

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



**Diseño de una Máquina Vibrocompactadora Semiautomática para la
fabricación de Adoquines de Concreto para zona urbana en Arequipa-
Perú**

Tesis presentada por el Bachiller:

Enríquez Cornejo, Gianfranco

ORCID: 0009-0003-3229-8366

para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

Asesor:

Dr. Alcázar Rojas, Herman Enrique

ORCID: 0000-0002-7651-9269

Arequipa - Perú

2024

UCSM-ERP

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

Arequipa, 27 de Diciembre del 2023

Dictamen: 008310-C-EPIMMEM-2023

Visto el borrador del expediente 008310, presentado por:

2014701291 - ENRIQUEZ CORNEJO GIANFRANCO

Titulado:

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA VIBROCOMPACTADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA LA FABRICACIÓN
DE ADOQUINES DE CONCRETO PARA ZONA URBANA EN AREQUIPA-PERU**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**29479140 - VALENCIA SALAS MARIO JOSE
DICTAMINADOR**



**30857994 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO
DICTAMINADOR**



**29685318 - CASTRO VALDIVIA JORGE LUIS
DICTAMINADOR**



Diseño de una Máquina Vibrocompactadora Semiautomática para la fabricación de Adoquines de Concreto para zona urbana en Arequipa-Perú

INFORME DE ORIGINALIDAD

7%

INDICE DE SIMILITUD

7%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

3%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

Submitted to Universidad Católica de Santa María

Trabajo del estudiante

3%

2

dspace.ups.edu.ec

Fuente de Internet

1%

3

repositorio.ucsm.edu.pe

Fuente de Internet

1%

4

bibdigital.epn.edu.ec

Fuente de Internet

1%

5

www.scribd.com

Fuente de Internet

1%

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias < 1%

Excluir bibliografía

Apagado

DEDICATORIA

Dedico el resultado de esta investigación a mis amados padres, César y Silvana, quienes fundaron los principios y pilares del profesional que ahora soy.

A mi querido hermano Fabrizio, cuya presencia ha enriquecido mi viaje y me ha impulsado a superar desafíos.

A mi adorada novia Ana Lucía, por su inquebrantable apoyo y motivación.

Gianfranco Enríquez Cornejo



AGRADECIMIENTO

Deseo expresar mi sincero agradecimiento a mi asesor académico, debido a amplios sus conocimientos y orientación, que conllevaron a la culminación exitosa de esta investigación.

Asimismo, quiero extender mi gratitud a todos los que hicieron posible la realización de esta tesis, fruto de un esfuerzo colectivo, que, sin apoyo y colaboración, este proyecto no habría sido una realidad.

Gianfranco Enríquez Cornejo



RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo principal diseñar una Máquina Vibrocompactadora Semiautomática, capaz de producir 500 adoquines de hormigón por hora. Para ello se determinó abarcar diferentes aspectos del diseño y desarrollo de la máquina. En primer lugar, se buscó definir los requerimientos de diseño considerando los diversos mecanismos y sistemas involucrados en la fabricación de adoquines, lo que implicó identificar las especificaciones técnicas necesarias a fin de lograr la calidad y eficiencia deseadas en el proceso de producción. Además, se realizaron los cálculos de los diferentes sistemas (alimentación, vibración, compactación, desmoldeo y descarga), así como de la estructura que soportará estos sistemas empleando softwares de diseño y simulación, tales como Inventor y SolidWorks. Seguidamente, se seleccionó el grupo motriz, componentes y accesorios, basándose en los resultados obtenidos del cálculo de los diferentes sistemas, asegurando un rendimiento óptimo y una larga vida útil de la máquina. Por último, se realizó una evaluación económica, considerando los costos de materiales, mano de obra, equipos y otros gastos asociados. El objetivo fue garantizar la viabilidad financiera del proyecto y la rentabilidad a largo plazo, permitiendo una toma de decisiones fundamentada y una adecuada planificación económica.

