANSYS R16.2 Academic</p> |
| <p>Deformación total</p> | <p>C: Static Structural sin viga Total Deformation Type: Total Deformation Unit: mm Time: 1 06/08/2016 12:44</p>  <p>ANSYS R16.2 Academic</p> |
| <p>Esfuerzo equivalente de Von Mises</p> | <p>C: Static Structural sin viga Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 06/08/2016 12:44</p>  <p>ANSYS R16.2 Academic</p> |



Fuente: Autor

Como se visualiza en la Tabla 3.38 el esfuerzo equivalente máximo de Von Mises es de 69.576 MPa con lo que se tiene un factor de seguridad mínimo de 3.59 lo que es satisfactorio, además que la deformación máxima de 3.37 mm es aceptable y muy cercana a la deformación de 3.22 mm obtenida de la propuesta con la viga.

En vista de que ambas propuestas presentan comportamientos muy similares y sus deformaciones máximas son menores a 3.5mm; la eliminación de un miembro estructural no compromete la resistencia de la misma, por lo cual esta sección de la viga no es necesaria que sea reemplazada.

3.2.2.7 CÁLCULO DE UNIONES EMPERNADAS.

Las uniones no permanentes que sujetan las rampas a los soportes, deben ser verificadas que los esfuerzos cortantes y de aplastamiento no provoquen una falla de los pernos. Los elementos más críticos son el soporte grande y el chico porque están sometidos a una fuerza de 821.67 N y poseen dos agujeros para pernos en cada miembro. Por lo que el esfuerzo cortante se calcula con la Ecuación 27.

$$\tau = \frac{F}{A_s} \quad (27)$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante (MPa)

F= Fuerza cortante (N)

A_s =Sección transversal de todos los pernos (mm²)

$$\tau = \frac{821.67 \text{ N}}{2 * \pi * 10^2 / 4}$$

$$\tau = 5.23 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de aplastamiento que actúa sobre la sección transversal del perno se calcula con la Ecuación 28.

$$\sigma_b = \frac{-F}{A_b} \quad (28)$$

Donde:

σ_b = Esfuerzo de aplastamiento (MPa)

F= Fuerza cortante (N)








A_s =Área proyectada; espesor menor por diámetro del perno (mm²)

$$\sigma_b = \frac{-821.67}{2 * 6 * 10}$$

$$\sigma_b = -6.85 \text{ MPa}$$

Con estos valores de esfuerzos cortantes y de aplastamiento, es necesario escoger un material para los pernos, de la Tabla 3.39 se seleccionó la Clase DIN 4.6, la más baja, para establecer un factor de seguridad.

Tabla 3.39 Propiedades de pernos, tornillos y birlos de acero (métrico)

| Clase de propiedad | Intervalo de tamaños, inclusive | Resistencia de prueba mínima,† MPa | Resistencia mínima a la tensión,† MPa | Resistencia mínima a la fluencia,† MPa | Material | Marca en la cabeza |
|--------------------|---------------------------------|------------------------------------|---------------------------------------|--|---|---|
| 4.6 | M5-M36 | 225 | 400 | 240 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| 4.8 | M1.6-M16 | 310 | 420 | 340 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| 5.8 | M5-M24 | 380 | 520 | 420 | Acero de bajo o medio carbono |  |
| 8.8 | M16-M36 | 600 | 830 | 660 | Acero de medio carbono, T y R |  |
| 9.8 | M1.6-M16 | 650 | 900 | 720 | Acero de medio carbono, T y R |  |
| 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: [18]

El factor de seguridad por cortante se obtiene dividiendo la resistencia a la fluencia según la Teoría de la Energía de Distorsión ($S_{sy}=0.577*S_y$) para el esfuerzo cortante.

$$n_c = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (29)$$

$$n_c = \frac{0.577 * 240}{5.23} = 26.48$$

Mientras que el factor de seguridad por aplastamiento se obtiene de la relación de la Resistencia mínima a la fluencia para el esfuerzo de aplastamiento.

$$n_b = \frac{S_y}{|-\sigma_b|} \quad (30)$$

$$n_b = \frac{240}{6.85} = 35.04$$

En vista de que los factores de seguridad son bastante altos, 26.48 para cortante y 35.04 para aplastamiento; los pernos a utilizarse en esta aplicación son M10 x 30, Clase DIN 4.6 de acero bajo o medio carbono que equivale a un Grado SAE 1, lo que no excluye a pernos de clase mayor como los DIN 8.8 que son los más utilizados.

3.2.3 MÓDULO DE UNIÓN

3.2.3.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA DEL EMPALMADOR.

En el diseño de la estructura del empalmador es necesario partir de las soluciones halladas en la Sección 3.1.2 y complementarlas con ciertos parámetros que permitan un correcto funcionamiento del mismo, los cuales son especificados a continuación.

- Se usará un rodillo con recubrimiento antiadherente, el cual estará ensamblado en una estructura móvil.
- El accionamiento del empalmador lo hará un cilindro neumático perpendicular al área de empalme.
- La base para el montaje será compacta, con uniones no permanentes con el resto de componentes, fácil de montar, regular y hacer mantenimiento.

- El rodillo debe cubrir calandrados de 790 mm sobre una banda modular plástica de 914 mm.
- El espacio disponible para colocar el sistema de unión tiene las siguientes dimensiones: altura 450 mm; ancho 930 mm y longitud 300 mm.

En base a los requisitos dimensionales, físicos y de diseño, se realizó un boceto de la estructura del empalmador, el cual se muestra en la Figura 3.22.

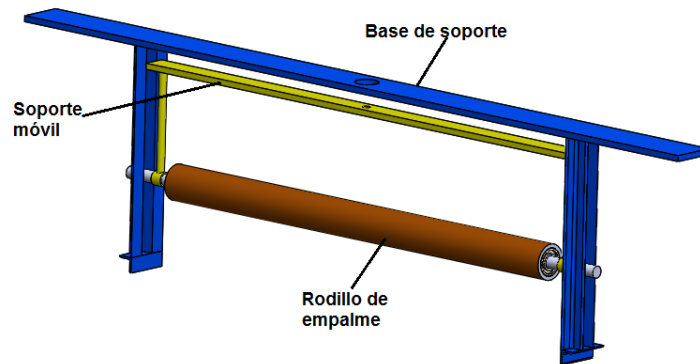


Figura 3.22 Estructura planteada para el módulo de unión.
Fuente: Autor

Base de soporte: Es la que mantiene fijo al empalmador y alberga al cilindro neumático; está compuesto de una placa horizontal y dos pares de ángulos verticales que funcionarán como rieles. El elemento horizontal tiene 1.4 m de longitud y se lo montará sobre el patín inferior de las vigas de la máquina Roller Head, mientras que los ángulos verticales tienen 35 cm de largo y se encuentran separados 93 cm entre sí, además en cada miembro los ángulos se disponen de forma simétrica con una distancia de 25 mm. La Figura 3.23 muestra el elemento.

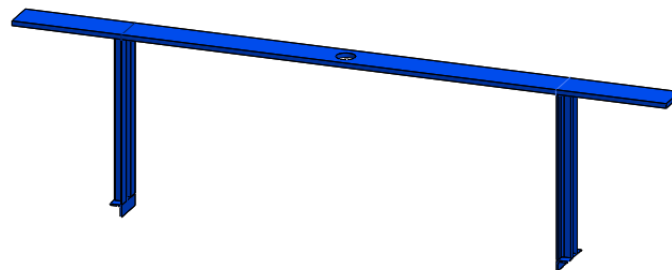


Figura 3.23 Base de soporte para el módulo de unión.
Fuente: Autor

Soporte móvil: Es el encargado de transmitir la fuerza del pistón neumático al rodillo y también de sujetarlo; posee una placa de 92 cm de longitud y dos varillas de 17 cm a cada extremo, en las cuales se encuentran collares de sujeción para el eje del rodillo, esta disposición se visualiza en la Figura 3.24.

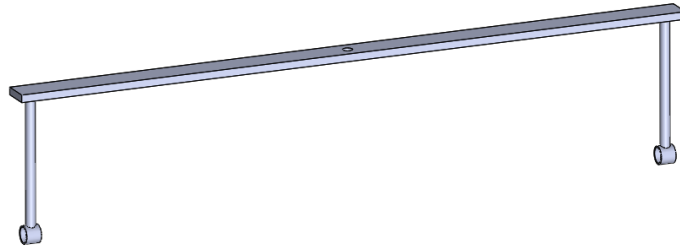


Figura 3.24 Soporte móvil para el módulo de unión.
Fuente: Autor

Rodillo de empalme: Es el que realiza la unión del caucho calandrado (Inner Liner), está montado en los collares del soporte móvil y tendría una longitud de 80 cm como en la Figura 3.25.



Figura 3.25 Rodillo de empalme del módulo de unión.
Fuente: Autor

3.2.3.2 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL PISTÓN NEUMÁTICO.

El pistón usado en el empalme debe proporcionar una fuerza de unión al Inner-Liner y ser capaz de levantar el rodillo con su respectivo soporte móvil después del proceso. Por tal motivo la fuerza de avance máxima del cilindro depende de la presión de aire como de su sección transversal, la cual se describe en la Ecuación 31.

$$F_a = P * A_e \quad (31)$$

Donde:

F_a= Fuerza de avance (N)

P= Presión de aire (MPa)

A_e =Área del émbolo (mm^2)

Mientras que su fuerza de retroceso depende del área efectiva del cilindro, la cual se halla en la Ecuación 32 reduciendo el área del vástago del área total.

$$Fr = P * (Ae - Av) \quad (32)$$

Donde:

Fr= Fuerza de retroceso (N)

P= Presión de aire (MPa)

A_e =Área del émbolo (mm^2)

A_v =Área del vástago (mm^2)

La fuerza de retroceso debe contemplar un margen de holgura para asegurar que el pistón siempre regrese a su posición inicial; por lo que se multiplicará por un valor de 1.5 al peso de 13.2 kg que debe ser elevado al retroceder el pistón.

$$Fr = 13.2 * 1.5 * 9.8$$

$$Fr = 194.04 \text{ N}$$

Partiendo de una presión disponible en la línea de 6 bar, equivalente a 0.6 MPa, una fuerza de retroceso de 194.04 N y una carrera cercana a 150 mm; se encuentra el pistón necesario para esta aplicación. La Tabla 3.40 muestra diámetros comunes y longitudes normalizadas para cilindros neumáticos.

Tabla 3.40 Parámetros normalizados para cilindros neumáticos

| \emptyset VASTAGO [mm] | \emptyset EMBOLO [mm] | FUERZA NETA a P = 6 bar [N] | LONGITUDES DE CARRERAS NORMALIZADAS [mm] |
|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|---|
| — | 6 | 15 | 10, 25, 40, 80 |
| 4 | 12 | 60 | 10, 25, 40, 80, 140, 200 |
| 6 | 16 | 106 | 10, 25, 40, 80, 140, 200, 300 |
| 10 | 25 | 260 | 25, 40, 80, 140, 200, 300 |
| 12 | 35 | 509 | 70, 140, 200, 300 |
| 16 | 40 | 665 | 40, 80, 140, 200, 300 |
| 18 | 50 | 1039 | 70, 140, 200, 300 |
| 22 | 70 | 2037 | 70, 140, 200, 300 |
| 25 | 100 | 4156 | 70, 140, 200, 300 |
| 30 | 140 | 8146 | 70, 140, 200, 300 |
| 40 | 200 | 16625 | 70, 140, 200, 300 |
| 50 | 250 | 25977 | 70, 140, 200, 300 |

Fuente: [20]

Los diámetros seleccionados de 10 mm para el vástago y 25 mm del émbolo, son los que más se acercan a las condiciones necesarias, por lo cual se calcula la nueva fuerza de avance y de retroceso.

$$Fa = P * Ae$$

$$Fa = 0.6 * \frac{\pi * 25^2}{4}$$

$$Fa = 294.52 \text{ N} \cong 300 \text{ N}$$

$$Fr = P * (Ae - Av)$$

$$Fr = 0.6 * \left(\frac{\pi * 25^2}{4} - \frac{\pi * 10^2}{4} \right)$$

$$Fr = 247.4 \text{ N} \cong 250 \text{ N}$$

Quedan establecidas las fuerzas de avance (300 N) y de retroceso (250 N) para posteriores cálculos; con los resultados obtenidos, el cilindro neumático debe tener las siguientes características:

- Funcionamiento: Doble efecto
- Diámetro del émbolo: 25 mm
- Diámetro del vástago: 10 mm
- Carrera: 140 mm
- Presión de trabajo: 6 bar

3.2.3.3 DISEÑO DEL RODILLO DE EMPALME.

El rodillo deberá ejercer una presión sobre el traslape de Inner Liner, el cual será provisto por un pistón neumático, además se deben considerar varios factores como la fuerza de unión de 300 N y el ancho máximo del Inner Liner (calandrado) es 790 mm. De esta manera el diagrama de Fuerzas se muestra en la Figura 3.26.

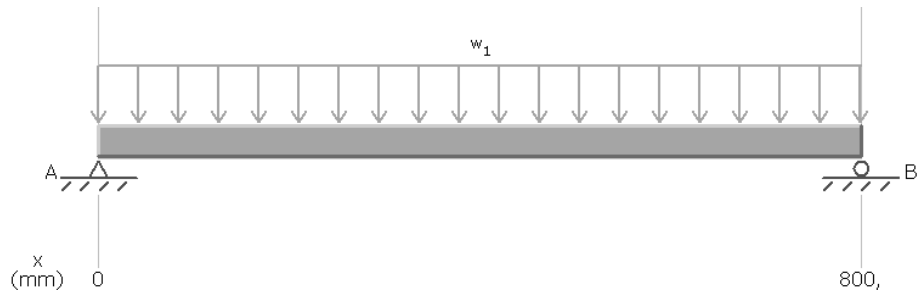


Figura 3.26 Diagrama de fuerzas que actúan en el rodillo
Fuente: Autor

La carga distribuida es de 375 Nm y las reacciones son de 150 N cada una, por lo tanto las fuerzas cortantes se disponen de la siguiente manera.

$$V_A = R_A = 150 \text{ N}$$

$$V_C = 0 \text{ N}$$

$$V_B = -150 \text{ N}$$

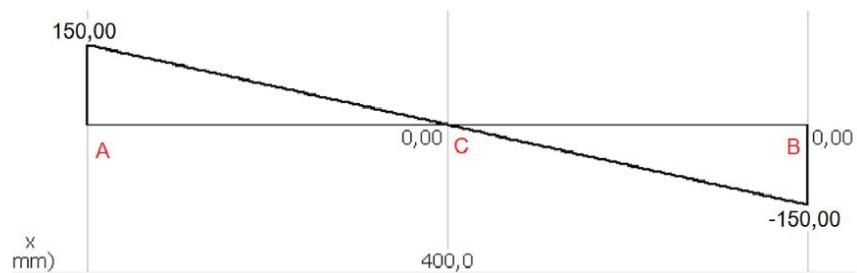


Figura 3.27 Diagrama de esfuerzos cortantes sobre el rodillo
Fuente: Autor

El momento flector máximo se ubica en el centro del elemento, dispuesto de la siguiente manera.

$$M_A = 150 * 0 = 0$$

$$M_C = 0 + \frac{400 * 150}{2} = 30000 \text{ Nmm} = 30 \text{ Nm}$$

$$M_B = 30000 + \left[\frac{400 * (-150)}{2} \right] = 0$$

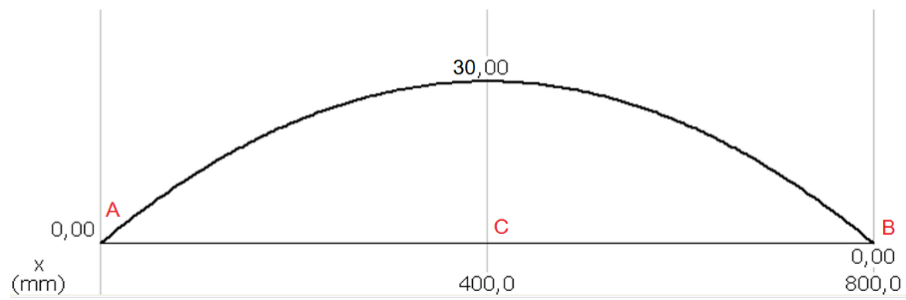


Figura 3.28 Diagrama de momentos flectores que actúan en el rodillo
Fuente: Autor

Con el momento máximo, de 30000 Nmm, se elige un tipo de tubería para hallar el esfuerzo máximo que presente dicha sección circular hueca. De la Tabla 3.41, se elige una tubería estructural de 2” en acero ASTM A-500.

Tabla 3.41 Especificaciones generales Tubo poste

| DIMENSIONES | | | | PROPIEDADES | | | |
|-------------------|---------|------|-----------------|-----------------|-----------------|-------|------|
| DIAMETRO EXTERIOR | ESPESOR | PESO | AREA | | | | |
| D | e | P | A | I | W | I | |
| Pulg. | mm | Kg/m | cm ² | cm ³ | cm ³ | cm | |
| 1" | 25.40 | 1.80 | 1.09 | 1.34 | 0.93 | 0.73 | 0.83 |
| 1" | 25.40 | 2.00 | 1.21 | 1.47 | 1.01 | 0.79 | 0.83 |
| 1 1/4" | 31.75 | 1.80 | 1.37 | 1.69 | 1.90 | 1.20 | 1.06 |
| 1 1/4" | 31.75 | 2.00 | 1.52 | 1.87 | 2.07 | 1.30 | 1.05 |
| 1 1/2" | 38.10 | 1.80 | 1.65 | 2.05 | 3.38 | 1.78 | 1.28 |
| 1 1/2" | 38.10 | 2.00 | 1.84 | 2.27 | 3.70 | 1.94 | 1.28 |
| 1 3/4" | 44.45 | 1.80 | 1.98 | 2.41 | 5.48 | 2.47 | 1.51 |
| 1 3/4" | 44.45 | 2.00 | 2.20 | 2.67 | 6.01 | 2.70 | 1.50 |
| 1 7/8" | 47.63 | 1.80 | 2.11 | 2.59 | 6.80 | 2.86 | 1.62 |
| 1 7/8" | 47.63 | 2.00 | 2.34 | 2.87 | 7.46 | 3.13 | 1.61 |
| 2" | 50.80 | 1.80 | 2.22 | 2.77 | 8.32 | 3.27 | 1.73 |
| 2" | 50.80 | 2.00 | 2.48 | 3.07 | 9.13 | 3.59 | 1.73 |
| 2 3/8" | 60.33 | 2.00 | 2.92 | 3.67 | 15.58 | 5.17 | 2.06 |
| 2 1/2" | 63.50 | 2.00 | 3.09 | 3.86 | 18.27 | 5.75 | 2.17 |
| 2 7/8" | 73.03 | 2.00 | 3.56 | 4.46 | 28.14 | 7.71 | 2.51 |
| 3" | 88.90 | 2.00 | 4.35 | 5.46 | 51.54 | 11.60 | 3.07 |
| 4" | 114.30 | 2.00 | 5.67 | 7.06 | 111.23 | 19.46 | 3.97 |

Fuente: [18]

Por conveniencia para montar los rodamientos, se escogió la tubería de 2 mm de espesor, cuyo módulo resistente es de 3.59 cm³ o 3590 mm³. Así con la Ecuación 33, hallamos el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad (33)$$

Donde:

σ_{max} = Esfuerzo máximo (MPa)

M_{max} = Momento flector máximo (Nmm)

S =Módulo resistente (mm³)

$$\sigma_{max} = \frac{30000}{3590} = 8.36 \text{ Mpa}$$

Este esfuerzo de 8.36 MPa, es muy bajo en comparación a la Resistencia a la fluencia del acero ASTM A500, por lo que el tubo de 2" por 2 mm de espesor puede ser usado en el rodillo. Este cilindro hueco debe poseer un eje central que aloje los rodamientos y permita ser fijado a su respectivo soporte; con el mismo procedimiento ahora se encontrará el diámetro de dicho eje. La figura 3.29 muestra las fuerzas que actúan en el eje.



Figura 3.29 Fuerzas que actúan en el eje del rodillo
Fuente: Autor

Las fuerzas y sus reacciones tienen una magnitud de 150 N cada una, por ello sus fuerzas cortantes quedan de la siguiente manera.

$$V_{AC} = 150 \text{ N}$$

$$V_{CD} = 0$$

$$V_{DB} = -150 \text{ N}$$



Figura 3.30 Diagrama de esfuerzos cortantes sobre el eje del rodillo
Fuente: Autor

Así los momentos flectores son máximos en el centro del eje y quedan de la siguiente manera.

$$M_A = 0 * 150 = 0$$

$$M_C = 0 + 38 * 150 = 5700 \text{ Nmm}$$

$$M_D = 5700 + 0 = 5700 \text{ Nmm}$$

$$M_B = 5700 + (838 - 38) * -150 = 0$$



Figura 3.31 Diagrama de momentos flectores que actúan en el eje del rodillo
Fuente: Autor

Con el momento máximo de 5700 Nmm, se escoge un material para fabricar el eje. Las varillas de uso comercial están hechas de Acero ASTM A36, cuyo límite de fluencia es de 250 MPa; pero en necesario trabajar con deformaciones máximas de 3mm, por lo que se usa la Ecuación 24 para hallar el momento de inercia de la sección, este se iguala con su equivalente para una sección circular llena y se halla el diámetro mínimo del eje.

$$y_{max} = \frac{M_{max}}{24 * E * I} * (4a^2 - 3l^2) \quad (24)$$

Donde:

y_{max} = Deflexión máxima (mm)

M_{max} = Momento flector máximo (N mm)

E=Módulo de elasticidad (MPa) = 200000 MPa

I=Momento de inercia en (mm⁴)

a= Distancia entre la fuerza y la reacción (mm) = 438 mm

l= Largo de la viga (mm)= 876 mm

$$I = \frac{\pi * d^4}{64}$$

$$\frac{\pi * d^4}{64} = \frac{M_{max}}{24 * E * y_{max}} * (4a^2 - 3l^2)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{M_{max} * 64}{24 * E * y_{max} * \pi} * (4a^2 - 3l^2)}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{5700 * 64}{24 * 200000 * (-3) * \pi} * (4 * 438^2 - 3 * 876^2)} = 10.55 \text{ mm}$$

El diámetro de 10.55 mm no está normalizado por lo que un eje de 12 mm de diámetro garantizaría un funcionamiento adecuado, pero es preciso seleccionar los rodamientos antes de establecer el eje a utilizar.

3.2.3.4 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL RODILLO DE EMPALME.

Con una cavidad externa definida y un diámetro mínimo para el eje, entonces se procede a seleccionar un rodamiento para esta aplicación. Las condiciones de selección son:

- Rodamiento de bolas
- Carga Radial: 150 N
- Pista que gira: externa
- Revoluciones: 220 rpm
- Vida aproximada: 4000 a 8000 h

Debido a que interviene una carga radial, para establecer la carga dinámica equivalente (P) se emplea la Ecuación 34.

$$P = Fr * V \quad (34)$$

Donde:

P= Carga dinámica equivalente (N)

Fr = Carga o fuerza radial (N)= 180 N

V=Factor de rotación = 1.2 (Gira la pista externa)

$$P = 150 * 1.2$$

$$P = 180 \text{ N}$$

Para obtener la capacidad carga dinámica (C), que permita seleccionar un rodamiento, se emplea la Ecuación 33.

$$\frac{C}{P} = \sqrt[p]{\frac{L_h * n * 60}{10^6}} \quad (35)$$

Donde:

C= Capacidad de carga equivalente (N)

p = exponente de la ecuación de la vida = 3(rodamiento de bolas)

L_h=Vida nominal (h) = 4000 h

n= Revoluciones (rpm)= 220 rpm

$$C = \sqrt[3]{\frac{4000 * 220 * 60}{10^6}} * 180$$
$$C = 675 N$$

Con esta capacidad de carga, y con el diámetro interior de la tubería de 46.8 mm, el rodamiento escogido tiene denominación 6303, tal como se muestra en el Anexo E, extraído del Catálogo de Rodamientos SKF.

Con las especificaciones dimensionales del rodamiento, también se selecciona un diámetro para el eje del rodillo, el cual debe ser mayor a 17 mm. La Tabla 3.42 indica las especificaciones para varillas lisas de acero, de la cual se toma una VRL 18 que servirá como eje del rodillo.

Tabla 3.42 Especificaciones generales varilla lisa de acero

| DENOMINACION | DIAMETRO | | PESO | | AREA |
|--------------|----------|------|-------|------|------|
| | mm | kg/m | kg/6m | cm2 | |
| VRL 5,5 | 5.5 | 0.34 | 2.04 | 0.43 | |
| VRL 8 | 8.0 | 0.50 | 2.96 | 0.63 | |
| VRL 10 | 10.0 | 0.62 | 3.70 | 0.79 | |
| VRL 12 | 12.0 | 0.89 | 5.33 | 1.13 | |
| VRL 15 | 15.0 | 1.39 | 8.32 | 1.77 | |
| VRL 18 | 18.0 | 2.00 | 11.98 | 2.55 | |
| VRL 22 | 22.0 | 2.98 | 17.90 | 3.80 | |
| VRL 24,5 | 24.0 | 3.70 | 22.20 | 4.71 | |

Fuente: [18]

3.2.4 MÓDULO DE CONTROL

3.2.4.1 SELECCIÓN DE COMPONENTES DE CONTROL

3.2.4.1.1 Sensor emisor receptor

Previa a la operación de empalme, en cada rampa se utilizará un sensor opto-electrónico que detecte la presencia de material cuando este haya sido cargado en la

desenrolladora. Para este fin, se optó por un dispositivo SICK WS/WE150-P132, como se muestra en la Figura 3.32, el cual consiste en una barrera fotoeléctrica unidireccional que consta de una unidad de transmisión (WS) y una unidad de recepción (WE).