Palabras clave: Máquina Vibrocompactadora Semiautomática, Adoquines de Hormigón, Fabricación de ladrillos

ABSTRACT

The main objective of this thesis is to design Semiautomatic Vibrocompacting Machine, capable of producing 500 concrete pavers per hour. For this, it was determined to cover different aspects of the design and development of the machine. In the first place, it was sought to define the design requirements considering the various mechanisms and systems involved in the manufacture of paving stones, which implied identifying the necessary technical specifications in order to achieve the desired quality and efficiency in the production process. In addition, the calculations of the different systems (feeding, vibration, compaction, demolding and unloading) were made, as well as the structure that will support these systems using design and simulation software, such as Inventor and Solidworks. Next, the motor group, components and accessories were selected, based on the results obtained from the calculation of the different systems, ensuring optimal performance and a long useful life of the machine. Finally, an economic evaluation was carried out, considering the costs of materials, labor, equipment and other associated expenses. The objective was to guarantee the financial viability of the project and long-term profitability, allowing informed decision-making and adequate economic planning.

Keywords: Semiautomatic Vibrocompacting Machine, Concrete Pavers, Brick Manufacturing

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO.....	v
RESUMEN	vi
ABSTRACT	vii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.	3
1. MARCO METODOLÓGICO	3
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2. JUSTIFICACIÓN	5
1.3. ALCANCES	6
1.4. LIMITACIONES	7
1.5. OBJETIVOS.....	7
1.5.1. Objetivo General	7
1.5.2. Objetivos Específicos.....	7
1.6. ANTECEDENTES	8
1.7. ADOQUINES Y EVOLUCIÓN DEL PAVIMENTO	9
1.7.1. Adoquines en la ciudad de Arequipa	9
1.7.2. Ventajas de los Adoquines	10
CAPÍTULO II.....	12
2. MARCO TEÓRICO	12
2.1. BASES TEÓRICAS	12
2.1.1. Proceso de fabricación de adoquines	12
2.1.2. Vibrocompactadoras	13
2.2. DEFINICIÓN DE CONCEPTOS BÁSICOS	18
CAPÍTULO III.	20
3. DISEÑO GENERAL	20

3.1. DISEÑO DE DETALLE	20
3.1.1. Funciones de la máquina vibro-compactadora de bloques.....	20
3.1.2. Parámetros de diseño	21
3.1.3. Desarrollo de los módulos	22
3.2. DISEÑO DE MÓDULO 1	24
3.2.1. Sistema de alimentación de la mezcla	24
3.2.2. Sistema de Alimentación de Tablas	43
3.3. DISEÑO DEL MÓDULO 2.....	58
3.3.1. Sistema de Vibración.....	59
3.3.2. Sistema de Compactación	84
3.3.3. Sistema de Desmoldeo y Descarga de bloques	89
3.3.4. Diseño de la estructura principal	98
3.4. SISTEMA HIDRÁULICO	100
3.4.1. Descripción de los elementos del sistema hidráulico	100
3.4.2. Selección de actuadores.....	101
3.4.3. Selección de la bomba hidráulica	103
3.4.4. Determinación de la potencia del motor.....	106
3.4.5. Selección de Manguera Hidráulica	107
3.4.6. Selección del motor	108
3.4.7. Selección del variador de frecuencia.....	109
CAPÍTULO IV.....	110
4. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	110
4.1 PRESUPUESTO DE LA MÁQUINA.....	110
CONCLUSIONES	116
RECOMENDACIONES	118
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	119

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1	Requerimientos de diseño de la máquina vibrocompactadora	21
Tabla 3.2	Características físicas de la mezcla	21
Tabla 3.3	Composición de la mezcla.....	21
Tabla 3.4	Resultados de la simulación en la tolva.....	26
Tabla 3.5	Coordenadas cartesianas de la posición inicial y final de los eslabones	39
Tabla 3.6	Coefficientes de fricción para el cálculo de la fuerza de empuje de las maderas	45
Tabla 3.7	Características constructivas-engranajes cilíndricos de dientes rectos.....	51
Tabla 3.8	Parámetros geométricos óptimos finales	51
Tabla 3.9	Factores de corrección de fatiga superficial	52
Tabla 3.10	Resultado del cálculo por fatiga superficial.....	53
Tabla 3.11	Factores de corrección por resistencia a la fatiga	53
Tabla 3.12	Resultado del cálculo por resistencia a la fatiga.....	54
Tabla 3.13	Resultados del análisis de la estructura del módulo 1	58
Tabla 3.14	Fuerza aplicada al soporte y fuerza transmitida al sistema a diferentes amplitudes	63
Tabla 3.15	Propiedades físicas de los cauchos	65
Tabla 3.16	Valores Ely sobre los puntos de aplicación de las cargas en el eje	80
Tabla 3.17	Coordenadas cartesianas de la posición inicial y final de los eslabones....	95
Tabla 3.18	Fuerza necesaria para cada sistema.....	101
Tabla 3.19	Diámetros requeridos	102
Tabla 3.20	Tiempos de salida de los cilindros hidráulicos	102
Tabla 3.21	Caudal requerido por los actuadores.....	103
Tabla 4.1.	Costos de Materiales Clasificación A.....	111
Tabla 4.2.	Costos de Materiales Clasificación B.....	112
Tabla 4.3.	Costos de Equipos y Accesorios de la Máquina.....	113

Tabla 4.4.	Costos de Maquinaria y equipos externos	113
Tabla 4.5.	Tabla: Costos de Mano de Obra	114
Tabla 4.6.	Tabla: Costos Directos de Fabricación.....	114
Tabla 4.7.	Costos Indirectos de Fabricación.....	114
Tabla 4.8.	Costo Total de la Máquina Vibrocompactadora.....	115



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1	Elemento constructivo rectangular de concreto para pavimentación y adoquinado (Adoquín de concreto rectangular)	9
Figura 1.2	Representación del adoquinado en la Calle Goyeneche en la ciudad de Arequipa	10
Figura 2.1	Representación del proceso de vibrocompactación de adoquines.....	13
Figura 2.2	Máquina Vibrocompactadora Manual con motor eléctrico para el sistema de vibración y palanca manual para la compactación de adoquines	14
Figura 2.3	Máquinas Vibrocompactadoras semiautomáticas con alimentación de mezcla	15
Figura 2.4	Máquina Vibrocompactadora Automática.....	15
Figura 2.5	Esquema ilustrativo de un sistema hidráulico	16
Figura 2.6	Equipo de Sistema Vibracional	17
Figura 2.7	Molde para Adoquines de una Vibrocompactadora	18
Figura 3.1	Máquina vibro-compactadora.....	22
Figura 3.2	Esquema de los procesos en el Módulo 1	23
Figura 3.3	Esquema de los procesos en el Módulo 2.....	23
Figura 3.4	Vista isométrica del Módulo 1	24
Figura 3.5	Dimensiones de la tolva.....	25
Figura 3.6	Análisis de tensiones en la tolva.....	26
Figura 3.7	Análisis de deformación en la tolva	26
Figura 3.8	Vista inferior del mecanismo de la compuerta (a) Abierto y (b) Cerrado	27
Figura 3.9	Vista lateral del mecanismo de la compuerta	28
Figura 3.10	Movimiento del carro transportador	35
Figura 3.11	Posición del carro transportador (a) Retraído y (b) Extendido	37
Figura 3.12	Movimiento del cilindro hidráulico (a) Retraído y (b) Extendido	37
Figura 3.13	Desplazamiento de la corredera D	38
Figura 3.14	Movimiento del mecanismo tijera (a) Retraído y (b) Extendido	39

Figura 3.15	Desplazamiento del mecanismo tijera (a) Retraído y (b) Extendido	40
Figura 3.16	Vectores de velocidad de los mecanismos (a) corredera D accionada por el cilindro hidráulico y (b) eslabón B – E.....	40
Figura 3.17	Relación de transmisión de velocidades en función del desplazamiento del contenedor	41
Figura 3.18	Sistema de alimentación de tablonés	44
Figura 3.19	Dimensiones de los tablonés de madera	44
Figura 3.20	Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema de Alimentación de Maderas	45
Figura 3.21	Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema de Descarga de bloques	46
Figura 3.22	Esquema de Piñón – cremallera.....	48
Figura 3.23	Factores de cremallera – Piñón.....	49
Figura 3.24	Tabla de módulos y pasos diametrales normalizados - AGMA	50
Figura 3.25	Medidas finales de cremallera - Piñón.....	54
Figura 3.26	Restricción de estructura y asignación de carga	56
Figura 3.27	Análisis de esfuerzos de la estructura principal del módulo 1.....	56
Figura 3.28	Desplazamiento de la estructura principal del módulo 1	57
Figura 3.29	Factor de seguridad de la estructura principal del módulo 1	57
Figura 3.30	Vista isométrica del Módulo 2.....	58
Figura 3.31	Sistema de vibración.....	59
Figura 3.32	Medidas de la excéntrica.....	64
Figura 3.33	Amortiguador cilíndrico de la serie H	66
Figura 3.34	Diagrama de tensiones en la polea conducida	72
Figura 3.35	Diagrama del cuerpo libre del eje de vibración	72
Figura 3.36	Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor.....	74
Figura 3.37	Disposición de los adoquines.....	84
Figura 3.38	Asignación de parámetros de fuerza y restricciones del conjunto compactador	85
Figura 3.39	Análisis de esfuerzos Von Mises del conjunto compactador.....	86