Figura 3.32 Sensor SICK WS/WE150-P132
Fuente: [21]

Las principales características de este sensor son sus dimensiones 10mm x 28mm x 17.5 mm, su alimentación de 10 VDC a 30 VDC y el rango de detección de objetos de 0 m a 4.4 m. La información técnica complementaria y de instalación está detallada en el Anexo F.

3.2.4.1.2 Sensor difuso

Para controlar la velocidad de desenrollado de material, este necesita formar una curva colgante y un sensor que detecte la presencia de esta antes de tocar el piso, para ello se emplea un sensor difuso SICK WT18-3P230, el cual es una fotocélula optoelectrónica de reflexión directa usada para la detección óptica y sin contacto de objetos; tal como se aprecia en la Figura 3.33.



Figura 3.33 Sensor SICK WT18-3P230
Fuente: [21]

Las principales características de este sensor son el uso de luz infrarroja, la supresión de fondo que le brinda un mejor desempeño, su alimentación de 10 VDC a 30 VDC y el rango de detección de objetos con reflectancia de 90 % va de 10 mm a 600 mm. La información técnica complementaria y de instalación está detallada en el Anexo G.

3.2.4.1.3 Cortina de seguridad

En las desenrolladoras es necesario colocar un sensor que evite su manipulación mientras se encuentra en funcionamiento, con el fin de evitar atrapamientos en el proceso de desenrollado de material. Partiendo del mismo principio de funcionamiento del sensor emisor-receptor, se escogió una cortina fotoeléctrica de seguridad SICK deTec4 Core, como se aprecia en la Figura 3.34 la cual consta de una unidad transmisora y otra receptora que detienen la marcha de los motores cuando la señal entre estas unidades es interrumpida.



Figura 3.34 Sensor SICK deTec4 Core
Fuente: [21]

Sus características principales son su ausencia de zonas ciegas, su gran altura de campo de protección de 300 mm a 2100 mm y su ajuste automático de la anchura del campo de protección hasta un alcance de 10 m. la información complementaria sobre este dispositivo se encuentra detallado en el Anexo H.

3.2.4.1.4 Electroválvula.

Para controlar el actuador neumático que impulsa el empalmador, se colocará una válvula solenoide 5/2, accionada eléctricamente cuando los sensores indiquen un traslape de material, pero cuando regrese el pistón neumático, esta válvula mantendrá el vástago recogido enviando aire en sentido contrario. La Figura 3.35 indica el tipo de válvula usada en esta aplicación.



Figura 3.35 Válvula Solenoide 5/2 FESTO
Fuente: [21]

Sus principales características son su accionamiento pilotado por bobinas, su presión de trabajo oscila entre 0.15 a 0.8 MPa, su frecuencia limite es de 5 ciclos/seg y su uso abarca un amplio rango de temperaturas.

3.2.4.1.5 Ubicación de los componentes

Definidos los dispositivos de potencia y de control, estos se ubican en diferentes posiciones dependiendo de la función que van a realizar, para conocer la localización de cada uno de estos dispositivos, la Figura 3.36 muestra una vista frontal del sistema que permita situar los mismos.

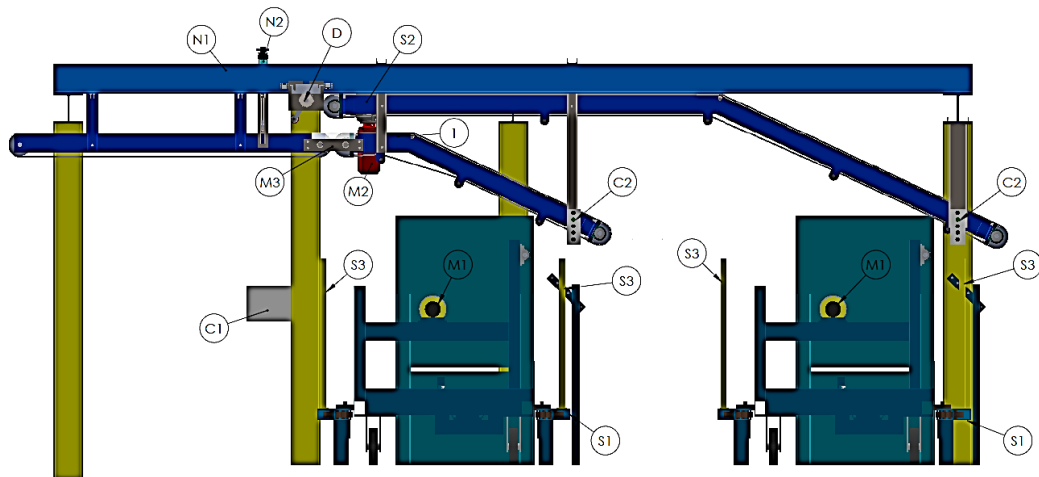


Figura 3.36 Localización de los dispositivos de control y potencia.
Fuente: Autor

En función de la nomenclatura con la que se ha designado a los dispositivos mostrados en la ilustración, la Tabla 3.43 muestra el significado y función de cada uno.

Tabla 3.43 Leyendas de los dispositivos de control y potencia.

| Denominación | Significado | Función |
|--------------|---------------------------|--|
| S1 | Sensor Difuso | Detecta material que debe formar una curva colgante |
| S2 | Sensor Emisor-Receptor | Detecta la presencia de material al finalizar las rampas |
| S3 | Cortina de Seguridad | Detecta cualquier inmersión en la zona de desenrollado y detiene esta operación. |
| M1 | Motor casetera | Acciona los rollos de material en las caseteras |
| M2 | Motorreductor rampa mayor | Acciona el movimiento de la rampa mayor |
| M3 | Embrague rampa menor | Acciona el movimiento de la rampa menor |
| N1 | Electroválvula | Orienta y controla el flujo de aire hacia el actuador neumático. |
| N2 | Pistón Neumático | Acciona el rodillo de empalme |
| C1 | Controlador general | Controla todo el sistema. Recibe y envía señales desde los sensores hasta los elementos de potencia. |
| C2 | Botonera | Seleccionar el modo de control (Manual, Automático o paro de emergencia) |
| D | Dancer | Mantener la velocidad lineal en transportadores a distinto nivel. |

Fuente: Autor

3.2.5 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA

La construcción del sistema empalmador fue realizada por la fábrica FAMATEC, de la ciudad de Cuenca, la cual fue escogida por la empresa interesada luego de cumplir con los requisitos de contratación de servicios establecidos por la empresa contratante. El proceso de fabricación fue permanentemente supervisado por el Departamento de Proyectos de la empresa Continental Tire Andina S.A. así como del autor de este proyecto para que se cumplan con los parámetros diseñados y las exigencias de calidad que demanda esta empresa multinacional. La Figura 3.37 muestra la construcción de una estructura perteneciente a las rampas de transporte en el taller de FAMATEC.



Figura 3.37 Construcción de las rampas de transporte
Fuente: Autor

Basándose en los planos mecánicos proporcionados por el autor de este proyecto, el contratista procedió a fabricar las rampas del sistema empalmador. En la Figura 3.38 se observa la estructura de la rampa menor junto con sus engranes de tracción, rodillos de retorno y guías de desgaste.



Figura 3.38 Rampa menor ensamblada
Fuente: Autor

La rampa mayor de igual forma se ensambló con sus engranes de tracción, rodillos de retorno y guías de desgaste tal como lo establecen los planos, en la Figura NN se aprecia la rampa mayor construida.



Figura 3.39 Rampa mayor ensamblada
Fuente: Autor

3.3 PRESUPUESTO

El presupuesto referente al proyecto ha sido clasificado en costos de Materiales e insumos; costos de mano de obra y costos indirectos. Los costos de materiales e insumos usados para la construcción del sistema empalmador, se exponen en la Tabla 3.44.

Tabla 3.44 Costos de materiales e Insumos

| Descripción | Cantidad | Precio unitario \$ | Precio total \$ |
|---|----------|-----------------------|--------------------|
| Correa G 100x50x15x3 | 3 | 19.00 | 57.00 |
| Ángulo AL 25x3 | 7 | 6.75 | 47.25 |
| Ángulo AL 75x8 | 1 | 54.72 | 54.72 |
| Platina 50x12 | 1 | 28.54 | 28.54 |
| PLT65x8 | 1 | 27.83 | 27.83 |
| PLT 100x9 | 1 | 43.43 | 43.43 |
| UPN 80 | 2 | 33.18 | 66.36 |
| Varilla Lisa ϕ 12 | 1 | 4.85 | 4.85 |
| Tubo Cuadrado 50x3 | 1 | 21.77 | 21.77 |
| Eje cuadrado 1.5" | 4 | 66.10 | 264.40 |
| Tubo de acero 2" | 1 | 13.57 | 13.57 |
| Pernos hexagonales M8 | 42 | 0.35 | 14.70 |
| Arandelas planas | 24 | 0.15 | 3.60 |
| Pernos y tuercas M10 | 16 | 1.08 | 17.28 |
| Chumaceras KDE P207 | 8 | 93.10 | 744.80 |
| Engrane 20D de acetal con agujero cuadrado 1.5" | 36 | 19.59 | 705.24 |
| Banda Intralox Flat Top Serie 900 | 1 | 1620.00 | 1620.00 |
| Guías de desgaste | 6 | 4.63 | 27.78 |
| Rodillos de retorno | 10 | 24.34 | 243.40 |
| Insumos | - | 200.00 | 200.00 |
| Subtotal | | | 4235.06 |
| IVA (14%) | | | 592.91 |
| TOTAL | | | 4827.97 |

Fuente: Autor

Los costos de mano de obra y asesoría técnica se detallan en la Tabla 3.45 según el personal que intervino en la construcción del sistema, considerando un plazo de dos semanas para la realización del mismo.

Tabla 3.45 Costos de Mano de obra y asesoría técnica

| Descripción | Cantidad | Precio quincenal \$ | Precio total \$ |
|---------------------|----------|---------------------|-----------------|
| Mecánicos | 2 | 320.00 | 640.00 |
| Ayudantes de taller | 2 | 90.00 | 180.00 |
| Supervisor | 1 | 500.00 | 500.00 |
| TOTAL | | | 1320.00 |

Fuente: Autor

Los costos indirectos comprenden los gastos que se hicieron por parte del autor para el desarrollo del presente proyecto, estos se muestran en la Tabla 3.46.

Tabla 3.46 Costos Indirectos

| Descripción | Precio total \$ |
|----------------------|-----------------|
| Movilización | 164.00 |
| Estadía | 250.00 |
| Alimentación | 100.00 |
| Servicios | 60.00 |
| Copias e impresiones | 70.00 |
| TOTAL | 644.00 |

Fuente: Autor

La Tabla 3.47 muestra los costos totales de construcción y desarrollo del presente proyecto.

Tabla 3.47 Costos totales

| Descripción | Precio total \$ |
|---|-----------------|
| Costos de materiales e Insumos | 4827.97 |
| Costos de mano de obra y asesoría técnica | 1320.00 |
| Costos Indirectos | 644.00 |
| TOTAL | 6791.97 |

Fuente: Autor

3.4 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

3.4.1 DATOS TÉCNICOS DEL SISTEMA

3.4.1.1 MATERIAL (INNER-LINER)

Peso por metro lineal: 4.826 kg/m

Densidad del compuesto: 1.187g/cm³

Ancho de calandrado: 760 ± 30mm

Velocidad de Calandrado: 7m/min

Calibre de lámina: Máximo 8mm

3.4.1.2 MÓDULO DE TRANSPORTE

Alimentación del motor de la rampa mayor: 440VAC

Alimentación del embrague de la rampa menor: 24VDC

Alimentación de los motores en las caseteras: 440VAC

Peso de las rampas: Inferior 64.18kg y Superior 292.78kg

Ancho de la banda modular en ambas rampas: 914mm

Longitud de transporte en la rampa inferior: 4.60 m

Longitud de transporte en la rampa superior: 11.72 m

Variación de alturas en la rampa inferior: 1.63m hasta 2.30m medidos desde el suelo

Variación de alturas en la rampa superior: 1.61m hasta 2.60m medidos desde el suelo

Carga máxima de operación: Con banda doble de material 7 kg/m²

Rango de velocidades de transporte: 6.3 m/min a 8.3 m/min

3.4.1.3 MÓDULO DE UNIÓN

Alimentación neumática para el pistón de empalme: 6 bar o 90psi

Ancho máximo de material calandrado para empalme: 790mm

Velocidad del rodillo empalmador: Máximo 220 rpm

Fuerza de empalme: 300 N

Distancia de traslape de material: 20 ± 5 mm

3.4.1.4 MÓDULO DE CONTROL

Alimentación de los componentes de control (sensores y electroválvulas): 24VDC

Sistema de control: Manual y Automático

Controlador: Rack Siemens

3.4.2 FUNCIONAMIENTO GENERAL

El funcionamiento del sistema empalmador inicia con el despliegue de un rollo de Inner-Liner en cualquier desenrolladora, el operario ubica en control manual dicha rampa y orienta el material hacia el transportador principal; posteriormente el material avanza hasta ser detectado al finalizar la respectiva rampa, se cambia a modo automático el control y el material es desenrollado continuamente. Mientras esto sucede el operario debe cargar otro rollo en la casetera restante para que este continúe el proceso, de igual forma el control de esa rampa debe ponerse en manual hasta que su extremo sea detectado antes de la zona de empalme, cuando esto sucede el control debe ser cambiado a automático para esperar la operación de empalme. El empalme es un proceso en que se sincronizan ambas rampas para lograr que los extremos del material en cada una se superpongan con el fin de formar una banda continua.

A tener las dos caseteras cargadas y con su control en modo automático, se detectará una falta de material en la rampa en movimiento, lo que provocará que se accione la otra rampa y el material de ambas se juntará en el transportador principal, dando lugar

al empalme con un rodillo antiadherente, que presiona el traslape de material sobre la banda modular de plástico, permitiendo que las láminas de caucho sin vulcanizar se fusionen por la presión ejercida. El rodillo, accionado por un cilindro neumático de doble efecto estará en contacto con el material durante un tiempo muy pequeño que dependerá de la velocidad a la que se mueve el transportador principal, luego de este tiempo, el cilindro neumático regresará a su posición inicial dando por terminado el empalme.

Finalmente se cambia a modo de control manual a la rampa vacía, se retira el rollo vacío de la casetera y se repite el procedimiento con un rollo lleno de material para esta.

3.4.3 MANTENIMIENTO DEL SISTEMA

Con el fin de reducir los tiempos de para por limpieza o mantenimiento del equipo, los componentes seleccionados no requieren de un plan específico de manutención, sino principalmente una limpieza periódica de sus componentes, la cual se expresa en estas recomendaciones:

Revisar semanalmente que los componentes en contacto con el Inner-Liner no posean grumos o partículas extrañas que comprometan el proceso de empalme.

Lubricar las chumaceras, las cadenas transmisoras y los bujes de los ejes con grasa multipropósito.

Limpiar mensualmente los sensores difusos y optoeléctricos con la finalidad de evitar que estos dejen de trabajar o envíen señales incorrectas al controlador.

Controlar que las curvas catenarias en la sección inferior de las rampas no excedan un valor de 102mm o 4pulg. Si esto ocurre, basta con quitar una sección de la banda gracias a que es una banda modular y para abrirla solamente se debe retirar el pin ubicado en cada articulación.

CAPÍTULO IV

4.1 CONCLUSIONES

- El sistema empalmador de Inner Liner comprende una parte en la actualización de la Máquina Roller Head, este cumple con la función de recibir rollos de material, transportarlos desenrollados hasta la zona de unión y empalmarlos con el final del anterior Inner-Liner para así obtener una banda continua de material. Este sistema empalmador reduce al máximo la intervención humana en el proceso de unión de Inner-Liner, limitando las funciones del operario a cargar los rollos en las caseteras (Let Off), montar uno de los extremos en la respectiva rampa y retirar los rollos vacíos de las caseteras o desenrolladoras.
- La mejor alternativa de diseño para la sección de transporte en el sistema empalmador de Inner-Liner es usar bandas modulares de plástico, montadas en una estructura fija y accionada por un motorreductor; con la posibilidad de usar un embrague electromagnético de dientes para la rampa menor. En la sección de unión de Inner-Liner, la mejor alternativa es usar un rodillo con recubrimiento antiadherente de teflón, el cual se mueva de forma perpendicular a la banda y su movimiento lo ejecute un cilindro neumático de doble efecto.
- La estructura existente de la máquina Roller Head, en la cual se ensambló el sistema empalmador fue analizada estáticamente con una carga considerablemente superior a las condiciones de trabajo, brindando resultados satisfactorios bajo este supuesto y validando la resistencia de dicha estructura a su modificación. Sin embargo la sección de la estructura que soporta el sistema empalmador tuvo que ser reformada por limitaciones dimensionales, se eliminó un tramo de la viga transversal central y mediante un análisis estructural en condiciones normales de trabajo se comprobó que esta sección no compromete la resistencia del conjunto y permite soportar satisfactoriamente el sistema empalmador.
- El sistema de bandas posee dos rampas que permiten elevar el material hasta la altura del empalmador. La rampa menor está colocada sobre el Let-Off 1

sustituyendo a una transportadora horizontal, la cual exigía que el operario eleve el material por sobre su cabeza; la rampa mayor se coloca sobre los Let-Off 1 y 2 para reemplazar a una transportadora inclinada que no permitía un movimiento continuo de material. Para accionar las rampas se optó por dos alternativas, en la rampa menor se utiliza un embrague electromagnético de dientes que la conecta con el movimiento de la banda transportadora principal y en la rampa mayor se utiliza un motorreductor sincronizado con la velocidad del transportador principal. Ambas rampas facilitan la colocación de Inner-Liner a una altura ergonómicamente correcta que no comprometa la integridad del operario y también permiten el transporte ininterrumpido de Inner-Liner a la zona de empalme.

- Los elementos que forman parte de las bandas transportadoras están expuestos a vibraciones provenientes de los engranes de tracción y los rodillos de retorno, por lo cual a las rampas y soportes se les hizo un análisis modal, obteniéndose sus primeras frecuencias naturales y comparándolas con las frecuencias de giro tanto de los engranes de tracción como de los rodillos de retorno; puesto que ningún valor coincidió, los elementos diseñados no interfieren en los modos normales de vibración y el sistema no entraría en resonancia.
- Los componentes que son parte del sistema empalmador fueron diseñados y seleccionados según las necesidades de la empresa garantizando un fácil montaje, limpieza y mantenimiento; además que sean de fácil adquisición a nivel nacional y se estandaricen con los componentes de las máquinas y equipos de la empresa. Por tal motivo, el módulo transportador utiliza bandas modulares, engranes, ejes, guías de desgaste y rodillos seleccionados según especificaciones de INTRALOX, mientras que el módulo de empalme y los componentes estructurales, han sido construidos en base a las dimensiones y descripciones de los equipos usados en la producción de Inner-Liner, complementados con sensores difusos, opto eléctricos y cortinas de seguridad.
- El sistema empalmador combina dos funciones de control, la primera en modo manual que permita al operador orientar el inicio del material hasta la zona de empalme sin que interfiera con el movimiento del transportador y el modo automático que se encargará de generar una superposición de material con dos

rollos diferentes y unirlos firmemente para producir una banda continua de material. El empalme se lo realiza con un rodillo antiadherente, que presiona el material sobre la banda modular de plástico que se encuentra en movimiento. El rodillo es accionado por un cilindro neumático de doble efecto cuando existe traslape de material, permitiendo que las láminas de caucho sin vulcanizar se fusionen por la presión que ejerce el cilindro a través del rodillo antiadherente.

4.2 RECOMENDACIONES

- Cuando el rollo de un Let Off se termine, este debe ser reemplazado por uno nuevo para asegurar que el sistema de empalme se encuentre siempre listo para trabajar y no se detenga por falta de material.
- Al cargar un rollo en cualquier casetera, es recomendable que se use el modo manual del sistema durante esta operación y después se lo cambie a modo automático, porque esto permite manipular el material hasta encaminarlo en su respectiva rampa sin que se produzcan desalineamientos o falsas lecturas en los sensores de detección de objetos.
- El mantenimiento del sistema empalmador debe coincidir con el de la maquina Roller Head, puesto que poseen partes móviles y componentes ocultos que son imposibles revisarlos mientras el equipo está en operación.
- Debido a que los empalmes no son tareas permanentes, sino que se dan esporádicamente, se recomienda que se vigile el material durante este proceso, porque al ser caucho sin vulcanizar, este tiende a ser pegajoso y puede quedar adherido a la banda transportadora de plástico. Lo que ocasionaría que no se empalmen los extremos de material y este sea desperdiciado.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Continental Tire Andina- Historia. Internet: www.continentaltire.com.ec/www/llantas_an_es/general/historia/, [Mayo 16, 2016].
- [2] P. X. Ullauri, “Análisis de Scrap en la línea de acabado final de llantas de Camión Radial en Continental Tire Andina S.A.” Tesis de pregrado, Escuela de Ingeniería Industrial. Universidad de Cuenca, Cuenca, Ecuador, 2015.
- [3] P. A. Peñaherrera “Aplicación de la herramienta Single Minute Exchange of Die (SMED) en el proceso de extrusión de la planta de preparación de la empresa Continental Tire Andina S.A.” Tesis de pregrado, Escuela de Ingeniería Industrial, Universidad de Cuenca, Cuenca, Ecuador, 2013.
- [4] E. A. Salas, N. I. Velasco. “Diseño, construcción e implementación de un sistema automatizado para el empalme de rollos de fibra de vidrio y poliéster para el proceso de laminación en la empresa Chova del Ecuador S.A.”, Tesis de pregrado; Departamento de Ciencias y Energía de la Mecánica, ESPE, Quito, Ecuador, 2015.
- [5] T. Sacco, “Dispositivo empalmador transversal automático para ensamblar neumáticos” Patente Europea ES 2 026 144, Abril 16, 1992.
- [6] M. Adami, L. Viareggio, “Splicing device for splicing two web materials together, unwinder comprising said splicing device and relative method” Patente Europea EP 1 422 175 A2, Septiembre 24, 2003
- [7] U. Karmarkar, A. Barbur, E. R. Terrill, M. Centea, L. R. Evans, J. D. MacIsaac Jr. “NHTSA Tire Aging Test Development Project - Tire Inner liner Analysis” Akron Rubber Development Laboratory, Inc., Ohio, Reporte N° DOT HS 811 296, 2010.
- [8] J. Puente, “Diseño de un transportador de carga”, Tesis de Maestría, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica” Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de los Garza, México, 1999.


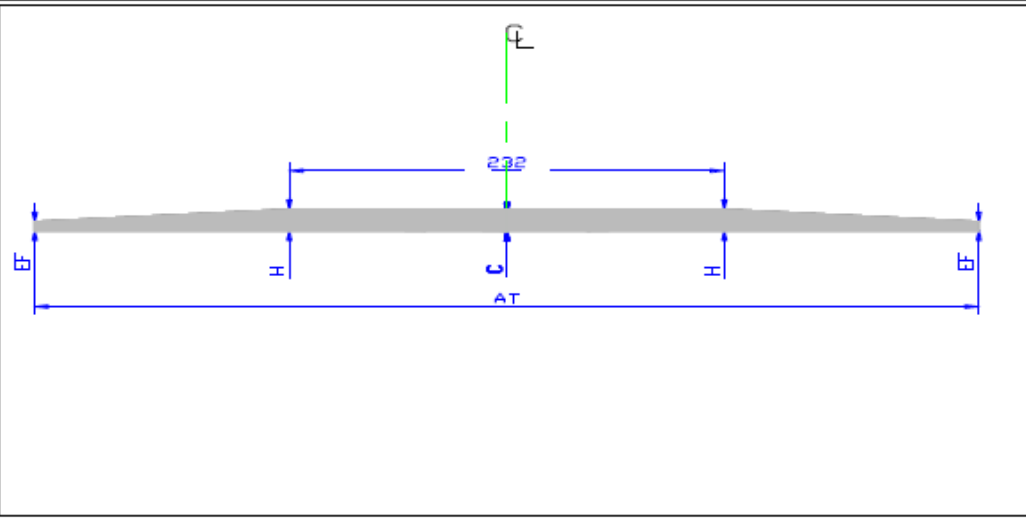
- [9] E. E. Gonzales, “Diseño de una máquina formadora de fardos de flujo continuo para botellas”, Tesis de pregrado, Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción” ESPOL, Guayaquil, Ecuador, 2008.
- [10] J. D. Bermúdez, “Automatización de máquina troqueladora de liner” Tesis de pregrado, Coordinación de Ingeniería Electrónica, Universidad Simón Bolívar, Sartenejas, Venezuela, 2004.
- [11] Universidad Antonio Nariño, Especialidad en Diseño Mecánico. Internet: <http://www.uan.edu.co/especializacion-en-diseno-mecanico>, [Mayo 18, 2016].
- [12] A. Deutschman, W. Michels y C. “Diseño de Máquinas” México D.F. Compañía Editorial Continental, 1987, pp. 13-
- [13] Universidad de Salamanca “Bandas Transportadoras” Internet. <http://dim.usal.es/areaim/guia%20P.%20I/bandas%20transportadoras.htm> [Mayo 19, 2016]
- [14] “Manual de Ingeniería de la bandas transportadoras”, INTRALOX, New Orleans, EE. UU.
- [15] “Catálogo de Embragues y frenos Electromagnéticos Goizper” GOIZPER S. Corp. Guipúzcoa, España.
- [16] “Guía Técnica de Manipulación de cargas” Edición 2003, Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el trabajo, Madrid, España.
- [17] “Catálogo de Embragues electromagnéticos dentados Rudolf Huber” Rudolf Huber GmbH Präzisionsmechanik. Puchheim, Alemania
- [18] “Catálogo DIPAC de Aceros” DIPAC MANTA Cía. Ltda. Quito, Ecuador
- [19] R. G. Budynas, J. K. Nisbett. Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley, Octava Ed., México D.F.: McGraw-Hill/Interamericana editores, S.A. de C.V., 2008,
- [20] N. Larburu, *Prontuario de máquinas*, 13a ed., España, Paraninfo, 2005

[21] “Catálogo online SICK” Internet: www.sick.com.es [Octubre 15, 2016].