Figura 3.40	Análisis de desplazamientos del conjunto compactador.....	86
Figura 3.41	Factor de seguridad del conjunto compactador	87
Figura 3.42	Asignación de parámetros de fuerza y restricciones de la corredera superior	87
Figura 3.43	Análisis de esfuerzos Von Mises de la corredera superior.....	88
Figura 3.44	Análisis de desplazamientos de la corredera superior	88
Figura 3.45	Factor de seguridad de la corredera superior	89
Figura 3.46	Asignación de parámetros de fuerza y restricciones de la corredera inferior	91
Figura 3.47	Análisis de esfuerzos Von Mises de la corredera inferior.....	91
Figura 3.48	Análisis de desplazamiento de la corredera inferior	92
Figura 3.49	Factor de seguridad de la corredera inferior	92
Figura 3.50	Posición del cilindro (a) Retraído y (b) Extendido	94
Figura 3.51	Movimiento del cilindro hidráulico (a) Retraído y (b) Extendido	94
Figura 3.52	Desplazamiento del mecanismo tijera (a) Retraído y (b) Extendido	96
Figura 3.53	Restricción de estructura del módulo 2 y asignación de cargas.....	99
Figura 3.54	Análisis de esfuerzos de la estructura del módulo 2	99
Figura 3.55	Factor de seguridad de la estructura del módulo 2	100
Figura 3.56	Selección de la bomba de engranajes de tamaño F del fabricante BOSCH	105
Figura 3.57	Diagrama para determinar el caudal real para bomba de engranaje tamaño F	105
Figura 3.58	Determinación de la potencia y torque teórico	107
Figura 3.59	Selección del diámetro interno de la manguera	108

INTRODUCCIÓN

En la industria de la construcción, los adoquines son elementos fundamentales para pavimentar calles, aceras y plazas, brindando una superficie duradera y estéticamente agradable. El presente estudio tiene como objetivo principal el diseño de una máquina vibrocompactadora semiautomática capaz de producir 500 adoquines por hora. Esta máquina se enfocará en maximizar la eficiencia y la productividad del proceso de fabricación, reducir los tiempos de producción y optimizar la calidad de los adoquines.

La elección de una máquina semiautomatizada se basa en la necesidad de combinar la precisión y uniformidad de los adoquines fabricados con la versatilidad y capacidad de adaptación que brinda la intervención humana. Esta combinación permitirá ajustar rápidamente el proceso de producción a diferentes diseños y especificaciones, sin sacrificar la calidad final del producto.

El Capítulo 1 aborda la situación problemática y la justificación de la investigación. Se describen los alcances y limitaciones del estudio, así como las variables y objetivos de investigación. Además, se presentan antecedentes relacionados con los diferentes tipos de máquinas vibrocompactadora utilizadas en la fabricación de adoquines.

El Capítulo 2 se enfoca en las bases teóricas del proceso de fabricación de adoquines. Se analizan los tipos de vibrocompactadoras disponibles en el mercado y se definen los conceptos básicos necesarios para comprender el funcionamiento y las características de estas máquinas.

En el Capítulo 3 se aborda el diseño conceptual de la máquina vibrocompactadora. Se inicia con la generación de ideas y la propuesta inicial, para luego desarrollar los conceptos básicos y avanzados del diseño. Se considera el lanzamiento de la propuesta, teniendo en cuenta aspectos como la viabilidad técnica y económica.

El Capítulo 4 se centra en el desarrollo del diseño de detalle de la máquina. Se describen las consideraciones de diseño, como las propiedades de la mezcla de materiales a utilizar y las dimensiones específicas del adoquín. Además, se realiza el análisis de la máquina en dos módulos con sistemas diferentes, y se presenta la elaboración de un presupuesto detallado.

Finalmente, se presentan las conclusiones y recomendaciones derivadas de la investigación realizada. Se verifica el cumplimiento de los objetivos planteados en el proyecto y se realiza una evaluación objetiva de los resultados obtenidos. Estas conclusiones y recomendaciones sirven de base para futuras investigaciones similares y adaptadas a diferentes requerimientos, con el propósito de plantear mejoras en el proceso de fabricación de adoquines semiautomatizados o automatizados.



CAPÍTULO I.

1. MARCO METODOLÓGICO

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Desde hace varios años, la pavimentación de pistas y veredas con concreto rígido ha sido una gran alternativa en la ciudad de Arequipa, ya que, a base de adoquines, muchas calles en nuestra ciudad han podido tener una mejora en lo que es material, tiempo y mano de obra, además de tener alta demanda por la gran cantidad de obras que se han venido ejecutando en nuestra ciudad últimamente, tal como se puede observar en la remodelación y/o reparación de pistas de avenidas principales en el centro histórico, plazas de diferentes distritos, zonas de estacionamiento, entre otros. (Municipalidad Provincial de Arequipa, 2020)

A causa de la alta demanda de los adoquines de concreto en construcciones mencionadas anteriormente, la industria de concreto dedicada a diseñar dichos adoquines sufre de escasez de máquinas de prefabricados de concreto de calidad ocasionando tiempos muertos de trabajo, mayores costos, etc. La mayoría de empresas realizan mantenimientos continuamente a dichas máquinas y aun así suelen tener paradas intempestivas no programadas, por lo que su disponibilidad y confiabilidad es baja. Todo esto genera atrasos en la entrega de proyectos de construcción debido al desabastecimiento que existe en las empresas fabricantes de adoquines

por falta de máquinas vibrocompactadoras óptimas con alta disponibilidad. Si bien es posible, las máquinas vibrocompactadoras pueden ser adquiridas por compra directa que solucionaría el problema, pero los costos de adquisición de dichas máquinas son bien altos ya que son importadas desde México y Brasil. (Municipalidad Provincial de Arequipa, 2020)

Las viabilidades más importantes de dicho proyecto a realizar son los siguientes:

- Viabilidad Comercial
- Viabilidad Jurídica
- Viabilidad Técnica
- Viabilidad Económica

La situación problemática para este proyecto de diseño está orientada en la viabilidad técnica, ya que, lo que se busca es optimizar una máquina vibrocompactadora con el fin de aumentar su disponibilidad y tiempo de vida, reduciendo los tiempos muertos de operación en la línea de fabricación de los adoquines de concreto.

Por otra parte, la fabricación de dicha Máquina Vibrocompactadora permitirá no sólo mejorar la disponibilidad de las empresas medianas dedicadas a la industria del concreto, sino también una mayor producción de adoquines a futuro, ya que en los próximos tres años Arequipa seguirá contando con una política de expansión urbana, donde todas las municipalidades distritales de la ciudad utilizarán adoquines en sus proyectos de infraestructura con un diseño arquitectónico utilizando 100% de adoquinado. Por lo tanto, las empresas constructoras deberán contar con una gran cantidad de producción de adoquines para lo que son centros comerciales, infraestructura vial, urbanizaciones, entre otros. (Instituto Municipal de Planeamiento de Arequipa - IMPLA , 2016)

Empresas tales Concretos Moldeados SAC, Postes Arequipa SAC, entre otras, son empresas Arequipeñas donde todas juntas abarcan el 41 % en la producción de adoquines en el mercado, la empresa de mayor demanda de adoquines es la empresa Supermix SA con un 59% de participación en el mercado de fabricación de adoquines de concreto. Es por eso que la importancia de la fabricación de dicha máquina es alta, ya que las empresas de mediana y baja participación en el mercado orientado al rubro del adoquinado, tenga una mayor producción y competencia con las otras empresas de alto nivel, además de otorgar mayor demanda de

adoquines para los sectores público, privado y del autoconstrucción quienes son los encargados de desarrollar proyectos de infraestructura donde incluyen el uso de adoquinado en nuestra ciudad. (Concretos Supermix, 2022)