[22] “Catálogo FESTO” Internet: www.festo.com/cat/es-co_co/products [Octubre 15, 2016].

ANEXOS

ANEXO A: CARACTERÍSTICAS INNER-LINER

| | | | | | |
|---|--------------------------------------|--|---|--------------------|---------------------------|
|  | | Continental Tires Andino S.A. ESPECIFICACION DE ROLLER HEAD INNERLINER PERFILADO | CODIGO: 646-4971 REVISION: 14 FECHA: 24/04/2051 | | |
| CODIGO DE RODILLO INN- CVT | | DATOS DE MATERIAL ALIMENTADO A EXTRUIDORA | | | |
| COMPUESTO : FMF - H777Y | | ABERTURA DE RODILLOS 2S - LO / LCO : 0.178 ± 0.1 mm. | | | |
| DENSIDAD : 1.187 | | g / cc3 | | | |
| CALIBRE DE LAMINA : MAX. 8 | | mm. | | | |
| ANCHO DE LAMINA : 760 ± 30 | | mm. | | | |
| NOTA: USAR Liner de DICKSON 5329 para INNERLINER y SUPERENSAMBLE (INNERLINER + SQUEEGE) | | | | | |
| CONDICIONES DE EXTRUIDORA, CALANDRIA Y WIND UP | | | | | |
| CARACTERÍSTICA | | UNIDADES | LIMITE INFERIOR | VALOR MEDIO | LIMITE SUPERIOR |
| PRESION SETEADA EN EXTRUDER | | Bar | | 41.0 | |
| VELOCIDAD SETEADA EN EXTRUDER | | rpm | | 23.0 | |
| VELOCIDAD BANDA SETEADA | | m / min | | 6.1 | |
| ENROLLADORA | PRESION SETEADA EN EXTRUDER | Bar | | 41.0 | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN EXTRUDER | rpm | | 16.1 | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN ROLLER HEAD | m / min | | 4.3 | |
| | VELOCIDAD BANDA SETEADA | m / min | | 4.3 | |
| | PRESION REAL EN EXTRUDER | Bar | 38.0 | 41.0 | 44.0 |
| | VELOCIDAD REAL EN EXTRUDER | rpm | 14.0 | 15.0 | 16.0 |
| | VELOCIDAD DE ROLLER HEAD | m / min | 5.1 | 6.1 | |
| | VELOCIDAD BANDA DOBLE (ENROLLADORA) | m / min | 6.8 | 7.8 | 8.8 |
| CASETERAS | PRESION SETEADA EN EXTRUDER | Bar | | | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN EXTRUDER | rpm | | | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN ROLLER HEAD | m / min | | | |
| | VELOCIDAD BANDA SETEADA | m / min | | | |
| | PRESION REAL EN EXTRUDER | Bar | | | |
| | VELOCIDAD REAL EN EXTRUDER | rpm | | | |
| | VELOCIDAD DE ROLLER HEAD | m / min | | | |
| | VELOCIDAD BANDA DOBLE (CASETERAS) | m / min | | | |
| ANCHO DE CALANDRADO | | mm. | 770 | 780 | 790 |
| LONGITUD DE INNERLINER - SQUEEGEE EMPALMADO | | m. | | 22 | |
| LONGITUD DE INNERLINER EN ENROLLADORA | | m. | | 35 | |
| TEMPERATURAS | | | | | |
| SECCIÓN DE LA MAQUINA | | UNIDADES | COMPUESTO | | TEMPERATURA MAXIMA |
| | | | H272Y | | |
| TORNILLO | | °C | 65 | ± 5 | - |
| CAMISA # 1 | | °C | 45 | ± 5 | - |
| CAMISA # 2 | | °C | 45 | ± 5 | - |
| CABEZA | | °C | 75 | ± 5 | - |
| RODILLO PERFILADO | | °C | 80 | ± 5 | - |
| RODILLO INFERIOR | | °C | 80 | ± 5 | - |
| TEMPERATURA DE CAUCHO EN CABEZA | | °C | 100 | ± 5 | - |
| TEMPERATURA DE CAUCHO EN ALMACENAMIENTO | | °C | - | - | 35 |
|  | | | | | |



Continental Tire Andino S.A.

CODIGO: 646-4971

REVISION: 14

FECHA: 24/04/2015

**ESPECIFICACION DE ROLLER HEAD
INNERLINER PERFILADO**

CODIGO DE RODILLO **INN-CVT**

| CODIGO | COMPUESTO | ANCHO CALIBRACIÓN (mm) | CALIBRES PERFIL (mm) CONSTRUCCION | | | CALIBRES OPERATIVOS (mm) BANDA DE CALIBRACION | | | PESO | |
|--------|-------------|------------------------|-----------------------------------|-----|------|---|-----|------|-------|-------|
| | | | C | H | EF | C | H | EF | kg/m | kg/yd |
| IA3555 | FMF - H777Y | 654 | 3.6 | 3.6 | 2.26 | 3.6 | 3.6 | 2.26 | 2.522 | 2.306 |
| IA3556 | FMF - H777Y | 672 | 3.6 | 3.6 | 2.20 | 3.6 | 3.6 | 2.2 | 2.539 | 2.322 |
| IA4502 | FMF - H777Y | 630 | 3.6 | 3.6 | 2.34 | 3.6 | 3.6 | 2.34 | 2.500 | 2.286 |
| IA3558 | FMF - H777Y | 612 | 3.6 | 3.6 | 2.40 | 3.6 | 3.6 | 2.4 | 2.380 | 2.176 |
| IA3601 | FMF - H777Y | 667 | 3.8 | 3.8 | 2.5 | 3.8 | 3.8 | 2.50 | 2.541 | 2.324 |
| IA4501 | FMF - H777Y | 667 | 3.6 | 3.6 | 2.3 | 3.6 | 3.6 | 2.30 | 2.62 | 2.396 |
| IA4701 | FMF - H777Y | 458 | 3.3 | 3.3 | 2.58 | 3.3 | 3.3 | 2.58 | 1.78 | 1.628 |
| IA4703 | FMF - H777Y | 506 | 3.3 | 3.3 | 2.42 | 3.3 | 3.3 | 2.58 | 1.906 | 1.745 |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | |

NOTA: La distancia entre las marcas del cilindro deben ser como maximo 844 mm

| | | | | | | | | | |
|--------------------|----|-------|--|-------|-------|--|-------|---|---|
| TOLERANCIAS (mm) : | ±5 | ±0.19 | | ±0.19 | ±0.19 | | ±0.19 | - | - |
|--------------------|----|-------|--|-------|-------|--|-------|---|---|


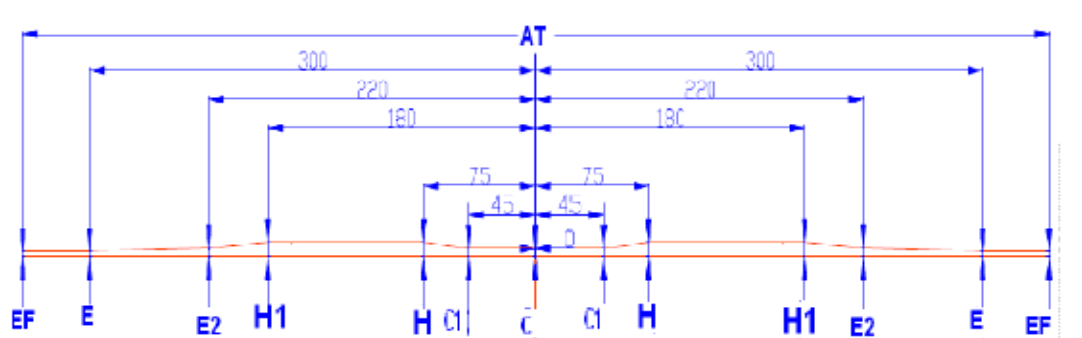
IDENTIFICACIÓN COMPUESTOS



HISTORIA

| REV. # | FECHA | N. C. E. n° | RAZON DEL CAMBIO | REVISADO | A PROBADO |
|--------|------------|--------------|--|--------------|------------|
| 9 | 2012-07-12 | 4553 | Ingreso de Innerliner IA 3001 | J. Carabajal | J. Andrade |
| 10 | 2012-09-20 | 4614 | Cambio de compuesto a FM-H777Y | | |
| 11 | 2013-02-05 | JCAO-978-878 | Ingreso de perfil IA601 | | |
| 12 | 2013-10-09 | JCA O-9CBR09 | Actualización de condiciones de extrusión | | |
| 13 | 2015-04-17 | JCAO-9VNSR9 | Ingreso de color por equipo de trabajo para identificación de materiales | | |
| 14 | 2015-04-24 | JCAO-9VVT49 | Ajuste de ancho de calibración para centrar proceso | | |

ANEXO B: CARACTERÍSTICAS SQUEEGEE

| | | | | | |
|--|----------------------------------|-------------------------------|--|-------------|--------------------|
|  | | Continental Tires Andina S.A. | CODIGO: 646-497 S REVISION: 13 FECHA: 01/04/2014 | | |
| ESPECIFICACION DE ROLLER HEAD SQUEEGEE PERFILADO | | | | | |
| CODIGO DE RODILLO SQ - CVT | | | | | |
| DATOS DE MATERIAL ALIMENTADO A EXTRUIDORA | | | | | |
| COMPUESTO : B51 DENSIDAD : 1.141 g / cc CALIBRE DE LAMINA : MAX. 8 mm. ANCHO DE LAMINA : 760 ± 30 mm. | | | | | |
| NOTA: USAR Liner de MILLIKEN 1852 para SQUEEGEE. | | | | | |
| CONDICIONES DE EXTRUIDORA, CALANDRIA Y WIND UP | | | | | |
| CARACTERISTICA | | UNIDADES | LIMITE INFERIOR | VALOR MEDIO | LIMITE SUPERIOR |
| PRESION SETEADA EN EXTRUDER | | Bar | | 29.0 | |
| VELOCIDAD SETEADA EN EXTRUDER | | rpm | 17 | 19.0 | 21 |
| VELOCIDAD SETEADA EN ROLLER HEAD | | m / min | | 6.3 | |
| VELOCIDAD BANDA SETEADA | | m / min | 5 | 7.0 | - |
| ENROLLADORA | PRESION SETEADA EN EXTRUDER | Bar | | 29.0 | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN EXTRUDER | rpm | | 14.3 | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN ROLLER HEAD | m / min | | 4.7 | |
| | VELOCIDAD BANDA SETEADA | m / min | | 5.3 | |
| | PRESION REAL EN EXTRUDER | Bar | 26.0 | 29.0 | 32.0 |
| | VELOCIDAD REAL EN EXTRUDER | rpm | 14.5 | 15.5 | 16.5 |
| | VELOCIDAD DE ROLLER HEAD | m / min | 5.5 | 6.5 | 7.5 |
| VELOCIDAD BANDA DOBLE (ENROLLADORA) | | m / min | 6.3 | 7.3 | 8.3 |
| CASETERAS | PRESION SETEADA EN EXTRUDER | Bar | | | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN EXTRUDER | rpm | | | |
| | VELOCIDAD SETEADA EN ROLLER HEAD | m / min | | | |
| | VELOCIDAD BANDA SETEADA | m / min | | | |
| | PRESION REAL EN EXTRUDER | Bar | | | |
| | VELOCIDAD REAL EN EXTRUDER | rpm | | | |
| | VELOCIDAD DE ROLLER HEAD | m / min | | | |
| VELOCIDAD BANDA DOBLE (CASETERAS) | | m / min | | | |
| ANCHO DE CALANDRADO | | mm. | 770 | 780 | 790 |
| LONGITUD DE INNERLINER - SQUEEGEE EMPALMADO | | m. | | 22 | |
| LONGITUD DE INNERLINER EN ENROLLADORA | | m. | | 35 | |
| TEMPERATURAS | | | | | |
| SECCIÓN DE LA MAQUINA | | UNIDADES | COMPUESTO | | TEMPERATURA MAXIMA |
| | | | B51 | | |
| TORNILLO | | °C | 65 | ± 5 | - |
| CAMISA # 1 | | °C | 45 | ± 5 | - |
| CAMISA # 2 | | °C | 45 | ± 5 | - |
| CABEZA | | °C | 75 | ± 5 | - |
| RODILLO PERFILADO | | °C | 80 | ± 5 | - |
| RODILLO INFERIOR | | °C | 80 | ± 5 | - |
| TEMPERATURA DE CAUCHO EN CABEZA | | °C | 95 | ± 5 | - |
| TEMPERATURA DE CAUCHO EN ALMACENAMIENTO | | °C | - | - | 30 |
|  | | | | | |



Continental Tire Andino S.A.

CODIGC 646-497 S
 REVISIC 14
 FECHA: 13/10/2015

ESPECIFICACION DE ROLLER HEAD
 SQUEEGEE PERFILADO

CODIGO DE RODILLO SQ - CVT

| CODIGO | COMPUESTO | ANCHO AT (mm) | CALIBRES PERFIL (mm) CONSTRUCCION | | | | | | | CALIBRES OPERATIVOS (mm) BANDA DE CALIBRACION | | | | | | | PESO | |
|--------|-----------|---------------|-----------------------------------|-----|-----|-----|-----|------|------|---|-----|-----|-----|-----|------|------|-------|-------|
| | | | C | C1 | H | H1 | E2 | E | EF | C | C1 | H | H1 | E2 | E | EF | kg/m | kg/ld |
| SQ 06 | B16391 | 672 | 1.9 | 1.9 | 3.2 | 3.2 | 2 | 1.4 | 1.40 | 2.1 | 2.1 | 3.5 | 3.5 | 2.3 | 1.7 | 1.7 | 1.871 | 1.711 |
| SQ 07 | B16391 | 690 | 1.9 | 1.9 | 3.2 | 3.2 | 2 | 1.4 | 1.40 | 2.1 | 2.1 | 3.5 | 3.5 | 2.3 | 1.7 | 1.7 | 1.890 | 1.728 |
| SQ 08 | B16391 | 645 | 1.9 | 1.9 | 3.2 | 3.2 | 2 | 1.4 | 1.40 | 2.1 | 2.1 | 3.5 | 3.5 | 2.3 | 1.7 | 1.7 | 2.285 | 2.089 |
| SQ 09 | B16391 | 630 | 1.9 | 1.9 | 3.2 | 3.2 | 2 | 1.4 | 1.4 | 2.1 | 2.1 | 3.5 | 3.5 | 2.3 | 1.7 | 1.7 | 2.333 | 2.133 |
| SQ 10 | B16391 | 526 | 1.7 | 1.7 | 3 | 3 | 1.8 | 1.2 | 1.2 | 1.9 | 1.9 | 3.3 | 3.3 | 2.1 | 1.5 | 1.5 | 1.484 | 1.357 |
| SQ 11 | B16391 | 685 | 1.9 | 1.9 | 3.2 | 3.2 | 2 | 1.4 | 1.4 | 2.1 | 2.1 | 3.5 | 3.5 | 2.3 | 1.7 | 1.7 | 1.9 | 1.737 |
| SQ 12 | B16391 | 650 | 1.9 | 1.9 | 3.2 | 3.2 | 2 | 1.4 | 1.4 | 2.1 | 2.1 | 3.5 | 3.5 | 2.3 | 1.7 | 1.7 | 1.837 | 1.680 |
| SQ 13 | B16391 | 476 | 1.7 | 1.7 | 3 | 3 | 1.8 | 1.67 | 1.67 | 1.9 | 1.9 | 3.2 | 3.2 | 2 | 1.87 | 1.87 | 1.389 | 1.270 |

Nota: La distancia entre las señales del cilindro debe ser maximo 864

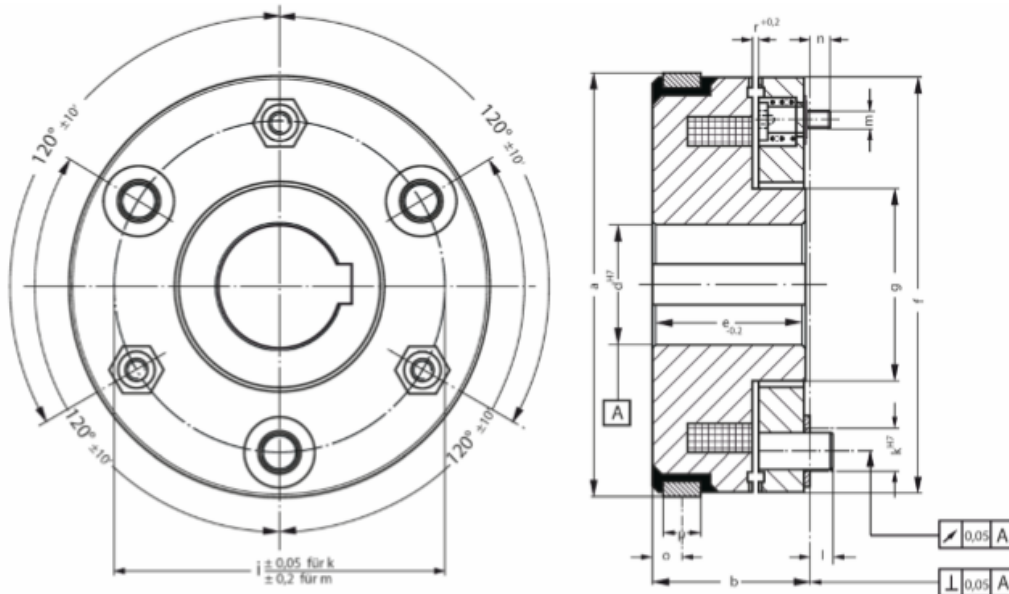
| HISTORIA | | | | | |
|----------|------------|-------------|---|----------|------------|
| REV. # | FECHA | N. C. E. nº | RAZON DEL CAMBIO | REVISADO | APROBADO |
| 8 | 2012-01-06 | 4883 | Cambio de temperaturas para extrusión | D. OCHOA | J. ANDRADE |
| 9 | 2012-02-02 | 4883 | Cambio de perfiles de Squeegee y códigos. | | |
| 10 | 2012-05-18 | 4482 | Cambio de ancho en SQ06 de 679 a 672 mm | | |
| 11 | 2013-04-29 | JCAO-87837B | Ingreso de SQ 11 | | |
| 12 | 2013-10-09 | JCAO-8C8R06 | Actualización condiciones de extrusión de Squeegee | | |
| 13 | 2014-04-01 | JCAO-8HRTM0 | Cambio de valor de los calibres en banda de calibración | | |
| 14 | 2015-10-13 | | Ingreso de SQ 13 | | |

Distribución: Ing. de Procesos (1) - Control de Prod & Ing. Industrial (2) - Supervisor Tuberas (2) - Programación (1)

ANEXO C: SELECCIÓN DEL EMBRAGUE ELECTROMEGRNÉTICO

Magnet-Zahnkupplung mit Schleifring elektromagnetisch betätigt

Bauform A



Bestellbeispiel für eine Magnet-Zahnkupplung mit Schleifring, Bauform A, für ein übertragbares Drehmoment von 400 Nm (40 kpm) und mit einer Bohrung 50^{H7}:

Magnet-Zahnkupplung MZ 40.000-50

| Type | Übertragbares Drehmoment | | Leistungsaufnahme (W) | | Massenträgheitsmoment J (kg cm ²) | | Zähnezahl | Gewicht kg | max. Drehzahl/min | | | passender Stromzuführer | |
|------------|--------------------------|-----|-----------------------|------|---|-------|-----------|------------|-------------------|------------------|-----------------|-------------------------|---------|
| | Nm | kpm | 20°C | 80°C | Körper | Anker | | | Trockenlauf | NaBlauf | | Trockenlauf | NaBlauf |
| | | | | | | | | | | ohne Blindbürste | mit Blindbürste | | |
| MZ 1,3.000 | 13 | 1,3 | 7,5 | 6 | 1,0 | 0,7 | 120 | 0,35 | 6500 | 3300 | 6000 | SZ414T | SZ414N |
| MZ 2,5.000 | 25 | 2,5 | 11 | 9 | 2,0 | 1,4 | 120 | 0,50 | 6000 | 2900 | 5000 | SZ414T | SZ414N |
| MZ 5.000 | 50 | 5 | 13 | 11 | 7,5 | 3,8 | 192 | 1,2 | 5500 | 2200 | 4300 | SZ414T | SZ414N |
| MZ 10.000 | 100 | 10 | 16 | 13 | 11,0 | 5,8 | 192 | 1,3 | 5000 | 2000 | 4000 | SZ414T | SZ414N |
| MZ 20.000 | 200 | 20 | 21 | 17 | 21,5 | 11,8 | 192 | 2 | 4300 | 1700 | 3400 | SZ618T | SZ618N |
| MZ 40.000 | 400 | 40 | 25 | 21 | 52,5 | 25,0 | 240 | 3 | 3650 | 1450 | 2900 | SZ618T | SZ618N |
| MZ 80.000 | 800 | 80 | 32 | 26 | 138,0 | 63,0 | 240 | 5 | 3000 | 1200 | 2400 | SZ618T | SZ618N |

Normalgleichspannung = 24V

| Type | a | b | d ^{H7} Passierdrehmoment nach DIN 6885 Blatt 1 Vielzahlprofil gegen Mehrpreis | e -0,2 | f | g | j ^{H7} ±0,05 für k ±0,2 für m | k ^{H7} | l | m | n | o | p | r +0,2 | passender Mitnahmering |
|------------|-----|------|--|-----------|-----|----|--|-----------------|----|----|---|-----|----|-----------|------------------------|
| MZ 1,3.000 | 57 | 27,9 | 14 16 18 | 27 | 56 | 26 | 41 | 6 | 5 | M4 | 5 | 5,5 | 7 | 0,1 | MZ 1,3.000-401 |
| MZ 2,5.000 | 66 | 29,9 | 14 16 18 20 | 29 | 65 | 28 | 49 | 6 | 5 | M4 | 5 | 5,5 | 7 | 0,1 | MZ 2,5.000-401 |
| MZ 5.000 | 87 | 33,0 | 18 20 22 25 28 | 32 | 86 | 40 | 68 | 8 | 5 | M4 | 5 | 6,0 | 8 | 0,2 | MZ 5.000-401 |
| MZ 10.000 | 96 | 33,0 | 20 22 25 28 30 32 35 38 | 32 | 95 | 49 | 77 | 8 | 5 | M4 | 5 | 6,0 | 8 | 0,2 | MZ 10.000-401 |
| MZ 20.000 | 111 | 37,3 | 30 32 35 38 40 42 45 48 | 36 | 110 | 61 | 88 | 10 | 7 | M6 | 7 | 7,0 | 9 | 0,2 | MZ 20.000-401 |
| MZ 40.000 | 131 | 42,3 | 38 40 42 45 48 50 55 60 | 41 | 130 | 78 | 106 | 12 | 9 | M6 | 7 | 8,5 | 10 | 0,2 | MZ 40.000-401 |
| MZ 80.000 | 156 | 48,3 | 42 45 48 50 55 60 65 70 | 47 | 155 | 88 | 128 | 15 | 11 | M6 | 7 | 8,5 | 10 | 0,2 | MZ 80.000-401 |

1) Diese Anschlussmaße gelten für das Gegenstück

Embrague magnético de la serie MZ 40.000-50 [17]

ANEXO D: CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTOREDUCTORES

Technical data to the sales document

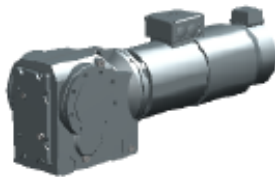


Quotation-No.: IT4000 411861317 REV.1

Date: 26.05.2016

Page 54 / 65

| Pos. | Quantity | Part No. | price/pc EUR | total price EUR |
|------|----------|--|--------------|-----------------|
| 20 | 1 PC | Helical-bevel gearmotor KAZ97 DRP160S4BE11/TF/EG7CV | | |



Remark:

Colour and technical specifications may vary from the picture shown. The technical specification is according to the following data.

| | |
|--------------------------------|---|
| Speed [r/min] | : 1775 / 31 |
| Total ratio [i] | : 56,55 / infinite |
| Ma max [Nm] | : 4300 |
| Output torque [Nm] | : 1670 |
| Service factor SEW-FB | : 2,60 |
| Mounting position | : M1AB |
| Term.box.pos.[°] / cable entry | : 270 (T) / normal |
| Lubricant / -volume [l] | : CLP 220 Miner.Oil / 7,00 |
| Paint coat | : Top coat RAL7031 (blue grey) |
| Hollow shaft | : 70mm |
| Design | : B14-flange-mounted version and hollow shaft |
| Flange | : 180mm centering shoulder |
| Documentation no. A | : 21932808 |
| Parts list | : 382681495 |
| Motor power [kW] | : 5.5 |
| Motor frequency [Hz] | : 60 |
| Cyclic duration factor S1-S10 | : S1 |
| Motor voltage [V] / conn. type | : 266/460 delta/star |
| Rated current [A] | : 16,00 / 9,30 |
| cos phi | : 0,81 |
| Wiring diagram | : R13T / 681510306 |
| Thermal cl.[°C]/Enclosure[IP] | : 155(F) / 55 |
| International efficiency class | : IE3 |