1.2. JUSTIFICACIÓN

El diseño de esta máquina vibrocompactadora genera grandes beneficios muy importantes en varios aspectos, uno de ellos, en el estudio del funcionamiento óptimo de una máquina vibrocompactadora garantizando un diseño en el cual no existan fallas intempestivas; otro beneficio es el económico ya que diferentes empresas dedicadas a esta industria se encuentren en la posibilidad de adquirirlas a un costo que se encuentre dentro de su alcance presupuestal.

Como se mencionó anteriormente, existen empresas que generan gran demanda de producción de adoquines en el mercado, pero éstas cuentan con máquinas importadas de elevado costo de adquisición, por lo que, la existencia de un producto nacional que cubra con las exigencias requeridas por el cliente sería la mejor opción para las medianas y pequeñas empresas que quieran competir en el mercado.

Por último, el beneficio de dicha investigación tiene mucha importancia ya que tendrá un beneficio global en cadena. Primero, tendrá un beneficio para todas las medianas y pequeñas empresas que quieran ser parte del mercado en la producción de adoquines. Luego, los segundos beneficiados serían las empresas públicas y privadas las cuales tendrán mayor variedad de opciones de contratación para la producción y entrega de adoquines de concreto según sus requerimientos económicos y de tiempo, evitando atrasos en la entrega de obras e infraestructura con el uso de adoquines; y para finalizar, la población misma termina siendo beneficiada ya que contará con obras e infraestructura nueva la ciudad de Arequipa sin tener quejas por malos materiales en la pavimentación de pistas y veredas, ya que los adoquines de concreto cuentan con alta resistencia, calidad y eficiencia para su uso con un largo tiempo de vida.

Para esta investigación, se contará con todos los datos estadísticos relacionados a la producción de adoquines de concreto en la ciudad de Arequipa, indagando cual es la capacidad de adoquines que se pueden producir en una mediana o pequeña empresa dedicada a la industria del concreto según la materia prima con la que cuentan. De esta fuente se obtendrá la cantidad

de adoquines por hora que pueden realizar las empresas de concreto Arequipeñas para cumplir con los requisitos necesarios para ingresar al mercado de la producción de adoquines para obras en la ciudad.

De la misma forma, se obtendrá información acerca de diseños previamente realizados de máquinas vibrocompactadoras similares en otras ciudades o países y de tesis de grado de otras universidades; para obtener apoyo en la realización del diseño de la máquina vibrocompactadora propia de forma optimizada y con alta disponibilidad, para que resulte una necesidad inmediata en el crecimiento de la industria de producción de adoquines de concreto. Finalmente, se aplicarán conocimientos de diseño de elementos de máquinas, análisis de vibraciones, softwares de diseño y análisis de costos para lograr el diseño propuesto.

1.3. ALCANCES

El alcance del proyecto incluirá:

- Diseño y análisis de la máquina vibrocompactadora incluyendo sistema mecánico, sistema vibracional, sistemas de transmisión y sistema hidráulico.
- Diseño y cálculo de la estructura de soporte de la máquina vibrocompactadora.
- Selección del material más conveniente para la construcción de la máquina vibrocompactadora.
- Selección del sistema motriz para la máquina vibrocompactadora.
- Selección de chute de alimentación y sistema de descarga.
- Metrado de la máquina vibrocompactadora.
- Costos unitarios del material, construcción y montaje de la máquina vibrocompactadora diseñada.
- Viabilidad económica de la máquina vibrocompactadora diseñada.