Technical data to the sales document

Quotation-No.: IT4000 411861317 REV.1

Date: 26.05.2016

Page 55 / 65

| Pos. | Quantity | Part No. | price/pc EUR | total price EUR |
|------|----------|--------------------------------|--|-----------------|
| | | Efficiency | | |
| | | at 50/75/100% Pn [%] | : 90,9 / 91,8 / 91,7 | |
| | | CE mark | : Yes | |
| | | Brake | : BE11 | |
| | | Brake voltage [V]/-torque [Nm] | : 460 AC / 80 | |
| | | Brake rectifier | : BGE1.5 | |
| | | Brake wiring diagram | : B100 / 690010006 | |
| | | Forced cooling | : V = Forced cooling fan | |
| | | Forced cooling fan voltage [V] | : Single-phase:230...277VAC, 50/60Hz Delta: 200...303VAC, 50Hz Star: 346...525VAC, 50Hz Delta: 220...332VAC, 60Hz Star: 380...575VAC, 60Hz | |
| | | Flow rate air [m3/h] | : 450 | |
| | | Forced cool.fan wir.diagr.no. | : 690240007 | |
| | | Motor protection | : TF = PTC Temperature sensor | |
| | | Encoder | : EG7C / Shaft-centered non-positive mounting with thread | |
| | | Electrical interface | : HTL/TTL (RS422) | |
| | | Incremental value | : 1024 | |
| | | Absolute value | : without | |
| | | Encoder connection | : SEW encoder with connection cover | |
| | | Encoder design | : Supply voltage DC 4.5-30 V | |
| | | Encoder circuit diagram no. | : 681790008 | |
| | | Encoder code 1 | : 09AB00AC11AG | |
| | | Technical data sheet encoder | : 08443__08 | |
| | | Terminal box | : Terminal box lower part made of aluminum with tapped hole 2xM40, 2xM16 | |
| | | Documentation no. A | : 21927200 | |
| | | Parts list | : 091931407 / 092530407 / 092550307 | |
| | | Nameplate | : Spanish | |
| | | Nameplate position | : 180° | |
| | | Nameplate language 2nd set | : English | |
| | | Nameplate position 2nd set | : 0° | |
| | | Nameplate text | : M18A CVT let off *1 | |
| | | Opera.instr. A lang./quantity | : Italian | |
| | | Commodity code | : 85015220 | |
| | | net weight [KG] | : approx. 240/PC 240/Pos. | |

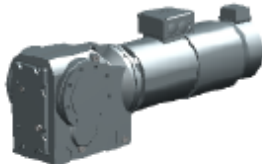
Technical data to the sales document

Quotation-No.: IT4000 411861317 REV.1

Date: 26.05.2016

Page 56 / 65

| Pos. | Quantity | Part No. | price/pc EUR | total price EUR |
|------|----------|---|--------------|-----------------|
| 21 | 1 PC | Helical-bevel gearmotor KAZ97 DRP160S4BE11/TF/EG7C/V | | |

**Remark:**

Colour and technical specifications may vary from the picture shown. The technical specification is according to the following data.

| | |
|--------------------------------|---|
| Speed [r/min] | : 1775 / 31 |
| Total ratio [i] | : 56,55 / infinite |
| Ma max [Nm] | : 4300 |
| Output torque [Nm] | : 1670 |
| Service factor SEW-FB | : 2,60 |
| Mounting position | : M1AB |
| Term.box.pos.[°] / cable entry | : 270 (T) / normal |
| Lubricant / -volume [l] | : CLP 220 Miner.Oil / 7,00 |
| Paint coat | : Top coat RAL7031 (blue grey) |
| Hollow shaft | : 70mm |
| Design | : B14-flange-mounted version and hollow shaft |
| Flange | : 180mm centering shoulder |
| Documentation no. A | : 21932808 |
| Parts list | : 382681495 |
| Motor power [kW] | : 5,5 |
| Motor frequency [Hz] | : 60 |
| Cyclic duration factor S1-S10 | : S1 |
| Motor voltage [V] / conn. type | : 266/460 delta/star |
| Rated current [A] | : 16,00 / 9,30 |
| cos phi | : 0,81 |
| Wiring diagram | : R13T / 681510306 |
| Thermal cl.[°C]/Enclosure[IP] | : 155(F) / 55 |
| International efficiency class | : IE3 |

Technical data to the sales document



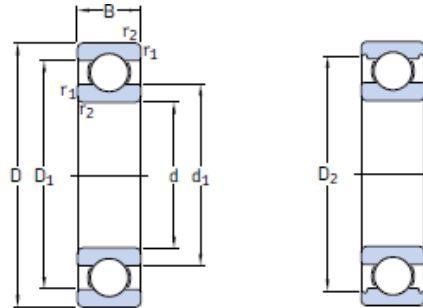
Quotation-No.: IT4000 411861317 REV.1

Date: 26.05.2016

Page 57 / 65

| Pos. | Quantity | Part No. | price/pc EUR | total price EUR |
|------|----------|--------------------------------|--|-----------------|
| | | Efficiency | | |
| | | at 50/75/100% Pn [%] | : 90,9 / 91,8 / 91,7 | |
| | | CE mark | : Yes | |
| | | Brake | : BE11 | |
| | | Brake voltage [V]/torque [Nm] | : 460 AC / 80 | |
| | | Brake rectifier | : BGE1.5 | |
| | | Brake wiring diagram | : B100 / 690010006 | |
| | | Forced cooling | : V = Forced cooling fan | |
| | | Forced cooling fan voltage [V] | : Single-phase:230...277VAC, 50/60Hz Delta: 200...303VAC, 50Hz Star: 346...525VAC, 50Hz Delta: 220...332VAC, 60Hz Star: 380...575VAC, 60Hz | |
| | | Flow rate air [m3/h] | : 450 | |
| | | Forced cool.fan wir.diagr.no. | : 690240007 | |
| | | Motor protection | : TF = PTC Temperature sensor | |
| | | Encoder | : EG7C / Shaft-centered non-positive mounting with thread | |
| | | Electrical interface | : HTL/TTL (RS422) | |
| | | Incremental value | : 1024 | |
| | | Absolute value | : without | |
| | | Encoder connection | : SEW encoder with connection cover | |
| | | Encoder design | : Supply voltage DC 4.5-30 V | |
| | | Encoder circuit diagram no. | : 681790008 | |
| | | Encoder code 1 | : 09AB00AC11AG | |
| | | Technical data sheet encoder | : 08443__08 | |
| | | Terminal box | : Terminal box lower part made of aluminum with tapped hole 2xM40, 2xM16 | |
| | | Documentation no. A | : 21927200 | |
| | | Parts list | : 091931407 / 092530407 / 092550307 | |
| | | Nameplate | : Spanish | |
| | | Nameplate position | : 180° | |
| | | Nameplate language 2nd set | : English | |
| | | Nameplate position 2nd set | : 0° | |
| | | Nameplate text | : M18B CVT let off *2 | |
| | | Opera.instr. A lang./quantity | : Italian | |
| | | Commodity code | : 85015220 | |
| | | net weight [KG] | : approx. 240/PC 240/Pos. | |

ANEXO E: SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA EL RODILLO DE EMPALME



| Dimensiones principales | | | Capacidad de carga básica | | Carga límite de fatiga P_u | Velocidades | | Masa | Designación |
|-------------------------|----|----|---------------------------|----------------|------------------------------|-------------------------|------------------|--------|------------------|
| d | D | B | dinámica C | estática C_0 | | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | rpm | | kg | - |
| 12 | 21 | 5 | 1,43 | 0,67 | 0,028 | 70 000 | 43 000 | 0,0063 | 61801 |
| | 24 | 6 | 2,25 | 0,98 | 0,043 | 67 000 | 40 000 | 0,011 | 61901 |
| | 28 | 8 | 5,4 | 2,36 | 0,10 | 60 000 | 38 000 | 0,022 | *6001 |
| | 30 | 8 | 5,07 | 2,36 | 0,10 | 56 000 | 34 000 | 0,023 | 16101 |
| | 32 | 10 | 7,28 | 3,1 | 0,132 | 50 000 | 32 000 | 0,037 | *6201 |
| | 37 | 12 | 10,1 | 4,15 | 0,176 | 45 000 | 28 000 | 0,060 | *6301 |
| 15 | 24 | 5 | 1,56 | 0,8 | 0,034 | 60 000 | 38 000 | 0,0074 | 61802 |
| | 28 | 7 | 4,36 | 2,24 | 0,095 | 56 000 | 34 000 | 0,016 | 61902 |
| | 32 | 8 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,025 | *16002 |
| | 32 | 9 | 5,85 | 2,85 | 0,12 | 50 000 | 32 000 | 0,030 | *6002 |
| | 35 | 11 | 8,06 | 3,75 | 0,16 | 43 000 | 28 000 | 0,045 | *6202 |
| | 42 | 13 | 11,9 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,082 | *6302 |
| 17 | 26 | 5 | 1,68 | 0,93 | 0,039 | 56 000 | 34 000 | 0,0082 | 61803 |
| | 30 | 7 | 4,62 | 2,55 | 0,108 | 50 000 | 32 000 | 0,018 | 61903 |
| | 35 | 8 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,032 | *16003 |
| | 35 | 10 | 6,37 | 3,25 | 0,137 | 45 000 | 28 000 | 0,039 | *6003 |
| | 40 | 9 | 9,56 | 4,75 | 0,2 | 38 000 | 24 000 | 0,048 | 98203 |
| | 40 | 12 | 9,95 | 4,75 | 0,2 | 38 000 | 24 000 | 0,065 | *6203 |
| | 40 | 12 | 11,4 | 5,4 | 0,228 | 38 000 | 24 000 | 0,064 | 6203 ETN9 |
| | 47 | 14 | 14,3 | 6,55 | 0,275 | 34 000 | 22 000 | 0,12 | *6303 |
| | 62 | 17 | 22,9 | 10,8 | 0,455 | 28 000 | 18 000 | 0,27 | 6403 |

Especificaciones de rodamientos de Bolas. [Catálogo SKF]

ENGLISH

Photoelectric Reflex Switch with visible redlight Operating Instructions

Safety Specifications

- ▶ Read the operating instructions before starting operation.
- ▶ Connection, assembly, and settings only by competent technicians.
- ▶ Protect the device against moisture and soiling when operating.
- ▶ No safety component in accordance with EU machine guidelines.

Proper Use

The WS/WE150 through-beam photoelectric switch is an opto-electronic sensor, that operates using a transmission unit (VS) and reception unit (WE). It is used for optical, non-contact detection of objects, animals, and people.

Starting Operation

1 WE150-P and -N only:

L: Light-switching; if light received, output (Q) switches.
 D: Dark-switching; if light interrupted, output (Q) switches.

Select desired operating mode externally and connect as per connection diagram **3** (L/D=control wire).

2 With following connectors only:

Connect and secure cable receptacle tension-free.

Only for versions with connecting cable:

The following apply for connection in **3**: brn=brown, blu=blue, blk=black, wht=white.

Connect cables.

Use mounting holes to mount WS and WE opposite each other and align roughly. Adjust for scanning range (see technical data at end of these operating instructions and see diagram; x=scanning range, y=operating reserve, ys=switching threshold).

Connect WS and WE to operating voltage (see type label). Connect L/D-control wire (wht/pin 2) with V+.

Adjustment of light reception:

Determine on/off points of switching output (WE) by swivelling photoelectric switch horizontally and vertically. Select middle position so that red sender beam hits receiver. With optimum light reception, switching output (WE) lights up. If it does not light up, no or not enough light is being received: readjust and/or clean WS and WE. LED-indicator (green): Stability (only WE).

- 3a** LED-Indicator (green): Stability (only WE).
- 3b** LED-Indicator (orange): Output active (only WE).

4 Object detection check:

Move the object into the beam; the switching output (WE) should switch off. If it does not switch off, reduce the sensitivity using the control knob until it switches off. It should switch on again when the object is removed. If it does not switch on again, adjust the sensitivity until the switching threshold is set correctly.

If switching output (WE) does not go out while object is in beam, light attenuation is too low (e.g. objects too small, transparent objects).

Maintenance

SICK photoelectric switches do not require any maintenance. We recommend that you clean the external lens surfaces and check the screw connections and plug-in connections at regular intervals.



07.07. GO

SENSICK WS/WE150

| | |
|---|---|
| Australia Phone +61 3 9497 4100 E-Mail: sales@sick.com.au | Österreich Phone +43 (0)22 36 62 28 8-0 E-Mail: office@sick.at |
| Belgium/Luxembourg Phone +32 (0)2 466 55 66 E-Mail: info@sick.be | Polonia Phone +48 22 837 40 50 E-Mail: info@sick.pl |
| Brazil Phone +55 11 5091 4900 E-Mail: sac@sick.com.br | Republiek van Korea Phone +82 2 786 6321/4 E-Mail: kang@sickkorea.net |
| Ceska Republika Phone +420 2 57 91 18 50 E-Mail: sick@sick.cz | Republika Slovenija Phone +386 (0)47 69 990 E-Mail: sick@sick.si |
| China Phone +852 2763 6966 E-Mail: gfk@sick.com.hk | Russland Phone +7 495 775 05 34 E-Mail: denis.keshev@sick-automation.ru |
| Danmark Phone +45 45 82 64 00 E-Mail: sick@sick.dk | Schweiz Phone +41 41 619 29 39 E-Mail: contact@sick.ch |
| Deutschland Phone +49 211 5301-0 E-Mail: info@sick.de | Singapore Phone +65 6744 3732 E-Mail: admin@sicksig.com.sg |
| España Phone +34 93 480 31 00 E-Mail: info@sick.es | Suomi Phone +358 9 25 15 800 E-Mail: sick@sick.fi |
| France Phone +33 1 64 62 35 00 E-Mail: info@sick.fr | Sverige Phone +46 10 110 10 00 E-Mail: info@sick.se |
| Great Britain Phone +44 (0)1727 831121 E-Mail: info@sick.co.uk | Taiwan Phone +886 2 2365 6292 E-Mail: sick@rms6.hinet.net |
| India Phone +91 -22 - 2822 7084 E-Mail: info@sick-india.com | Türkiye Phone +90 216 587 74 00 E-Mail: info@sick.com.tr |
| Italia Phone +39 02 27 43 41 E-Mail: info@sick-sensors.com | USA/Canada/México Phone +1(952) 941-6780 E-Mail: info@sickusa.com |
| Japan Phone +81 (0)3 3358 1341 E-Mail: support@sick.jp | |
| Niederlande Phone +31 (0)30 229 25 44 E-Mail: info@sick.nl | |
| Norge Phone +47 67 81 50 00 E-Mail: austefjord@sick.no | More representatives and agencies in all major industrial nations at www.sick.com |

We reserve the right to make changes without prior notification.
 Änderungen vorbehalten.
 Angegebene Produkteigenschaften und technische Daten stellen keine Garantieerklärung dar.
 Sous réserve de modifications.
 Reservam-se alterações.
 Ret. til ændringer forbeholdes.
 Con riserva di modifiche.
 Wijzigingen voorbehouden.
 Reservado el derecho a introducir modificaciones.
 经修改表

Nur bei den Versionen mit Anschlussleitung:

Für Anschluss in **3** gilt: brn=braun, blu=blau, blk=schwarz, wht=weiß.

- 3a** Leitungen anschließen.
 WS und WE mit Befestigungsbohrungen an Halter (z.B. SICK-Haltewinkel) gegenüberliegend montieren und grob ausrichten. Dabei Reichweite beachten (s. technische Daten am Ende dieser Betriebsanleitung und s. Diagramm; x=Reichweite, y=Funktionsreserve, ys=Schaltschwelle).
 WS und WE an Betriebsspannung legen (s. Typenaufdruck). L/D-Schalteneingang (wht/Pin2) auf +V legen.
 Justage Lichtempfang:
 Ein-Ausschaltpunkte der Schaltausgangsanzeige (WE) durch horizontales und vertikales Schwenken der Lichtschranke ermitteln. Mittelstellung so wählen, dass der rote Sendelichtstrahl auf dem Empfänger auftrifft. Bei optimalem Lichtempfang leuchtet die Schaltausgangsanzeige (WE) permanent. Leuchtet sie nicht, wird kein oder zuwenig Licht empfangen: WS und WE neu justieren bzw. reinigen.

- 3a** LED-Anzeige (grün): Stabilitätsanzeige (nur WE).
- 3b** LED-Anzeige (orange): Ausgang aktiv (nur WE).

4 Kontrolle Objekterfassung:

Objekt in den Strahlengang bringen; die Schaltausgangsanzeige (WE) muss erlöschen. Leuchtet sie weiterhin, die Empfindlichkeit am Drehknopf so lange reduzieren, bis sie erlischt. Nach Entfernen des Objektes muss sie wieder aufleuchten; ist dies nicht der Fall, Empfindlichkeit so lange verändern, bis die Schaltschwelle korrekt eingestellt ist. Erlischt die Schaltausgangsanzeige (WE) bei vorhandenem Objekt nicht, ist die Lichtdämpfung zu gering (z. B. zu kleine Objekte, transparente Objekte).

Wartung

SICK-Lichtschranken sind wartungsfrei. Wir empfehlen, in regelmäßigen Abständen
 - die optischen Grenzflächen zu reinigen,
 - Verschraubungen und Steckverbindungen zu überprüfen.

DEUTSCH

Einweg-Lichtschranke mit sichtbarem Rotlicht Betriebsanleitung

Sicherheitshinweise

- ▶ Vor der Inbetriebnahme die Betriebsanleitung lesen.
- ▶ Anschluss, Montage und Einstellung nur durch Fachpersonal.
- ▶ Gerät bei Inbetriebnahme vor Feuchte und Verunreinigung schützen.
- ▶ Kein Sicherheitsbauteil gemäß EU-Maschinenrichtlinie.

Bestimmungsgemäße Verwendung

Die Einweg-Lichtschranke WS/WE150 ist ein optoelektronischer Sensor, der mit einer Sendeeinheit (WS) und Empfangseinheit (WE) arbeitet. Sie wird zum optischen, berührungsfreien Erfassen von Sachen, Tieren und Personen eingesetzt.

Inbetriebnahme

1 Nur WE150-P und -N:

L: hellschaltend, bei Lichtempfang schaltet Ausgang (Q).
 D: dunkelschaltend, bei Lichtunterbrechung schaltet Ausgang (Q).

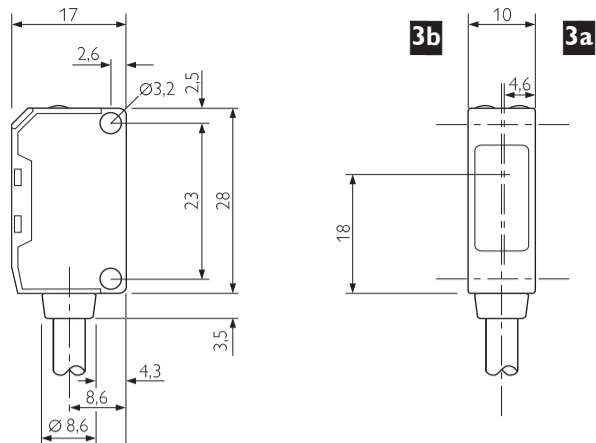
Gewünschte Betriebsart extern wählen und laut Anschlussschema **3** anschließen (L/D=Steuerleitung).

2 Nur bei den Steckerversionen:

Leitungsdose spannungsfrei aufstecken und festschrauben.

A

WS150-D132/135
WE150-P/-N132/135



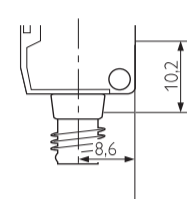
WE150-P/-N132/135/430



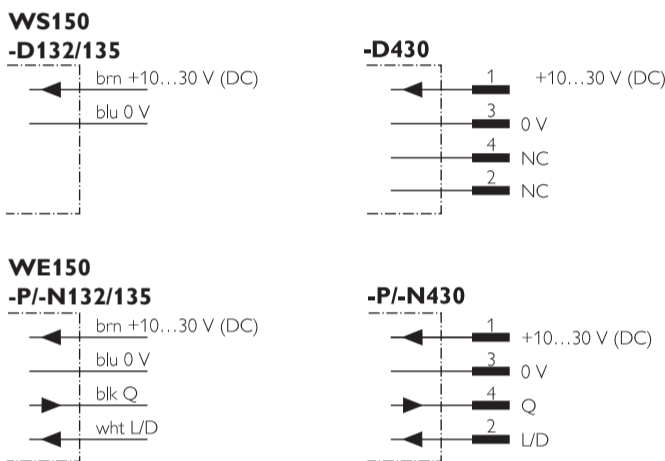
WS150-D132/135/430



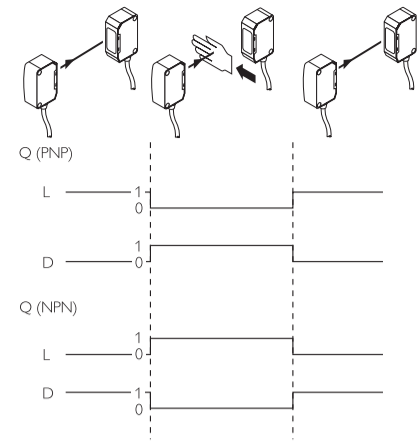
-D430
-P/-N430



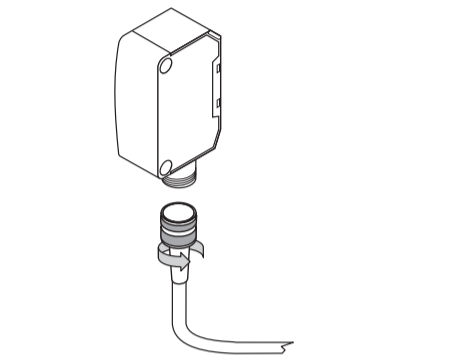
B



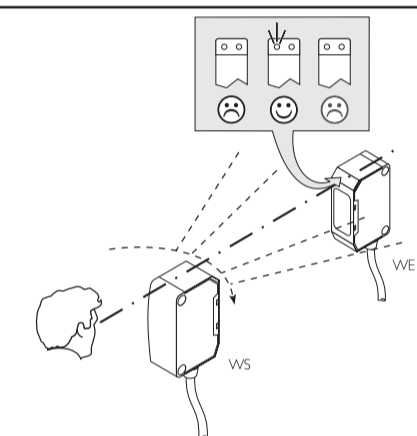
1



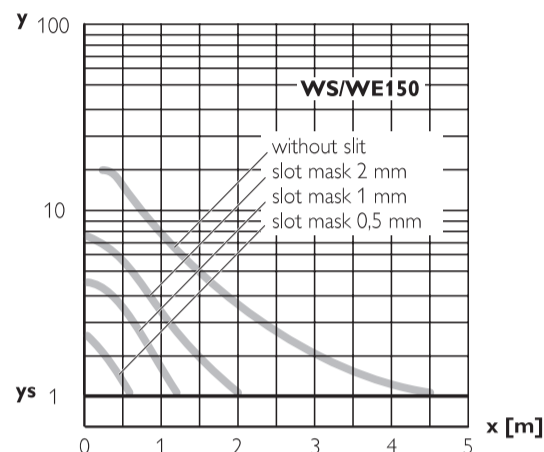
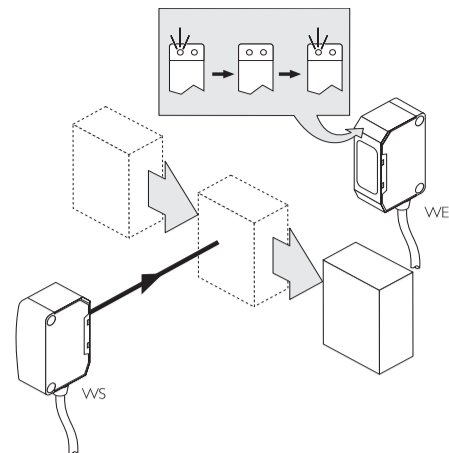
2