1.4. LIMITACIONES

A parte de la solución al problema propuesto, las limitaciones de esta investigación son las siguientes:

- No se va a desarrollar un prototipo de la máquina, este diseño abarcará todo lo que es ingeniería básica e ingeniería de detalle, incluyendo los cálculos necesarios para el buen funcionamiento de la vibrocompactadora, planos constructivos y de montaje; y también detallando las especificaciones técnicas de la máquina.
- Se realizará el diseño propio de la máquina vibrocompactadora para adoquines de concreto, mas no del resto de máquinas que se encuentren dentro de la línea del proceso productivo.
- Se realizará un análisis presupuestal y de costeo para verificar la rentabilidad de la máquina vibrocompactadora frente a las máquinas que se pueden adquirir del extranjero, mas no detallando un estudio de mercado de forma compleja ya que el objetivo principal de la investigación es el diseño de la propia máquina.

1.5. OBJETIVOS

1.5.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar una Máquina Vibrocompactadora Semiautomática con capacidad para producir 500 adoquines de hormigón por hora.

1.5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Definir los requerimientos de diseño considerando los diferentes mecanismos y sistemas que intervienen en la fabricación de adoquines a partir de hormigón.
- Dimensionar los sistemas de alimentación, vibración, compactación, desmoldeo y descarga de adoquines, así como la estructura que soportará estos sistemas, empleando softwares específicos de cálculo ingenieril.

- Seleccionar el grupo motriz, hidráulico y demás componentes o accesorios acorde a los resultados obtenidos en el cálculo y dimensionamiento de los diferentes sistemas de la máquina vibro compactadora semiautomática.
- Elaborar el presupuesto de construcción e implementación de la máquina vibrocompactadora semiautomática a fin de asegurar la viabilidad financiera y rentabilidad de proyecto a largo plazo.

1.6. ANTECEDENTES

A lo largo de los últimos años la arquitectura moderna ha ido evolucionando teniendo cambios significativos dentro de la construcción actual, donde hay un sinnúmero de terminologías que abarca dicho término compartiendo dentro de la arquitectura factores como resistencia, calidad, eficiencia, diseño e innovación.

El desarrollo de nuevos materiales y su innovación, hizo que la arquitectura avanzara a través del tiempo, materiales como el hierro, el cemento y la combinación de estos produjeran estructuras únicas e importantes dentro de la industria. Por tal motivo la revolución industrial tuvo un crecimiento significativo dentro del entorno urbano.

Los adoquines de cemento han sido una gran reverencia dentro del sector industrial, estos productos son elaborados con insumos como el cemento, tipos de arena, agua y demás, donde han sido el pilar único en la pavimentación moderna en los últimos años. La construcción con adoquines de cemento tiene ventajas económicas en comparación a otros sistemas constructivos debido a la rapidez con que se trabajan con ellos, exactitud y uniformidad en las calles, resistencia y durabilidad por muchos años con muy poco desperdicio y sobre todo por constituir un sistema modular lo que permite presupuestar con gran certeza la cantidad de los mismos durante la etapa de construcción de la obra.

Mediante esta investigación se requiere diseñar la máquina vibrocompactadora apuntando una mejora realizando cambios significativos en las existentes que contribuyan a una mayor calidad en los adoquines de concreto teniendo en cuenta que tendrá limitaciones para las empresas de pequeña y mediana participación en el mercado de fabricación de adoquines de concreto.

1.7. ADOQUINES Y EVOLUCIÓN DEL PAVIMENTO

Los adoquines de concreto son elementos macizos, prefabricados, de espesor uniforme e iguales entre sí, con forma prisma recto tal que al colocarlos sobre una superficie encajen unos con otros de manera que solamente quede juntas entre ellos. (Vialitec - Especialistas en Vías - Topografía y Construcción, 2018)

La palabra adoquín proviene del árabe hispánico “addukán” que significa piedra labrada en forma de prisma rectangular. Esta geometría era necesaria porque buscaba ensamblarse con otros adoquines y ofrecer una superficie de rodaje más plana que la que ofrecía su antecesor, el empedrado, constituido por piedras en estado natural sin tallar. Este tipo de pavimentación cuenta con más de 2000 años de antigüedad. (Herrero, 2021)