3



4

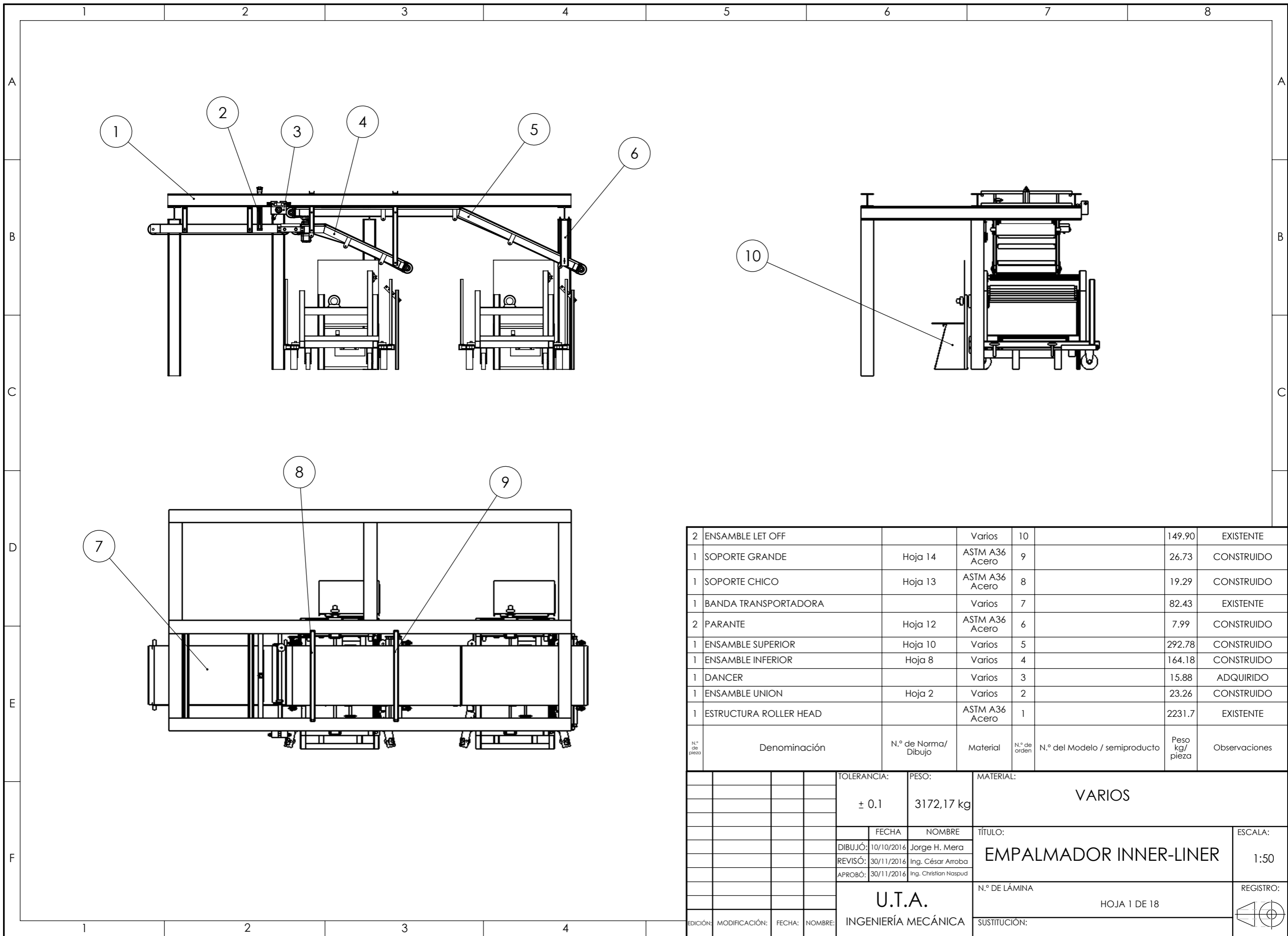


| WS/WE150 | WS150 -D | WE150 -P | WE150 -N |
|--|---|--|---|
| RW scanning range | 4 m | 4 m | 4 m |
| Light spot diameter/ distance ¹⁾ | 400 mm / 4 m | | |
| Supply voltage V _S | DC 10 ... 30 V ²⁾ | DC 10 ... 30 V ²⁾ | DC 10 ... 30 V ²⁾ |
| Output current I _{max} | 100 mA | 100 mA | 100 mA |
| Signal sequence min. | 1000/s | 1000/s | 1000/s |
| Response time | 0.5 ms | 0.5 ms | 0.5 ms |
| Enclosure rating | IP 67 | IP 67 | IP 67 |
| VDE protection class | III | III | III |
| Circuit protection ³⁾ | A,B | A,B,C,D | A,B,C,D |
| Ambient operating temperature | -25 ... + 55 °C | -25 ... + 55 °C | -25 ... + 55 °C |
| ¹⁾ With RW scanning range ²⁾ Limits Residual ripple max. ± 10 % ³⁾ A = Uv connections reverse polarity protected B = inputs/outputs reverse polarity protected C = interference pulse suppression D = outputs protected against excess current and short circuits | ¹⁾ Bei Reichweite RW ²⁾ Grenzwerte Restwelligkeit max. ± 10 % A = Uv-Anschlüsse verpolarisierter B = Ein-/Ausgänge verpolarisierter C = Störimpulsunterdrückung D = Ausgänge überstrom- und kurzschlussfest | ¹⁾ Pour une portée RW ²⁾ Valeurs limites Ondulation résiduelle maxi ± 10 % ³⁾ A = Raccordements Uv protégés contre les inversions de polarité B = Entrées/sorties protégées contre les inversions de polarité C = Suppression des impulsions parasites D = Sorties protégées contre les surcharges et les courts-circuits | ¹⁾ Com alcance da luz RW ²⁾ Valores limite/ondulação residual máx. ± 10 % ³⁾ A = Conexões Uv protegidas contra inversão de polos B = Entradas/saís das protegidas contra inversão de polos C = Supressão de impulsos parasitas D = Saís das protegidas contra sobrecarga e curto circuito |

| WS/WE150 | WS150 -D | WE150 -P | WE150 -N |
|---|--|--|---|
| Portata RW | 4 m | 4 m | 4 m |
| Diametro punto luminoso/distanza ¹⁾ | 400 mm / 4 m | | |
| Tensione di alimentazione U _V | DC 10 ... 30 V ²⁾ | DC 10 ... 30 V ²⁾ | DC 10 ... 30 V ²⁾ |
| Corrente di uscita max. I _{max} | 100 mA | 100 mA | 100 mA |
| Sequenza segnali min. | 1000/s | 1000/s | 1000/s |
| Tempo di risposta | 0.5 ms | 0.5 ms | 0.5 ms |
| Tipo di protezione | IP 67 | IP 67 | IP 67 |
| Classe di protezione VDE | III | III | III |
| Commutazioni di protezione ³⁾ | A,B | A,B,C,D | A,B,C,D |
| Temperatura ambiente circostante | -25 ... + 55 °C | -25 ... + 55 °C | -25 ... + 55 °C |
| ¹⁾ Con portata RW ²⁾ Valori limite ondulatione residua max. ± 10 % ³⁾ A = Uv-collegamenti con protez. contro inversione di poli B = entrate/uscite con protezione contro inversione di poli C = soppressione impulsi di disturbo D = uscite a prova di sovracorrente e corto circuito | ¹⁾ Bij reikwijdte RW ²⁾ Grenswaarden Restpulsatie max. ± 10 % ³⁾ A = Uv-collegingen beveiligd tegen verkeerd polen B = in-/uitgangen beveiligd tegen verkeerd polen C = storingsimpuls onderdrukking D = uitgangen beveiligd tegen overstroom en kortsluiting | ¹⁾ Con alcance RW ²⁾ Valores lí mite ondulación residual max. ± 10 % ³⁾ A = Conexiones Uv a prueba de inversión de polaridad B = Entradas/salida a prueba de inversión de polaridad C = Represión de impulso de interferencia D = Salidas de corriente de sobrentensidad y resistentes al cortocircuito | ¹⁾ Ved rækvidde RW ²⁾ Grænseværdier resterende bølgethed max. ± 10 % ³⁾ A = Uv-tilslutninger med B = Ind-/udgange med polbeskyttelse C = Støjimpulsundertrykkelse D = Udgange overstrøm- og kortslutningsresistent |

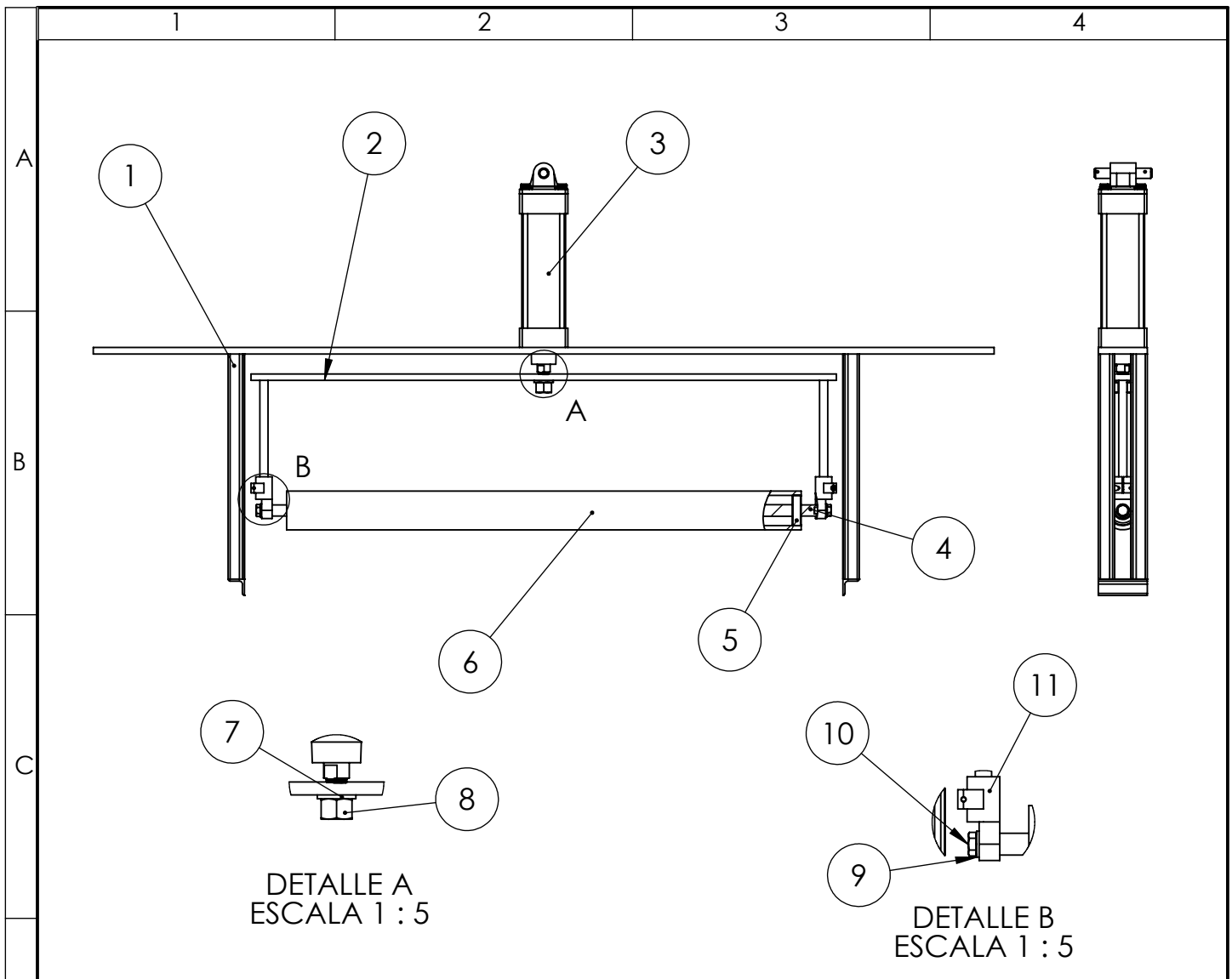
有效, 芯 à RW
电源电压
输出电流 I_{max}
信号流 min
触发时间
保护种类
VDE 保护级别
保护电路 ³⁾
工作环境温度
 1) 在有效感距 RW 时
 2) 极限值 剩余波幅度 max. ±10 %
 A = Uv-接头防反接
 B = 输入/输出防反接
 C = 消除干扰脉冲
 D = 输出端抗过流及短路

PLANOS



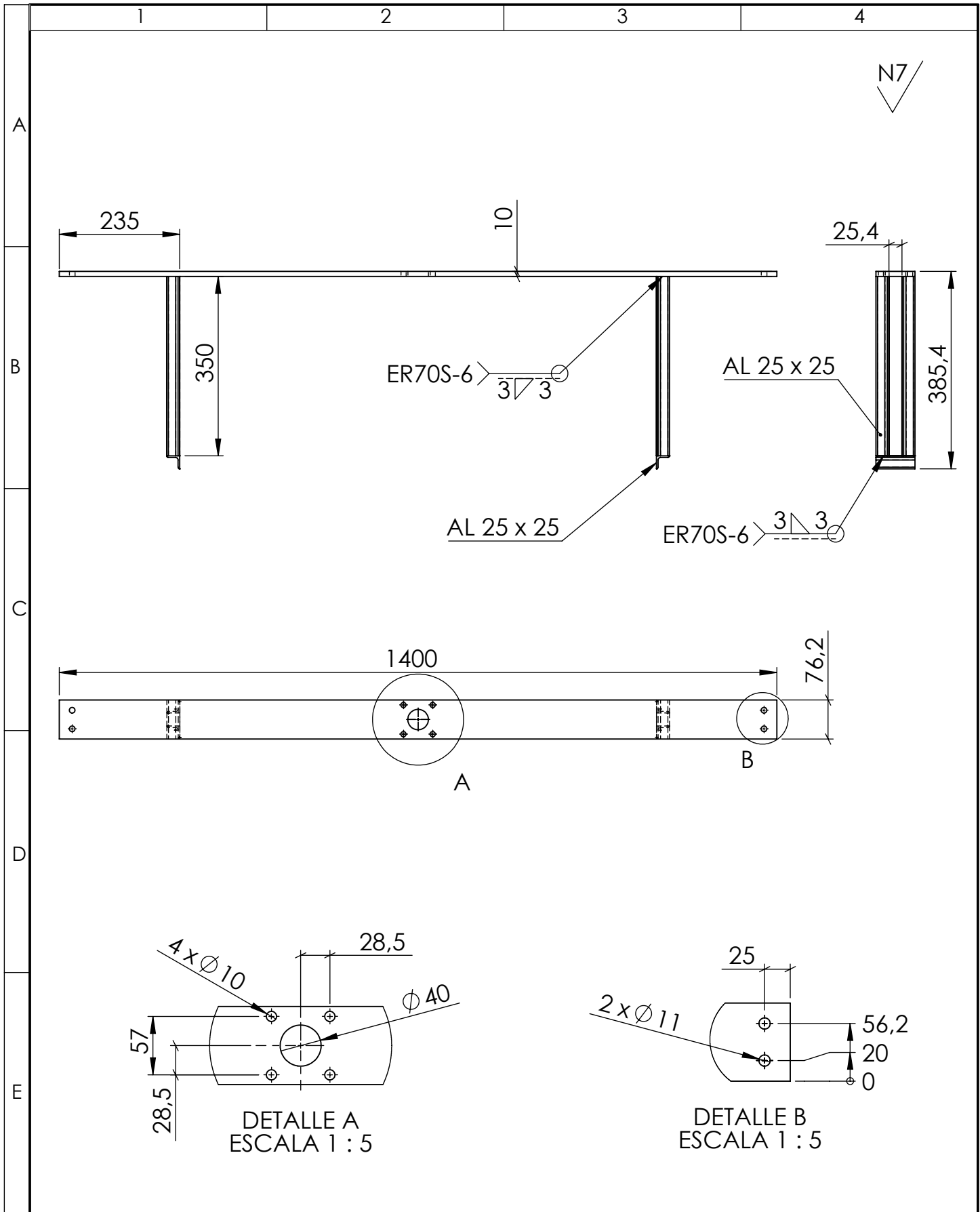
| | | | | | | | |
|--------------|------------------------|-------------------------|-------------------|--------------|-------------------------------|----------------------|---------------|
| 2 | ENSAMBLE LET OFF | | Varios | 10 | | 149.90 | EXISTENTE |
| 1 | SOPORTE GRANDE | Hoja 14 | ASTM A36 Acero | 9 | | 26.73 | CONSTRUIDO |
| 1 | SOPORTE CHICO | Hoja 13 | ASTM A36 Acero | 8 | | 19.29 | CONSTRUIDO |
| 1 | BANDA TRANSPORTADORA | | Varios | 7 | | 82.43 | EXISTENTE |
| 2 | PARANTE | Hoja 12 | ASTM A36 Acero | 6 | | 7.99 | CONSTRUIDO |
| 1 | ENSAMBLE SUPERIOR | Hoja 10 | Varios | 5 | | 292.78 | CONSTRUIDO |
| 1 | ENSAMBLE INFERIOR | Hoja 8 | Varios | 4 | | 164.18 | CONSTRUIDO |
| 1 | DANCER | | Varios | 3 | | 15.88 | ADQUIRIDO |
| 1 | ENSAMBLE UNION | Hoja 2 | Varios | 2 | | 23.26 | CONSTRUIDO |
| 1 | ESTRUCTURA ROLLER HEAD | | ASTM A36 Acero | 1 | | 2231.7 | EXISTENTE |
| N.º de pieza | Denominación | N.º de Norma/ Dibujo | Material | N.º de orden | N.º del Modelo / semiproducto | Peso kg/ pieza | Observaciones |

| | | | | | | | |
|---------------------|---------------|-----------------------|---------|------------------------|--|-----------|---------|
| TOLERANCIA: | | PESO: | | MATERIAL: | | | |
| ± 0.1 | | 3172,17 kg | | VARIOS | | | |
| FECHA | | NOMBRE | | TÍTULO: | | | ESCALA: |
| DIBUJÓ: 10/10/2016 | | Jorge H. Mera | | EMPALMADOR INNER-LINER | | | 1:50 |
| REVISÓ: 30/11/2016 | | Ing. César Arroba | | | | | |
| APROBÓ: 30/11/2016 | | Ing. Christian Naspud | | | | | |
| U.T.A. | | | | N.º DE LÁMINA | | REGISTRO: | |
| INGENIERÍA MECÁNICA | | | | HOJA 1 DE 18 | | | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | | |



| N.º de orden | N.º de pieza | Denominación | Número de norma o dibujo | Observaciones |
|--------------|--------------|---------------------|--------------------------|---------------|
| 1 | 1 | Base de empalme | Hoja 3 | CONSTRUIDO |
| 2 | 1 | Soporte móvil | Hoja 4 | CONSTRUIDO |
| 3 | 1 | Pistón Neumático | | ADQUIRIDO |
| 4 | 1 | Eje de empalme | Hoja 5 | CONSTRUIDO |
| 5 | 2 | Rodamiento de bolas | ISO 15 - 6300 | ADQUIRIDO |
| 6 | 1 | RODILLO EMPALME | Hoja 6 | CONSTRUIDO |
| 7 | 1 | Arandela plana M16 | ISO 7091 -16 | ADQUIRIDO |
| 8 | 1 | Tuerca M16 | ISO 4034 - M16 -N | ADQUIRIDO |
| 9 | 2 | Arandela plana M10 | ISO 7089 - 10 | ADQUIRIDO |
| 10 | 2 | Perno M10 | ISO 4017 - M10 x 20-N | ADQUIRIDO |
| 11 | 2 | Acople eje | Hoja 7 | CONSTRUIDO |

| | | | | | |
|---------------------|---------------|-----------------------|---------|----------------|--|
| TOLERANCIA: | | PESO: | | MATERIAL: | |
| ±0.1 | | 23257.84 gr | | VARIOS | |
| FECHA | | NOMBRE | | TÍTULO: | |
| DIBUJÓ: 10/10/2016 | | Jorge H. Mera | | ENSAMBLE UNION | |
| REVISÓ: 30/11/2016 | | Ing. César Arroba | | | |
| APROBÓ: 30/11/2016 | | Ing. Christian Naspud | | | |
| U.T.A. | | N.º DE LÁMINA | | ESCALA: | |
| INGENIERÍA MECÁNICA | | HOJA 2 DE 18 | | 1:20 | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | REGISTRO: | |
| | | | | | |



N7

A

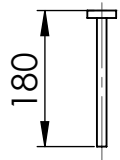
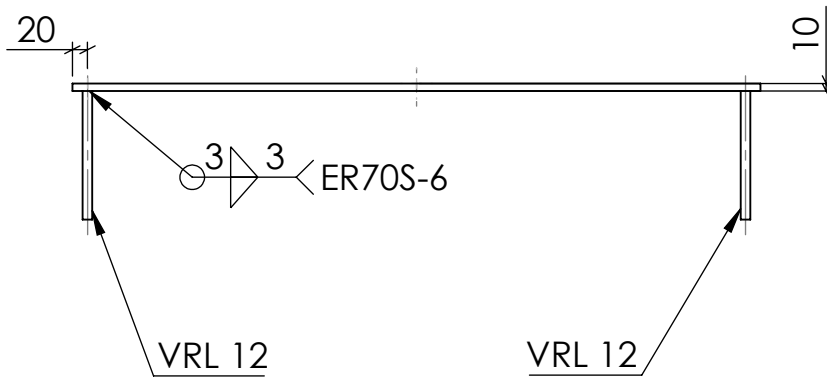
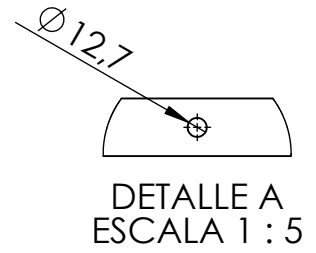
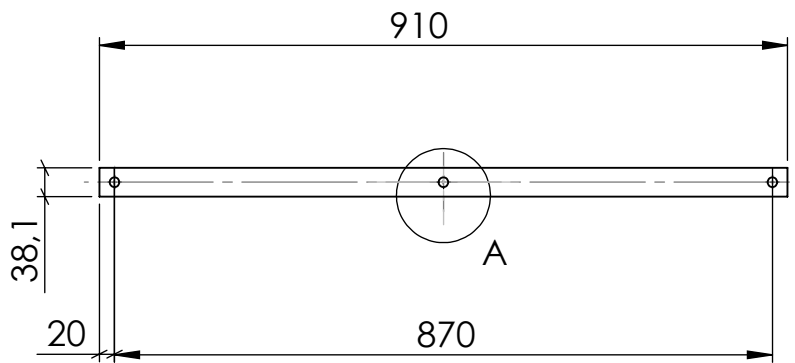
B

C

D

E

| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------------|
| | | | | TOLERANCIA: ± 0.1 | PESO: 10070.68 gr | MATERIAL: ASTM A36 Acero | |
| | | | | FECHA | NOMBRE | TÍTULO: Base de empalme | ESCALA: 1:10 |
| | | | | DIBUJÓ: 10/10/2016 | Jorge H. Mera | | |
| | | | | REVISÓ: 02/12/2016 | Ing. César Arroba | | |
| | | | | APROBÓ: 02/12/2016 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA HOJA 3 DE 18 | REGISTRO: |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | | | SUSTITUCIÓN: | |



N7

| | | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|-----------------------|----------------|---------------|-----------|
| | | | | TOLERANCIA: | PESO: | MATERIAL: | | |
| | | | | ± 0.1 | 3049.83 gr | ASTM A36 Acero | | |
| | | | | FECHA | NOMBRE | TÍTULO: | ESCALA: | |
| | | | | DIBUÓ: 10/10/2016 | Jorge H. Mera | | Soporte móvil | 1:10 |
| | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | | | REGISTRO: |
| | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA | REGISTRO: | |
| | | | | | | HOJA 4 DE 18 | | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | | | |

1

2

3

4

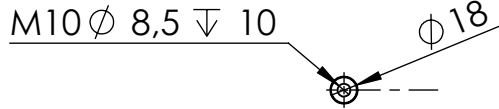
A

B

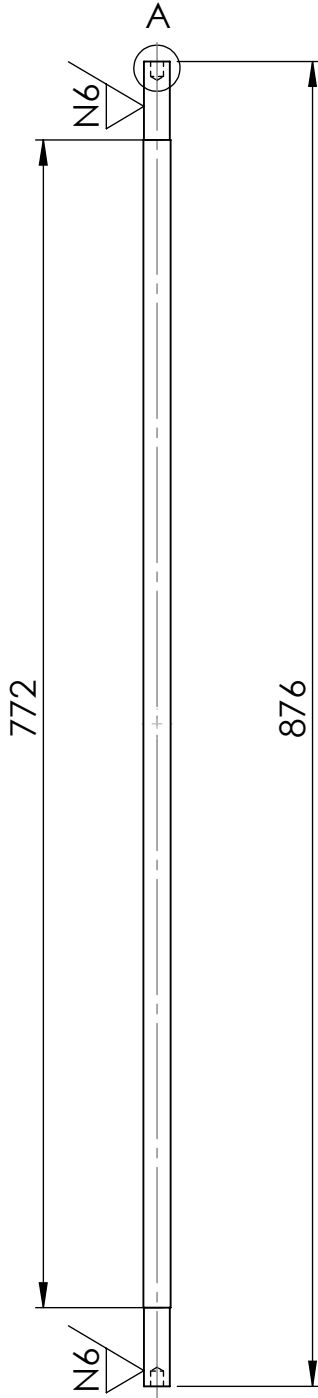
C

D

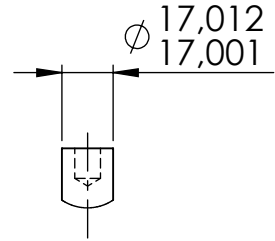
E



N7



DETALLE A
ESCALA 2 : 5



| | | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|------------------|----------------------------------|-------------------|--|
| | | | | TOLERANCIA: ± 0.1 | PESO: 1729 gr | MATERIAL: AISI 1020 | | |
| | | | | | | TÍTULO: Eje de empalme | ESCALA: 1:5 | |
| | | | | DIBUJÓ: | FECHA | | NOMBRE | |
| | | | | REVISÓ: | 30/11/2016 | | Ing. César Arroba | |
| | | | | APROBÓ: | 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA HOJA 5 DE 18 | REGISTRO: | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | | | SUSTITUCIÓN: | | |

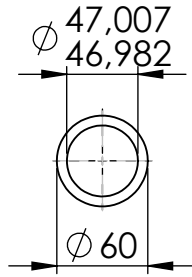
1

2

3

4

A



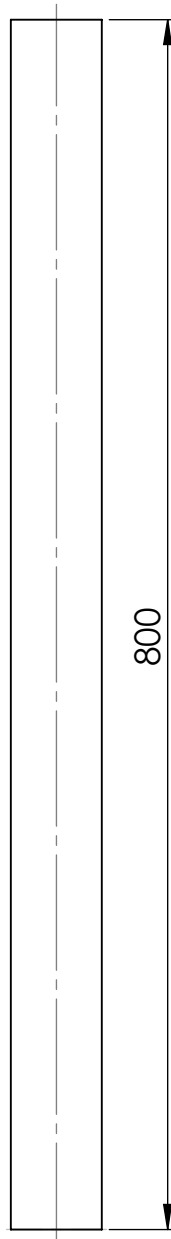
N7

B

C

D

E



800

| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|--------------------------|--------------------|------------------------|-----------------|
| | | | | TOLERANCIA: ± 0.1 | PESO: 6380 gr | MATERIAL: ASTM A500 | |
| | | | | | FECHA | NOMBRE | TÍTULO: |
| | | | | | DIBUJÓ: 10/10/2016 | Jorge H. Mera | RODILLO EMPALME |
| | | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | |
| | | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | |
| | | | | U.T.A. | | N.º DE LÁMINA | ESCALA: |
| | | | | INGENIERÍA MECÁNICA | | HOJA 6 DE 18 | 1:10 |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | | | SUSTITUCIÓN: | REGISTRO: |
| | | | | | | | |

1

2

3

4

A

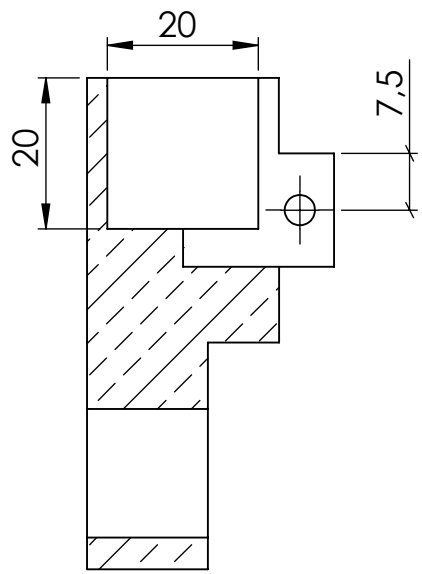
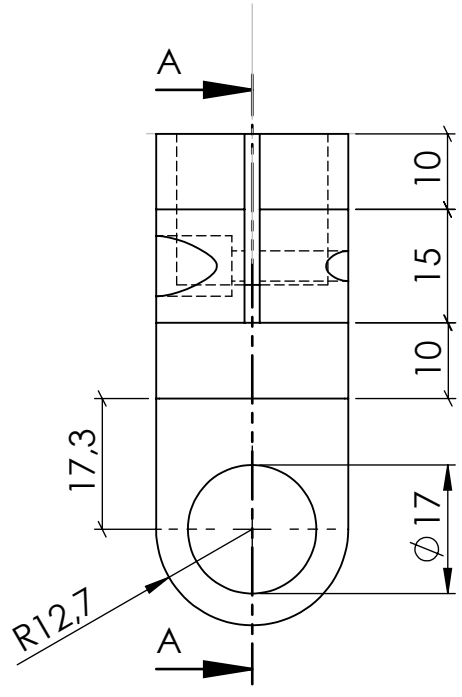
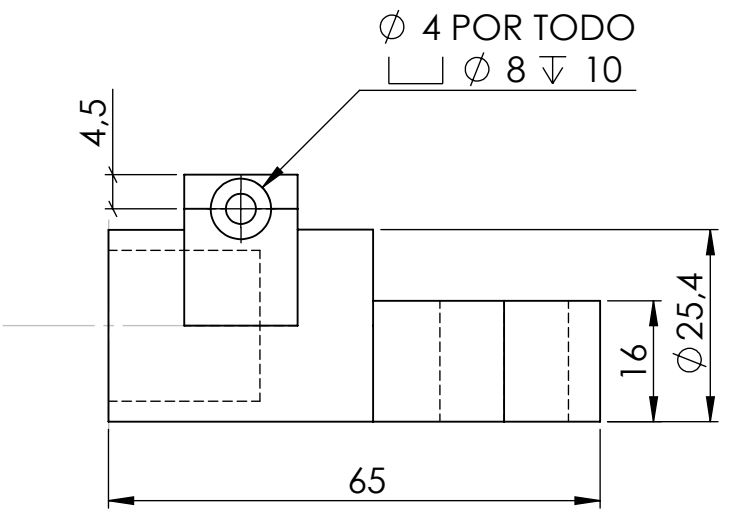
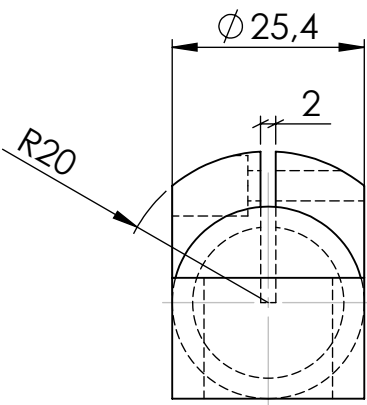
B

C

D

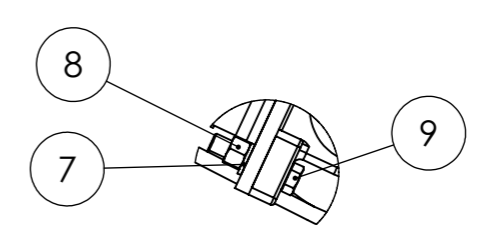
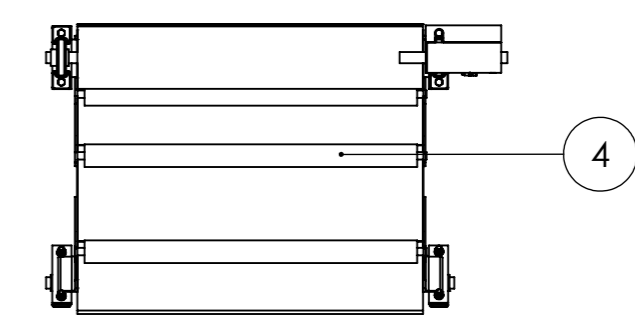
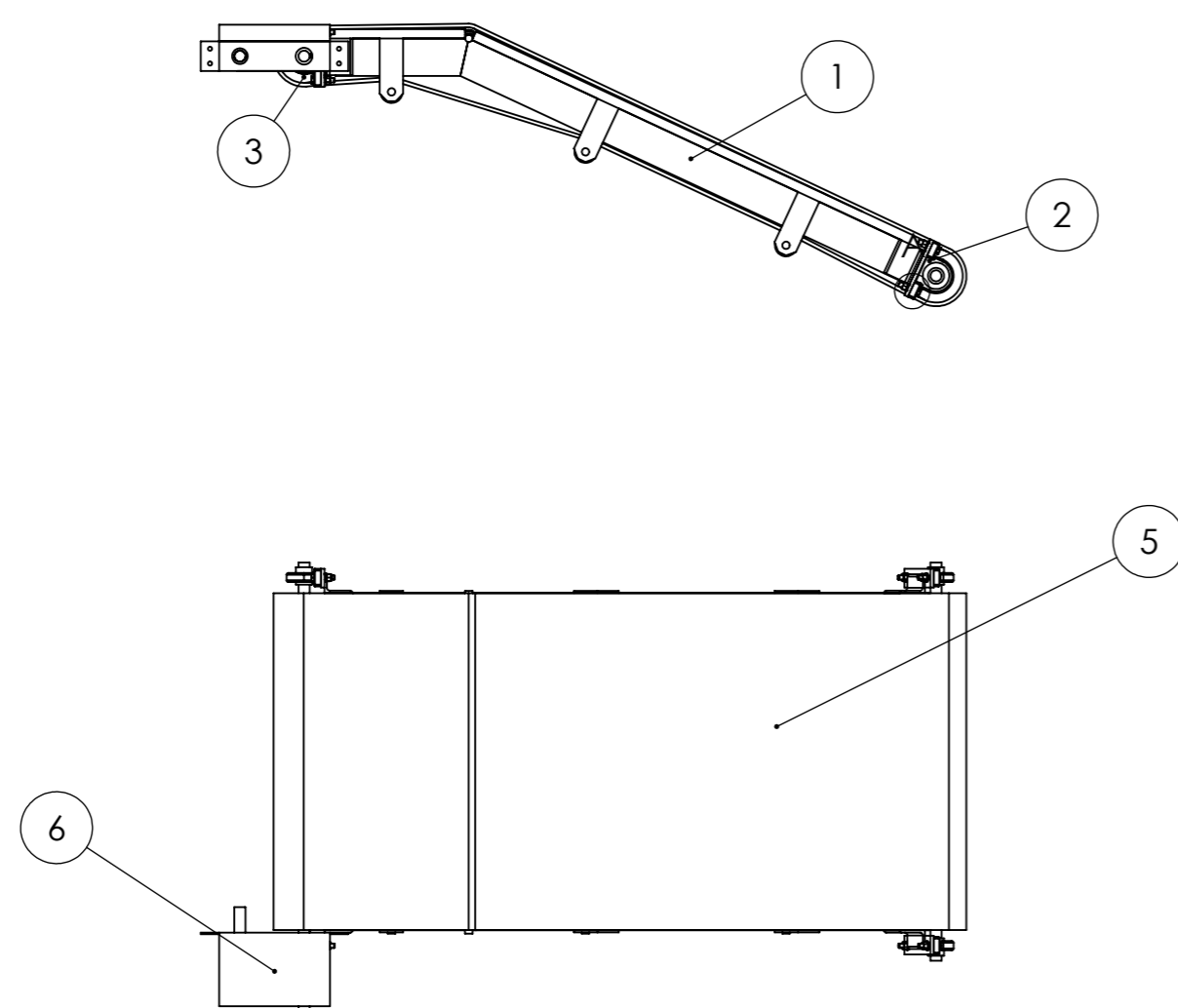
E

N6

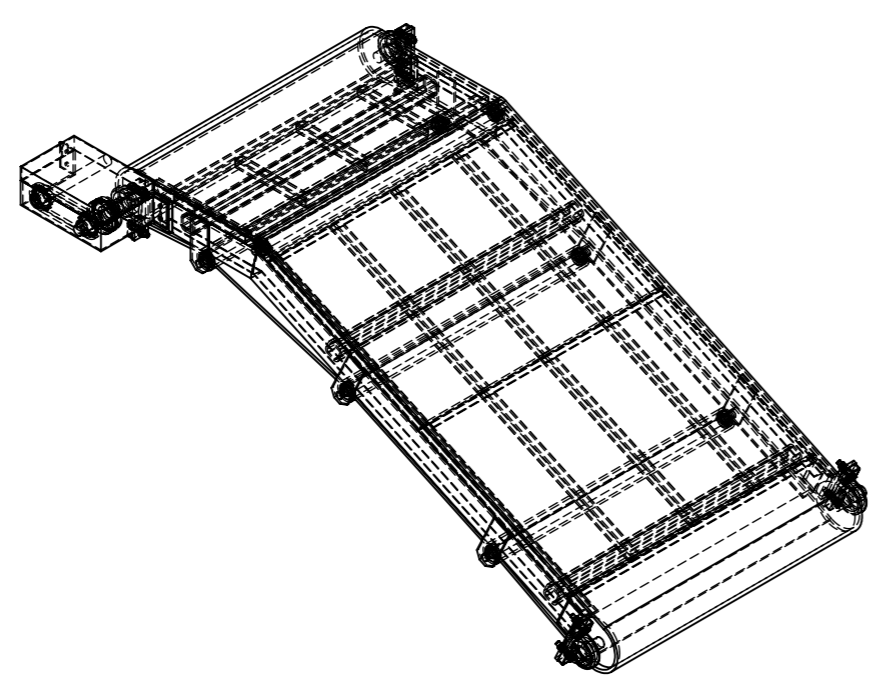


SECCIÓN A-A

| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|-----------------------|------------------------|-----------|
| | | | | TOLERANCIA: | PESO: | MATERIAL: | |
| | | | | ± 0.1 | 57.03 gr | Barra de Aluminio 1060 | |
| | | | | FECHA | NOMBRE | TÍTULO: | ESCALA: |
| | | | | DIBUJÓ: 10/10/2016 | Jorge H. Mera | Acople eje | 1:1 |
| | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | | |
| | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA | REGISTRO: |
| | | | | | | HOJA 7 DE 18 | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | | |

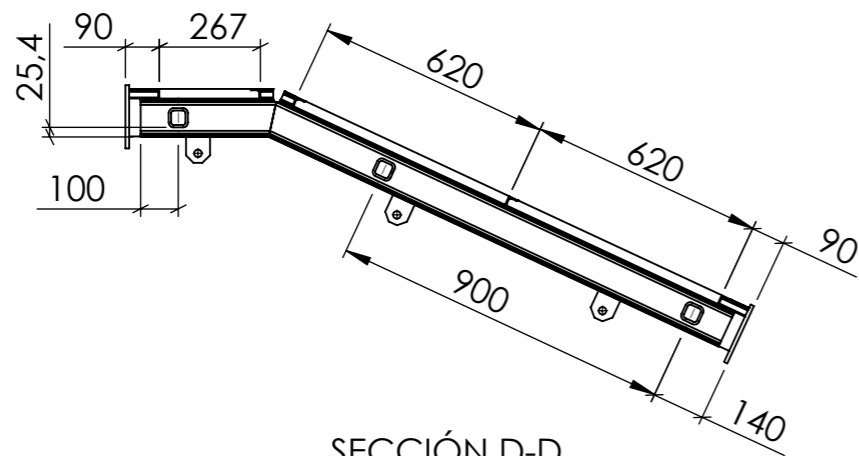
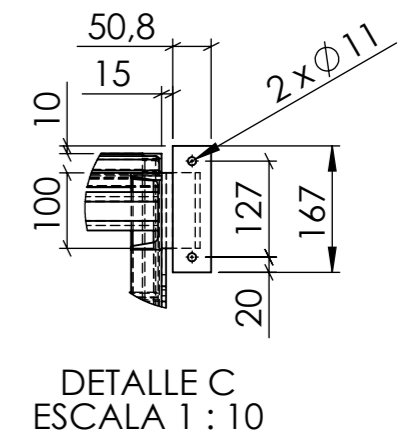
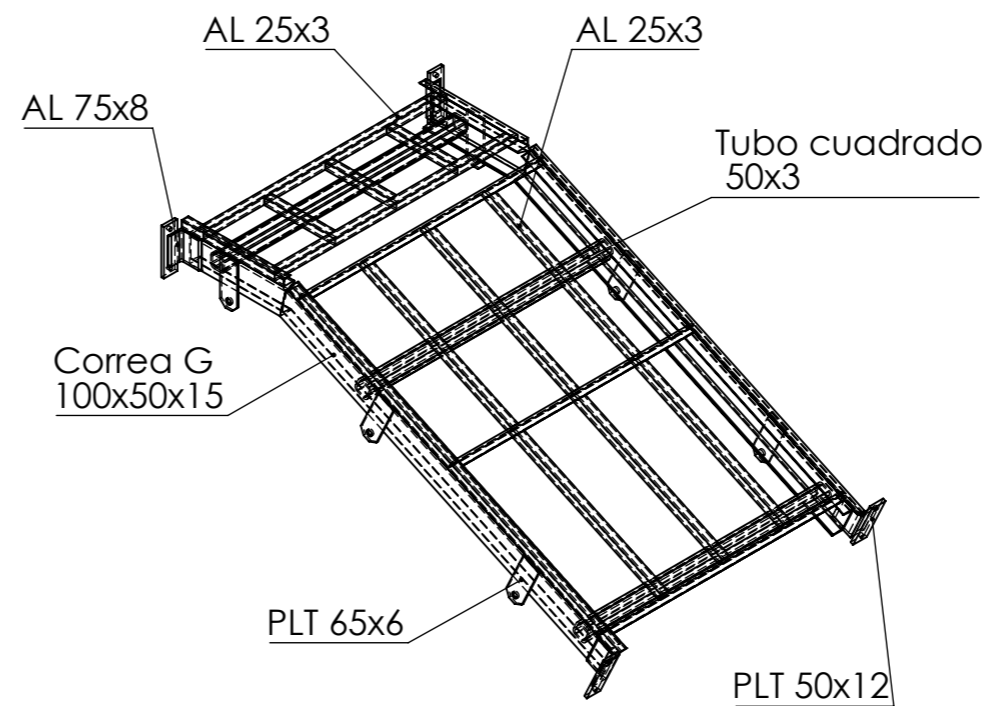
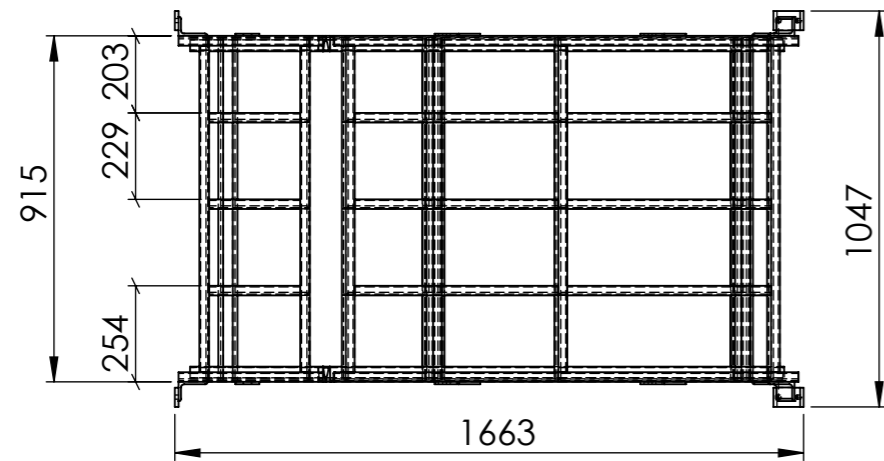
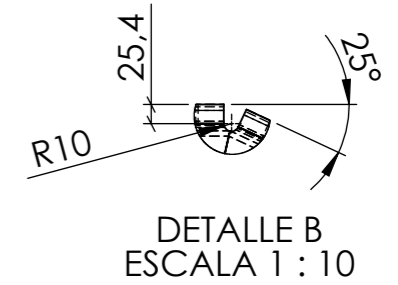
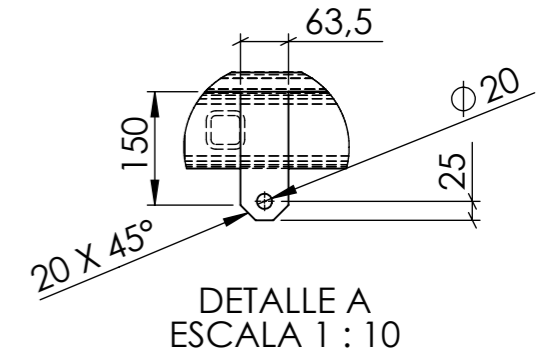
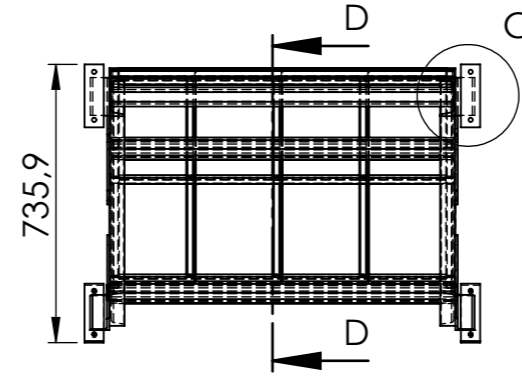
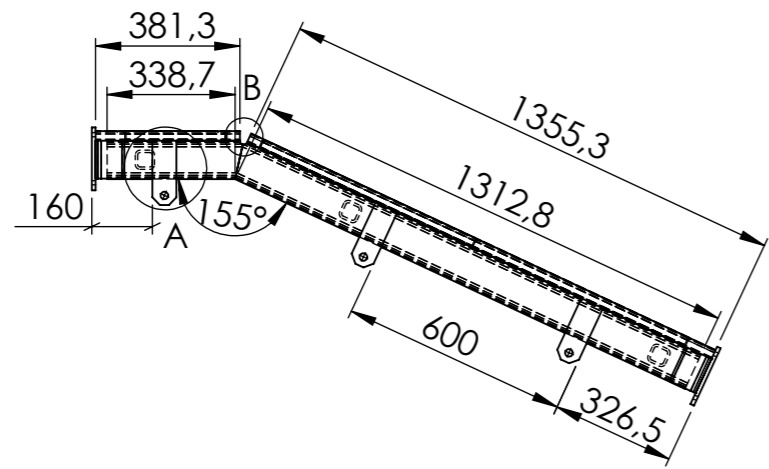


DETALLE A
ESCALA 1 : 5

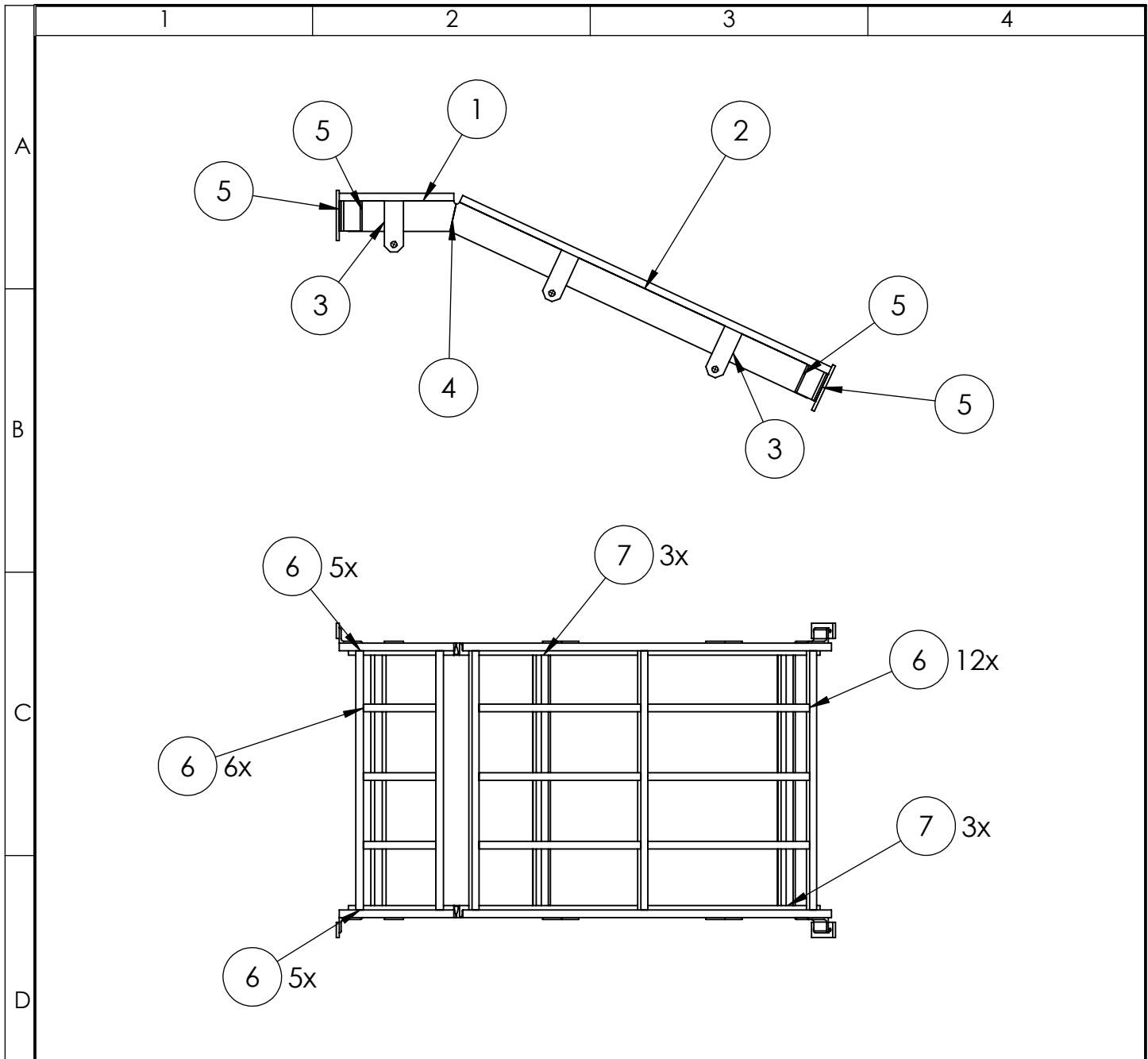


| | | | | | | | |
|--------------|------------------------|-------------------------|-------------------|--------------|---|------------------|---------------------------------------|
| 8 | Perno M12 x 55 | ISO 4016 | | 9 | M12x55x30 | 0.04 | ADQUIRIDO |
| 8 | Tuerca M12 | ISO - 4034 - M12 | | 8 | | 0.02 | ADQUIRIDO |
| 8 | Arandela plana | ISO 7091 - 12 | | 7 | | 0.01 | ADQUIRIDO |
| 1 | Ensamble Embrague | | Varios | 6 | MZ 10.000-401 | 7.15 | ADQUIRIDO |
| 1 | Banda plástica modular | | Polipropileno | 5 | INTRALOX Flat Top Serie 900 | 20.07 | Ancho 914mm Longitud 4284mm |
| 4 | RODILLO DE RETORNO | | Varios | 4 | INTRALOX Returnway Roller 60mm | 4.5 | Longitud 880mm |
| 2 | RODILLO MOTRIZ | | Varios | 3 | INTRALOX engranaje 20D 173mm de acetal | 11.36 | Eje cuadrado 40mm longitud 1150 mm |
| 4 | CHUMACERA | | Varios | 2 | KDE P207 | 1.281 | ADQUIRIDO |
| 1 | RAMPA INFERIOR | Hoja 9 | ASTM A36 Acero | 1 | | 71.13 | CONSTRUIDO |
| N.º de pieza | Denominación | N.º de norma/ dibujo | Material | N.º de orden | N.º de modelo / semiproducto | Peso kg/pieza | Observaciones |

| | | | | | | | |
|---------------------|---------------|-----------------------|---------|-------------------|--|--|-----------|
| TOLERANCIA: | | PESO: | | MATERIAL: | | | |
| ± 0.1 | | 164175.65 gr | | VARIOS | | | |
| FECHA | | NOMBRE | | TÍTULO: | | | ESCALA: |
| DIBUJÓ: 11/10/2016 | | Jorge H. Mera | | ENSAMBLE INFERIOR | | | 1:20 |
| REVISÓ: 13/02/2017 | | Ing. César Arroba | | | | | |
| APROBÓ: 13/02/2017 | | Ing. Christian Naspud | | | | | |
| U.T.A. | | | | N.º DE LÁMINA | | | REGISTRO: |
| INGENIERÍA MECÁNICA | | | | HOJA 8 DE 18 | | | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | | |

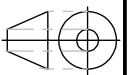


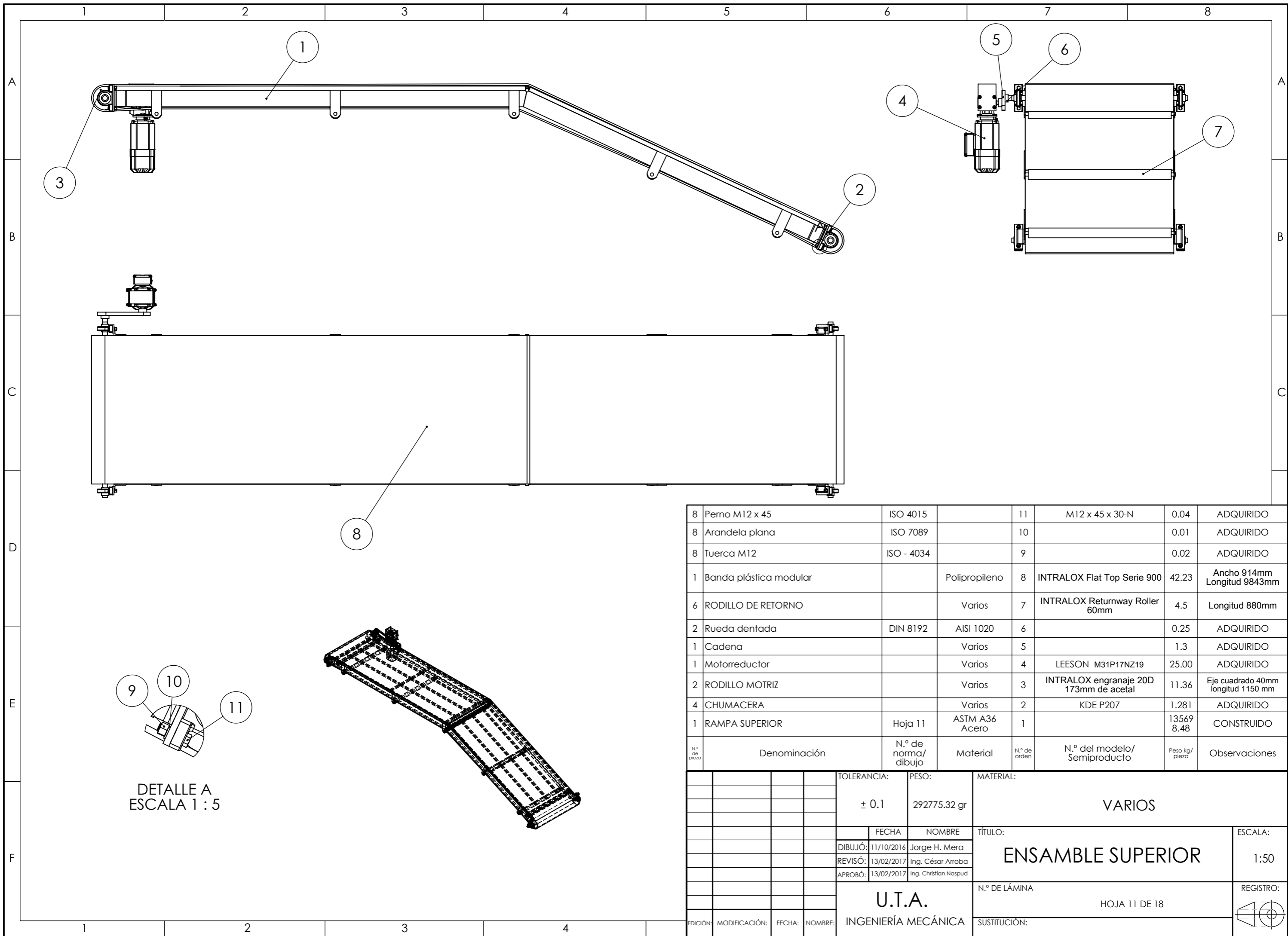
| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-----------------------|-----------|
| | | | | TOLERANCIA: | PESO: | MATERIAL: | |
| | | | | ± 0.1 | 71130.11 gr | ASTM A36 Acero | |
| | | | | FECHA | NOMBRE | TÍTULO: | ESCALA: |
| | | | | DIBUJÓ: 11/10/2016 | Jorge H. Mera | RAMPA INFERIOR | 1:20 |
| | | | | REVISÓ: 13/02/2017 | Ing. César Arroba | | |
| | | | | APROBÓ: 13/02/2017 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. | | N.º DE LÁMINA | REGISTRO: |
| | | | | INGENIERÍA MECÁNICA | | HOJA 9 DE 18 | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | | |



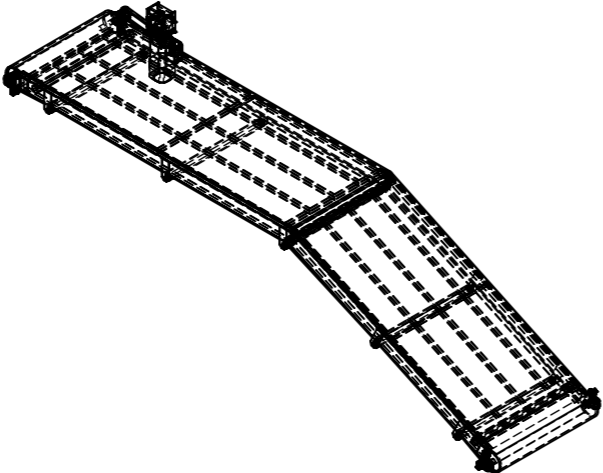
| N.º DE ELEMENTO | TAMAÑO DE SOLDADURA | SÍMBOLO | LONGITUD DE SOLDADURA | MATERIAL DE SOLDADURA | CANTIDAD |
|-----------------|---------------------|---------|-----------------------|-----------------------|----------|
| 1 | 3 | | 2X30(300){60} | E 6011 | 2 |
| 2 | 3 | | 3X30(600){90} | E 6011 | 2 |
| 3 | 6 | ▽ | 406.4 | ER 70S-6 | 12 |
| 4 | 6 | ∨ | 94 | ER 70S-6 | 2 |
| 5 | 6 | ⌋ | 100 | ER 70S-6 | 8 |
| 6 | 3 | | 25.4 | E 6011 | 28 |
| 7 | 6 | ▽ | 181.4 | ER 70S-6 | 6 |

| | | | | | |
|---------------------|--|-----------------------|--|---------------------------|--|
| TOLERANCIA: | | PESO: | | MATERIAL: | |
| ± 0.1 | | 71130.11 gr | | ASTM A36 Acero | |
| FECHA: | | NOMBRE: | | TÍTULO: | |
| DIBUJÓ: 10/10/2016 | | Jorge H. Mera | | SOLDADURAS RAMPA INFERIOR | |
| REVISÓ: 30/11/2016 | | Ing. César Arroba | | ESCALA: | |
| APROBÓ: 30/11/2016 | | Ing. Christian Naspud | | 1:50 | |
| U.T.A. | | | | N.º DE LÁMINA | |
| INGENIERÍA MECÁNICA | | | | HOJA 10 DE 18 | |
| EDICIÓN: | | MODIFICACIÓN: | | REGISTRO: | |
| FECHA: | | NOMBRE: | | SUSTITUCIÓN: | |



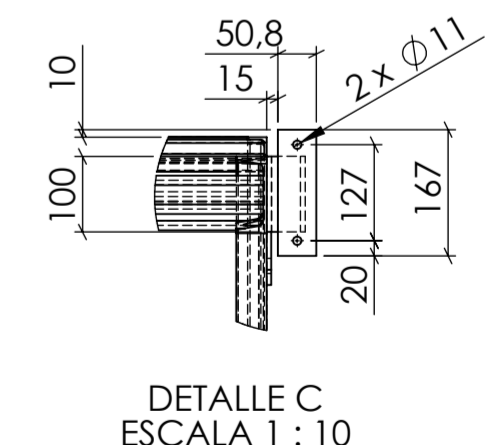
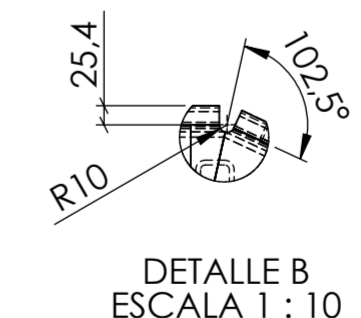
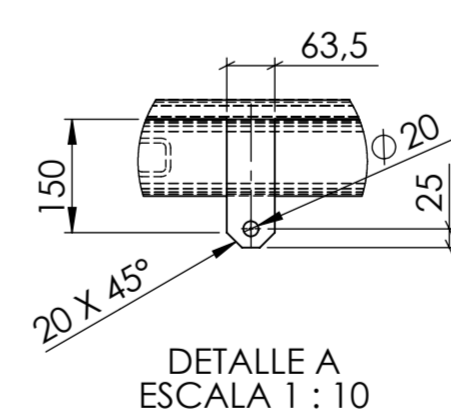
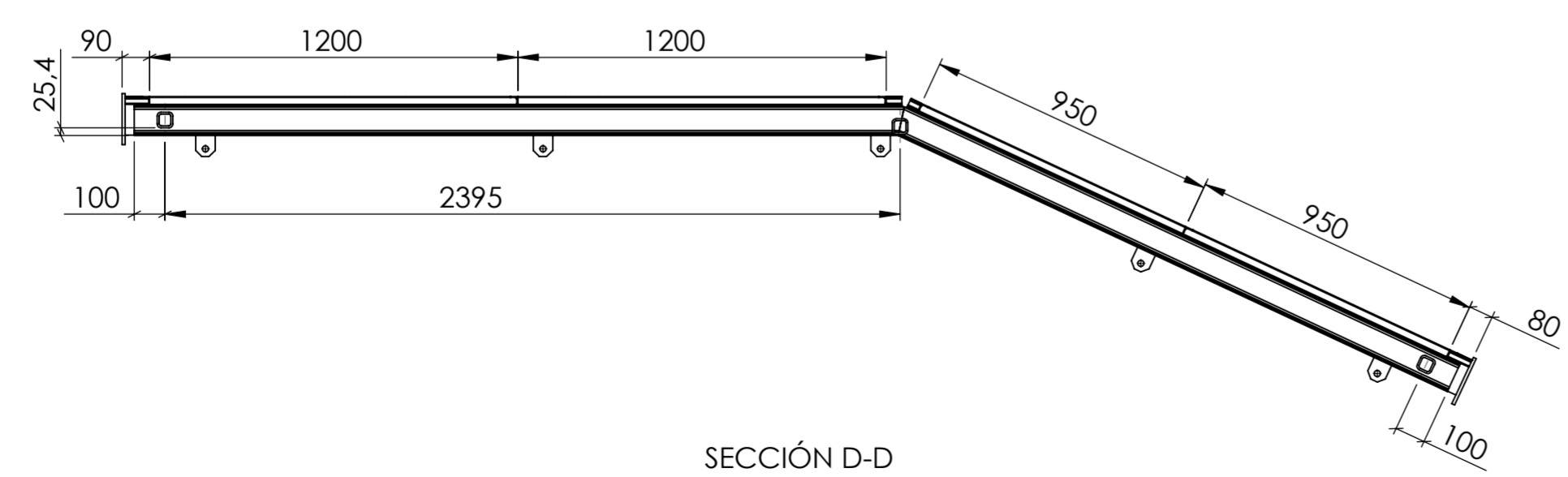
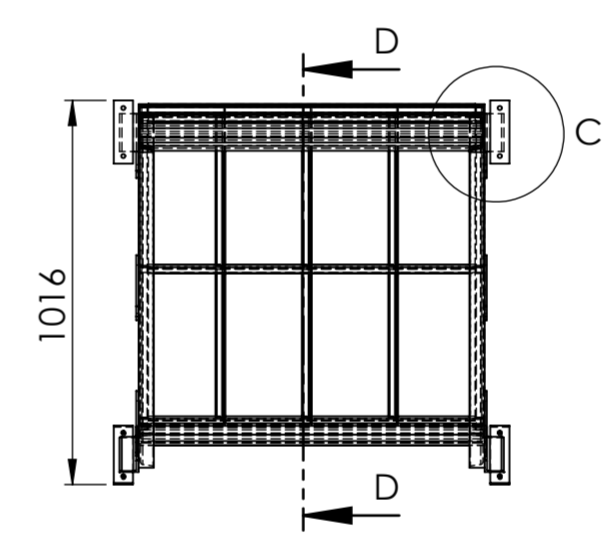
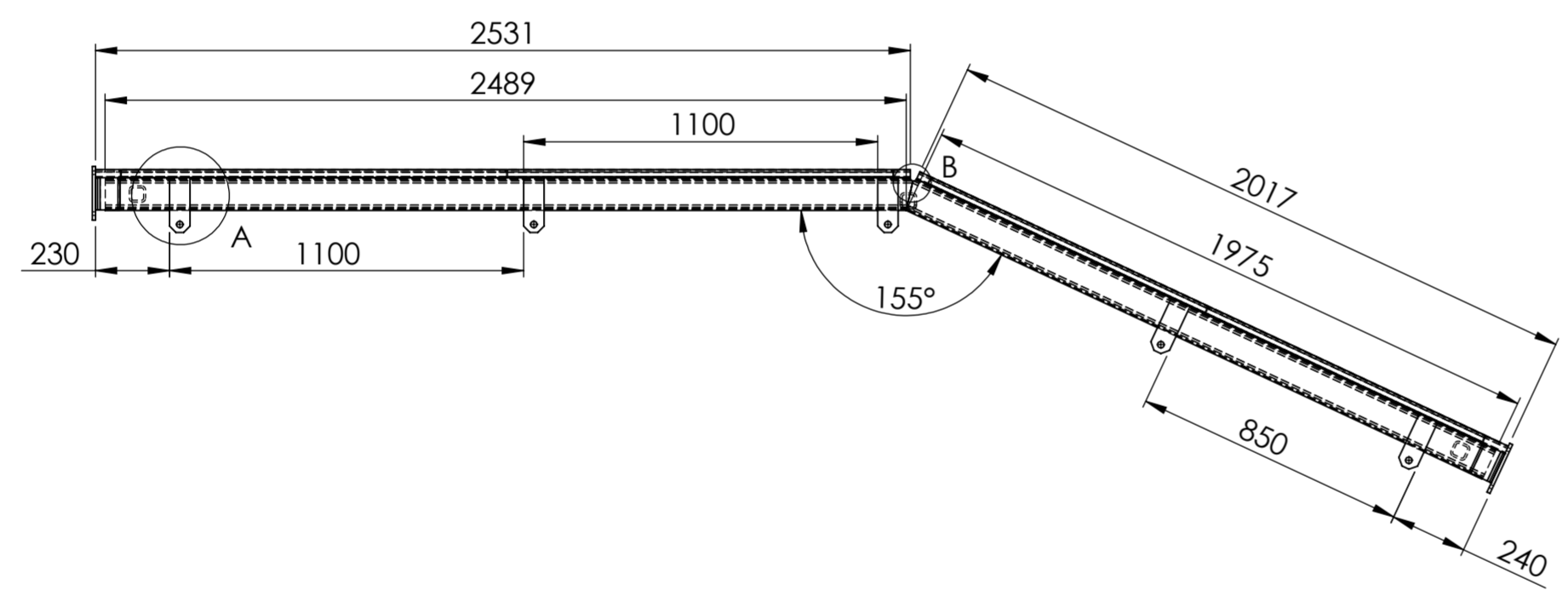
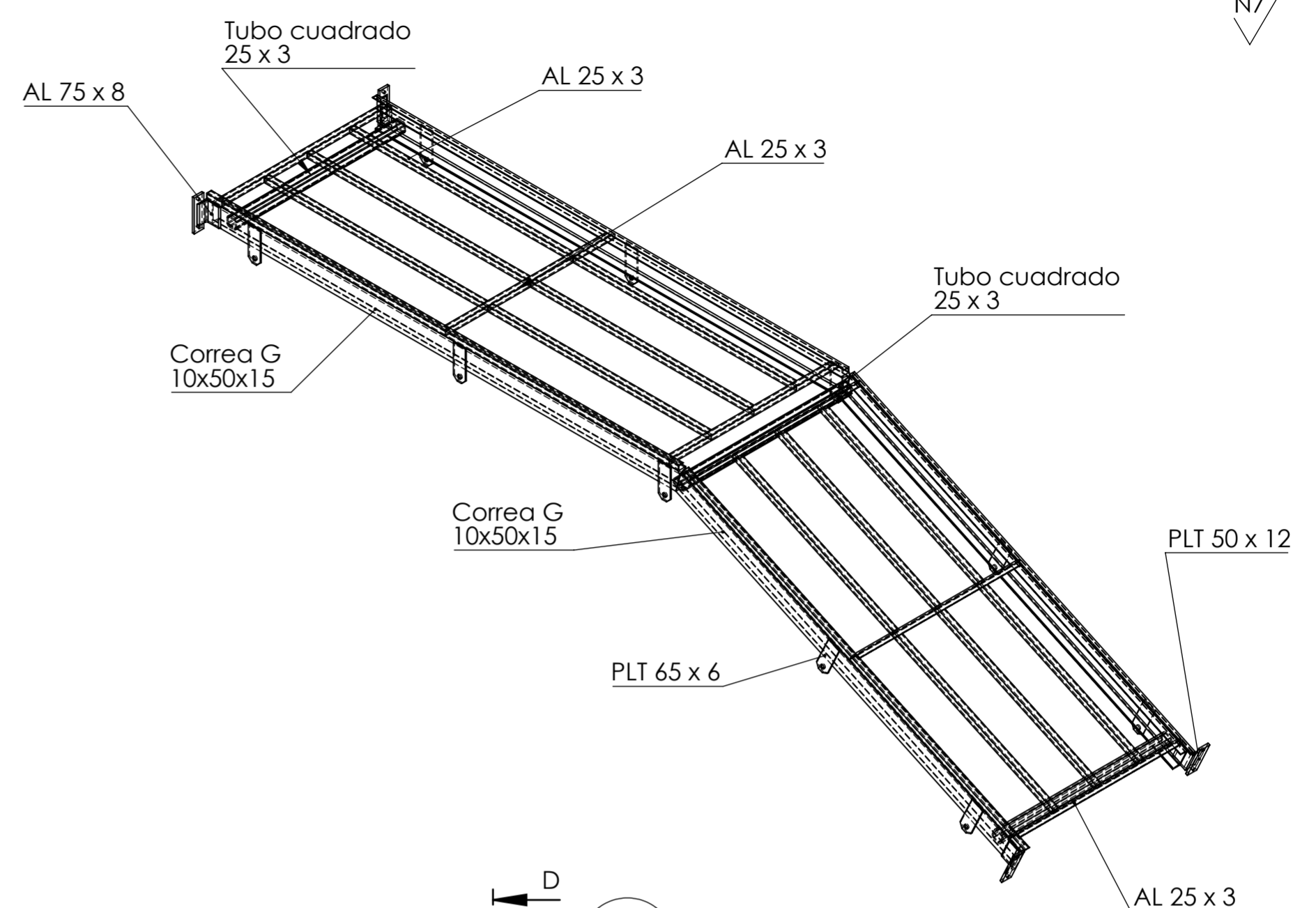
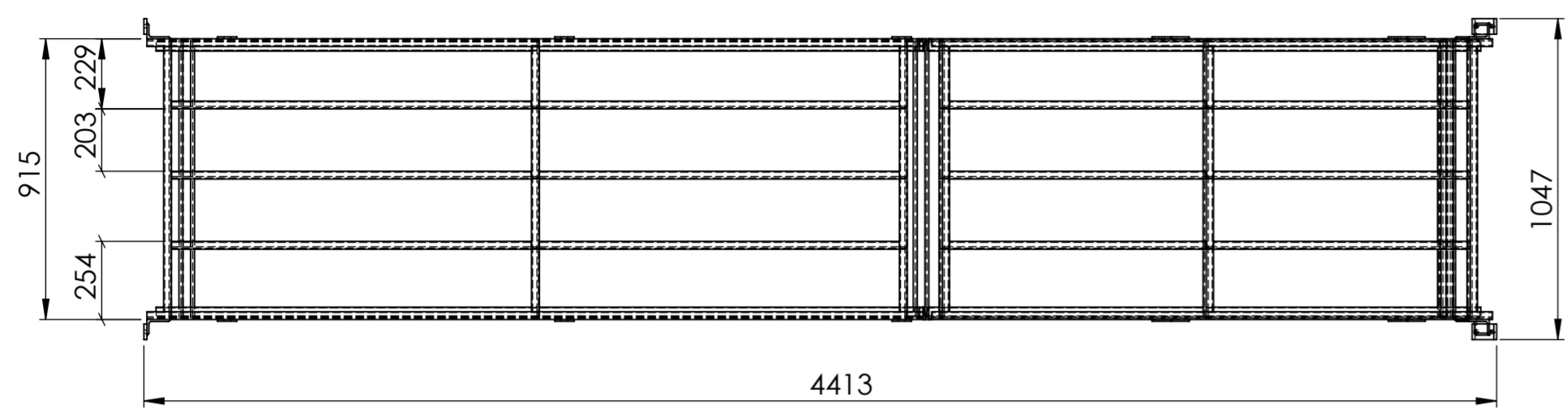


DETALLE A
ESCALA 1 : 5



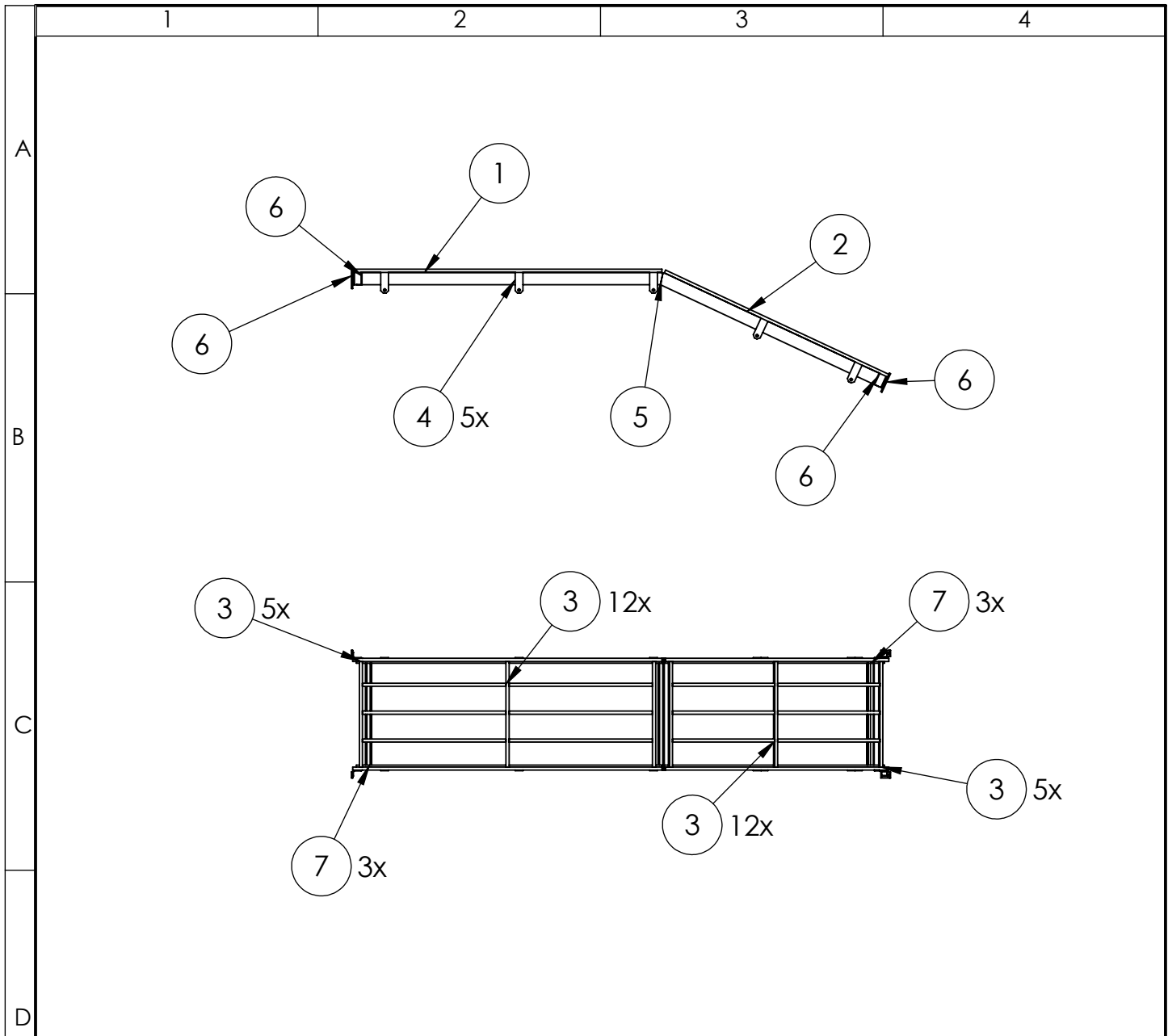
| | | | | | | | |
|--------------|------------------------|-------------------------|-------------------|--------------|---|-------------------|---------------------------------------|
| 8 | Perno M12 x 45 | ISO 4015 | | 11 | M12 x 45 x 30-N | 0.04 | ADQUIRIDO |
| 8 | Arandela plana | ISO 7089 | | 10 | | 0.01 | ADQUIRIDO |
| 8 | Tuerca M12 | ISO - 4034 | | 9 | | 0.02 | ADQUIRIDO |
| 1 | Banda plástica modular | | Polipropileno | 8 | INTRALOX Flat Top Serie 900 | 42.23 | Ancho 914mm Longitud 9843mm |
| 6 | RODILLO DE RETORNO | | Varios | 7 | INTRALOX Returnway Roller 60mm | 4.5 | Longitud 880mm |
| 2 | Rueda dentada | DIN 8192 | AISI 1020 | 6 | | 0.25 | ADQUIRIDO |
| 1 | Cadena | | Varios | 5 | | 1.3 | ADQUIRIDO |
| 1 | Motorreductor | | Varios | 4 | LEESON M31P17NZ19 | 25.00 | ADQUIRIDO |
| 2 | RODILLO MOTRIZ | | Varios | 3 | INTRALOX engranaje 20D 173mm de acetel | 11.36 | Eje cuadrado 40mm longitud 1150 mm |
| 4 | CHUMACERA | | Varios | 2 | KDE P207 | 1.281 | ADQUIRIDO |
| 1 | RAMPA SUPERIOR | Hoja 11 | ASTM A36 Acero | 1 | | 13569 8.48 | CONSTRUIDO |
| N.º de pieza | Denominación | N.º de norma/ dibujo | Material | N.º de orden | N.º del modelo/ Semiproducto | Peso kg/ pieza | Observaciones |

| | | | | | | | |
|---------------------|---------------|-----------------------|---------|-------------------|--|--|-----------|
| TOLERANCIA: | | PESO: | | MATERIAL: | | | |
| ± 0.1 | | 292775.32 gr | | VARIOS | | | |
| FECHA | | NOMBRE | | TÍTULO: | | | ESCALA: |
| DIBUJÓ: 11/10/2016 | | Jorge H. Mera | | ENSAMBLE SUPERIOR | | | 1:50 |
| REVISÓ: 13/02/2017 | | Ing. César Arroba | | | | | |
| APROBÓ: 13/02/2017 | | Ing. Christian Naspud | | | | | |
| U.T.A. | | | | N.º DE LÁMINA | | | REGISTRO: |
| INGENIERÍA MECÁNICA | | | | HOJA 11 DE 18 | | | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | | |



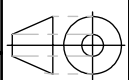
| | | | | | |
|-------------------------------|------------|-----------------------|---------------|----------------|----------------|
| TOLERANCIA: | ± 0.1 | PESO: | 135698.48 gr | MATERIAL: | ASTM A36 Acero |
| FECHA: | 11/10/2016 | NOMBRE: | Jorge H. Mera | TÍTULO: | RAMPA SUPERIOR |
| REVISÓ: | 13/02/2017 | Ing. César Arriba | | N.º DE LÁMINA: | HOJA 12 DE 18 |
| APROBÓ: | 13/02/2017 | Ing. Christian Nasput | | REGISTRO: | |
| U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | | | | |

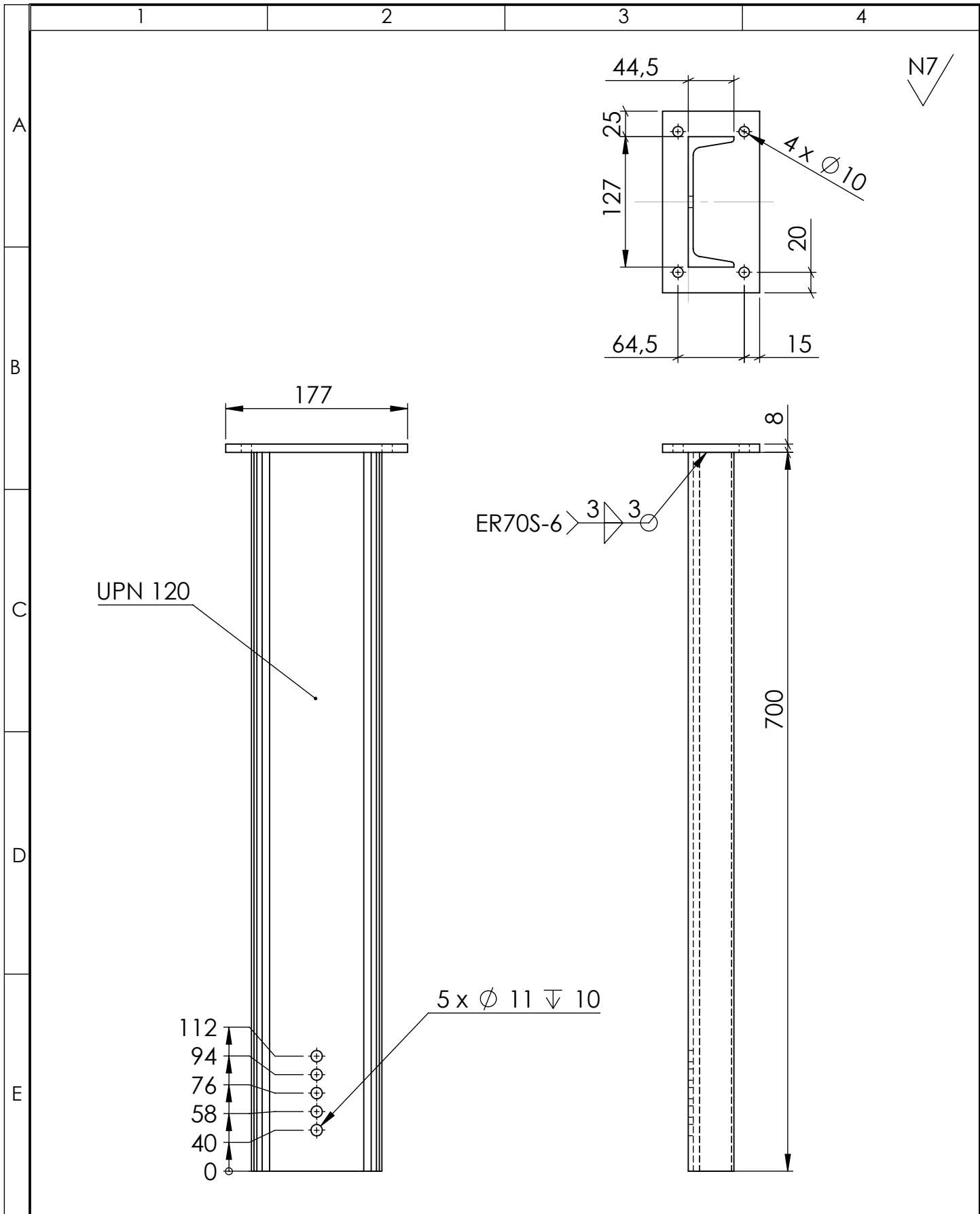
N7



| N.º DE ELEMENTO | TAMAÑO DE SOLDADURA | SÍMBOLO | LONGITUD DE SOLDADURA | MATERIAL DE SOLDADURA | CANTIDAD |
|-----------------|---------------------|---------|-----------------------|-----------------------|----------|
| 1 | 3 | | 4X30(600){120} | E 6011 | 2 |
| 2 | 3 | | 4X30(800){120} | E 6011 | 2 |
| 3 | 3 | | 25.4 | E 6011 | 36 |
| 4 | 6 | ∇ | 101.6 | ER 70S-6 | 10 |
| 5 | 6 | ∨ | 94 | ER 70S-6 | 2 |
| 6 | 6 | | 60 | ER 70S-6 | 8 |
| 7 | 6 | ∇ | 181.4 | ER 70S-6 | 6 |

| | | | | | |
|---------------------|--|-----------------------|--|--------------------------|--|
| TOLERANCIA: | | PESO: | | MATERIAL: | |
| ± 0.1 | | 135698.48 gr | | ASTM A36 Acero | |
| FECHA: | | NOMBRE: | | TÍTULO: | |
| DIBUJÓ: 10/10/2016 | | Jorge H. Mera | | SOLDADURA RAMPA SUPERIOR | |
| REVISÓ: 30/11/2016 | | Ing. César Arroba | | ESCALA: | |
| APROBÓ: 30/11/2016 | | Ing. Christian Naspud | | 1:50 | |
| U.T.A. | | | | N.º DE LÁMINA | |
| INGENIERÍA MECÁNICA | | | | HOJA 13 DE 18 | |
| EDICIÓN: | | MODIFICACIÓN: | | REGISTRO: | |
| FECHA: | | NOMBRE: | | SUSTITUCIÓN: | |



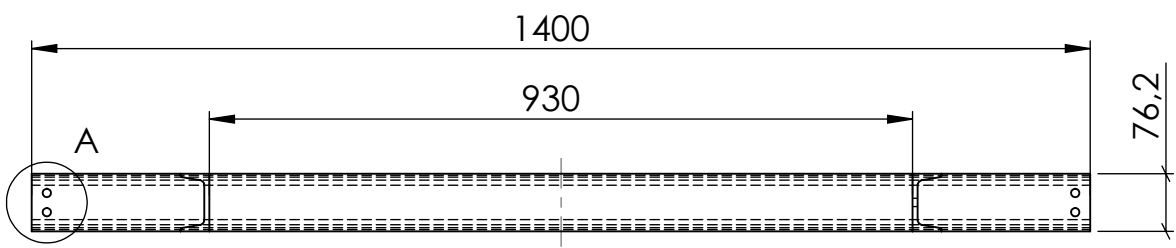


| | | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|---------------------|-----------------------|----------------|-----------|-----|
| | | | | TOLERANCIA: | PESO: | MATERIAL: | | |
| | | | | ± 0.1 | 7993.10 gr | ASTM A36 Acero | | |
| | | | | FECHA | NOMBRE | TÍTULO: | ESCALA: | |
| | | | | DIBUJÓ: 10/10/2016 | Jorge H. Mera | | PARANTE | 1:5 |
| | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | | | |
| | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | | |
| | | | | U.T.A. | | N.º DE LÁMINA | REGISTRO: | |
| | | | | INGENIERÍA MECÁNICA | | HOJA 14 DE 18 | | |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | | | |

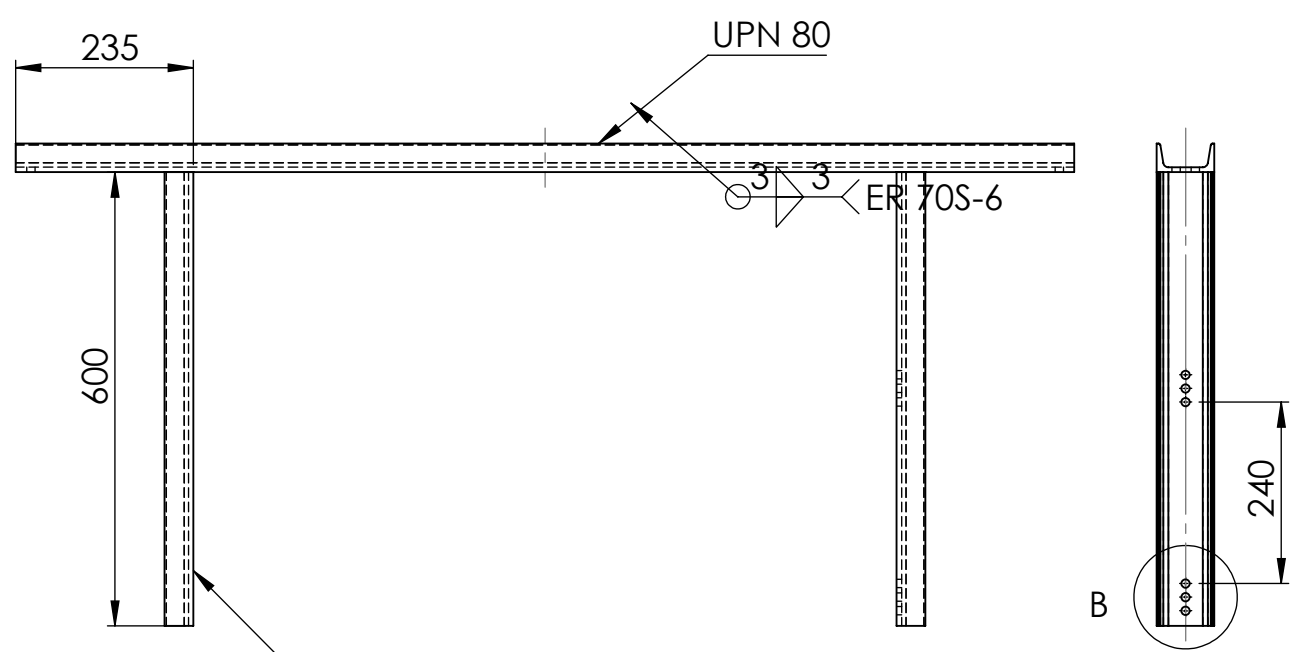
1 2 3 4

N7

A



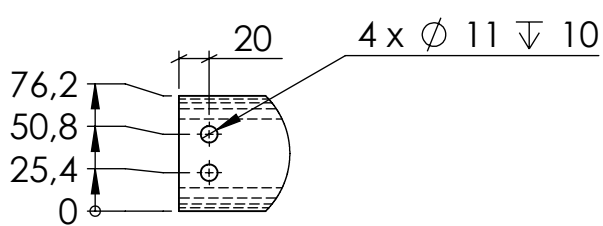
B



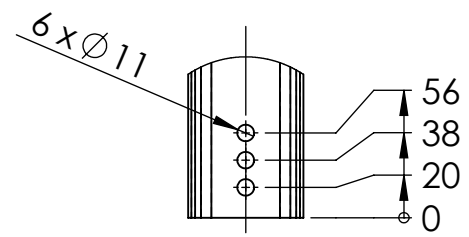
C

D

E



DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|-----------------------|----------------|---------|
| | | | | TOLERANCIA: | PESO: | MATERIAL: | |
| | | | | ± 0.1 | 19297.03 gr | ASTM A36 Acero | |
| | | | | FECHA | NOMBRE | TÍTULO: | |
| | | | | DIBUJÓ: 11/10/2016 | Jorge H. Mera | SOPORTE CHICO | |
| | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | | |
| | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA | ESCALA: |
| | | | | | | HOJA 15 DE 18 | 1:10 |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | SUSTITUCIÓN: | | REGISTRO: | |
| | | | | | | | |

1

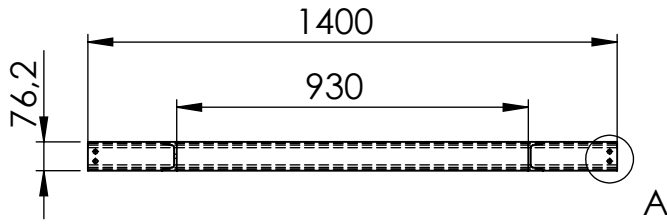
2

3

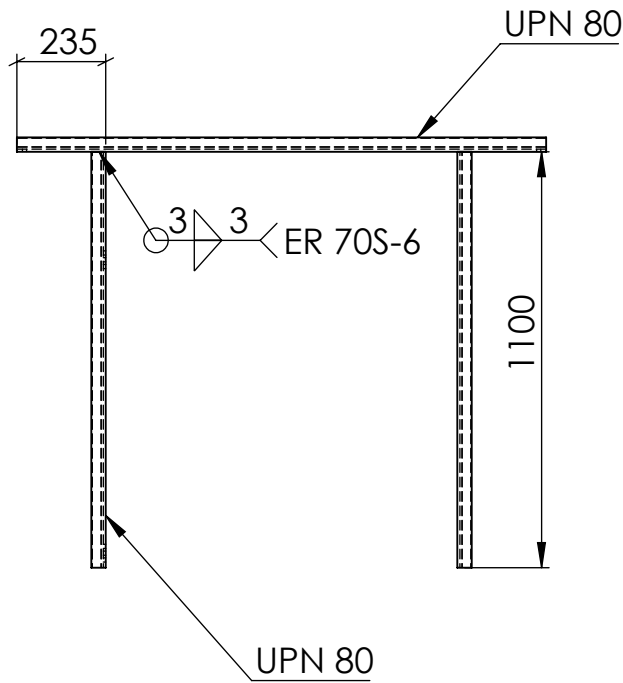
4

N7

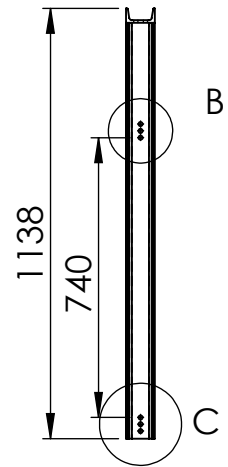
A



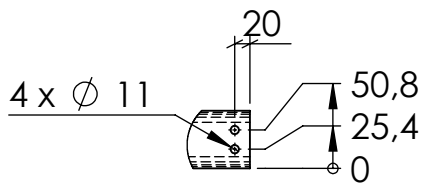
B



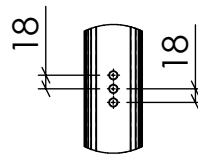
C



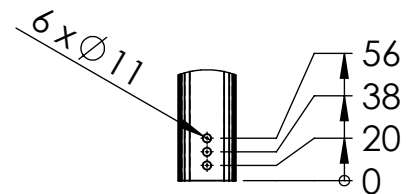
D



DETALLE A
ESCALA 1 : 10



DETALLE B
ESCALA 1 : 10



DETALLE C
ESCALA 1 : 10

E

| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|-----------------------|----------------------------------|-----------------|
| | | | | TOLERANCIA: ± 0.1 | PESO: 26737.76 gr | MATERIAL: ASTM A36 Acero | |
| | | | | | | TÍTULO: SOPORTE GRANDE | ESCALA: 1:20 |
| | | | | DIBUJÓ: 11/10/2016 | Jorge H. Mera | | |
| | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | | |
| | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA HOJA 16 DE 18 | REGISTRO: |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | | | SUSTITUCIÓN: | |

1

2

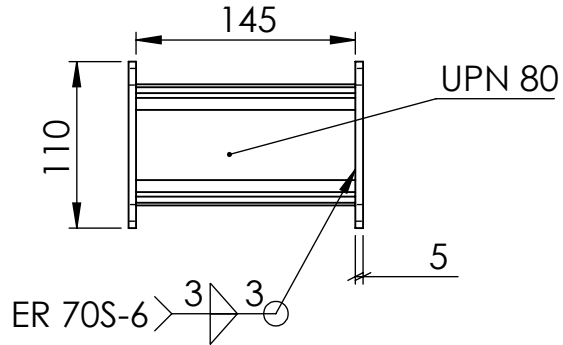
3

4

A

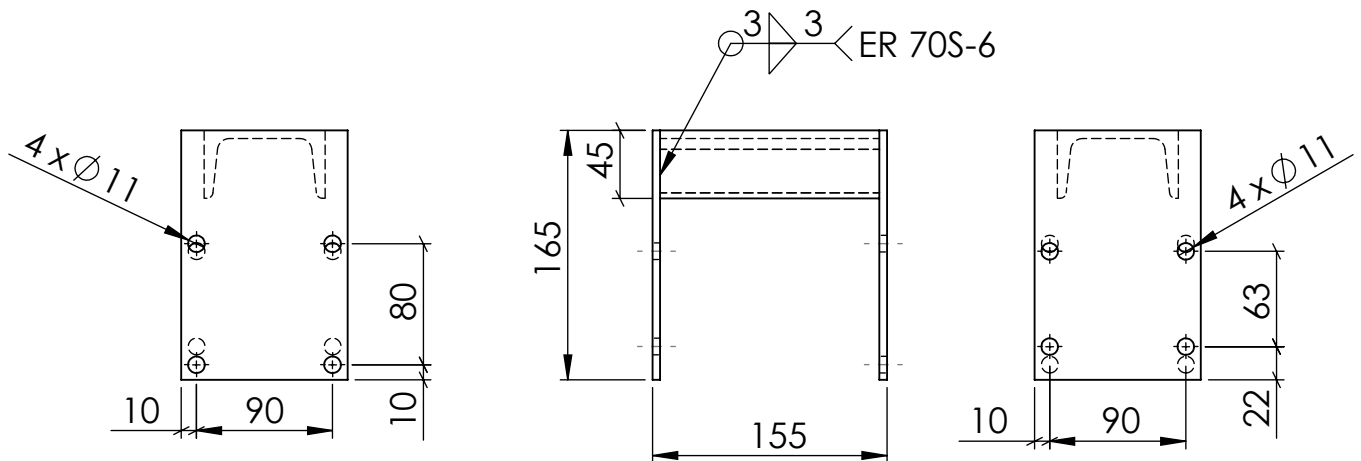
N7

B



C

D



E

| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|-----------------------|--------------------------------|----------------|
| | | | | TOLERANCIA: ± 0.1 | PESO: 2588.47 gr | MATERIAL: ASTM A36 Acero | |
| | | | | | | TÍTULO: BASE MOTOR | ESCALA: 1:5 |
| | | | | DIBUJÓ: 11/10/2016 | Jorge H. Mera | | |
| | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | | |
| | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA HOJA 17 DE 18 | REGISTRO: |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | | | SUSTITUCIÓN: | |

1

2

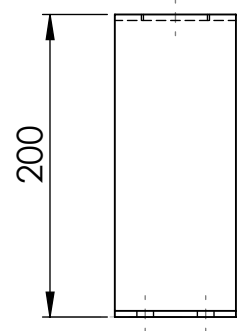
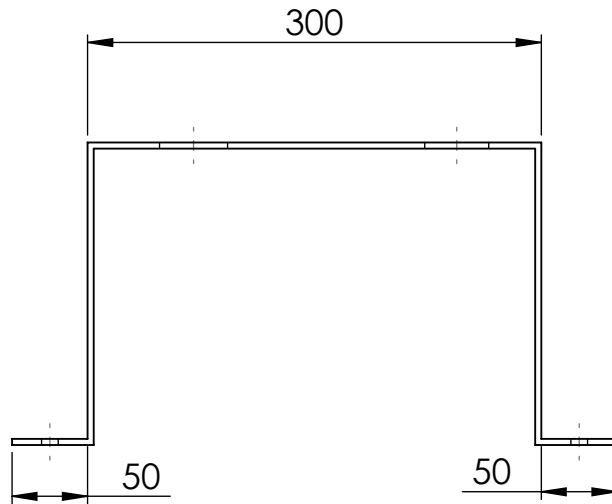
3

4

A

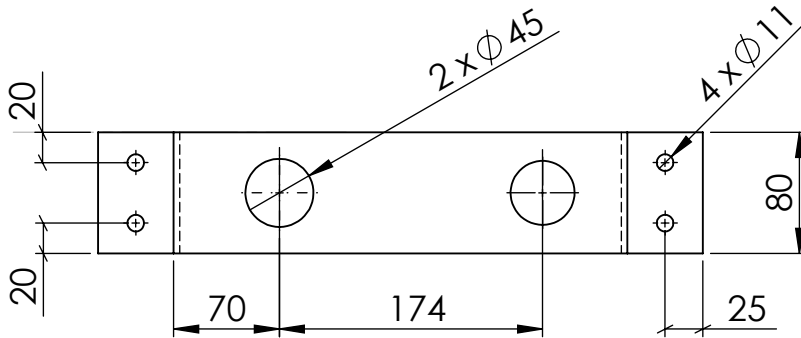
N7

B



C

D



E

Todos los espesores de placa son de 4mm

| | | | | | | | |
|----------|---------------|--------|---------|-------------------------------|-----------------------|------------------------------------|----------------|
| | | | | TOLERANCIA: ± 0.1 | PESO: 1883.46 gr | MATERIAL: ASTM A36 Acero | |
| | | | | | | TÍTULO: Soporte embrague | ESCALA: 1:5 |
| | | | | DIBUJÓ: 11/10/2016 | Jorge H. Mera | | |
| | | | | REVISÓ: 30/11/2016 | Ing. César Arroba | | |
| | | | | APROBÓ: 30/11/2016 | Ing. Christian Naspud | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA | | N.º DE LÁMINA HOJA 18 DE 18 | REGISTRO: |
| EDICIÓN: | MODIFICACIÓN: | FECHA: | NOMBRE: | | | SUSTITUCIÓN: | |