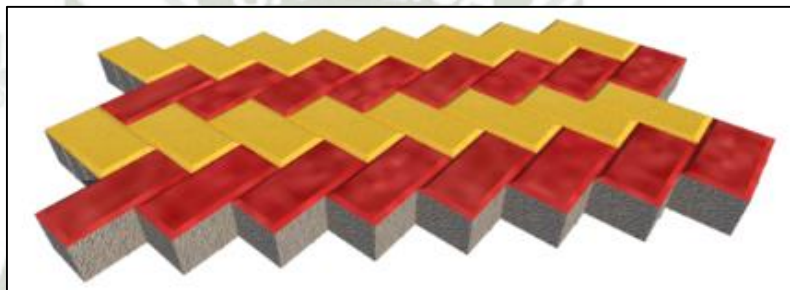


Figura 1.1 Elemento constructivo rectangular de concreto para pavimentación y adoquinado (Adoquín de concreto rectangular)

Nota: Extraído de MetalSur, Construcción y Prefabricados (2020)

Hoy se utilizan los adoquinados con motivos estéticos y todavía muchos de los antiguos se encuentran en servicio y buen estado, prueba de la gran robustez de este sistema. Con la tecnología moderna, se han desarrollado adoquines de concreto, los cuales se utilizan de manera similar a los antiguos adoquines de piedra y dan origen a lo que se denomina pavimentos articulados. A veces, a los adoquinados modernos se les añaden colorantes buscando un mejor resultado estético. (Herrero, 2021)

1.7.1. ADOQUINES EN LA CIUDAD DE AREQUIPA

Los adoquines que forman parte de las principales calles del Centro Histórico de la ciudad y de su historia, se comenzaron a colocar a mitad del Siglo XX. Según la Ley 28296 del Patrimonio Cultural de la Nación, los bienes materiales e inmateriales, así como la historia de los mismos forma parte de la historia de la ciudad y la Unesco en el 2010, declaró como

Patrimonio Cultural de la Humanidad a Arequipa, no solo por su arquitectura, sino por todo el valor de su entorno, incluyendo las calles adoquinadas. (Instituto Nacional de Cultura, 2007)



Figura 1.2 Representación del adoquinado en la Calle Goyeneche en la ciudad de Arequipa

Nota: Extraído de ASOCEM (2017)

En la actualidad el desgaste de los pavimentos en la ciudad se debe a distintas causas ocasionadas por la naturaleza sobre todo por las lluvias y los movimientos sísmicos. Pero además de dichas causas también es por causa de la población misma ya que se utiliza malos materiales al pavimentar, las máquinas de vibro compactación no realizan buenos acabados de adoquines de concreto, por otra parte, el tránsito inadecuado de vehículos pesados deterioran mucho más rápido los pavimentos. Todo esto contribuye a problemas como el tráfico vehicular, caos en el tránsito e incomodidad del pasajero para llegar a la hora a su centro de trabajo, además de ocasionar accidentes. (Quispe Mamani, 2015)

1.7.2. VENTAJAS DE LOS ADOQUINES

- Genera mano de obra. – Aparte de los beneficios sociales que otorga este tipo de pavimento genera mayor empleabilidad para las personas que otras alternativas del mercado.
- Es moderador de velocidad de tráfico. – Las juntas de adoquines actúan como inhibidor de velocidad donde ayudan al coeficiente de fricción en el frenado de los automóviles.

- Amable con el medio ambiente. – Los adoquines permiten una mejor conservación del aspecto natural, ya que permite la llegada del agua de la lluvia a los mantos acuíferos para las zonas verdes de la ciudad.
- Flexibilidad de Diseño. – La gran variedad de formas y patrones dan muchas opciones de diseño según el cliente en cajones de estacionamiento, cruces de peatones e intersecciones, etc.
- Pavimento Fresco. – Los adoquines a comparación con el asfalto, son menos calientes y no reflejan como espejo el calor a las construcciones, ideales para espacios abiertos, patios y jardines.
- Mayor Resistencia y duración. – Los adoquines de concreto son extremadamente densos con una increíble durabilidad y resistencia, con alta estabilidad superior bajo cargas severas, pueden resistir mucho más maltrato y durar por generaciones.
- Reparación fácil y económico de reparar. – Si por cualquier motivo los adoquines de concreto llegasen a dañarse, éstos pueden removerse y ser reemplazados con facilidad, siendo una reparación a bajo costo evitando parches mal vistos.
- Bajo costo de mantenimiento. – Su mantenimiento prácticamente consiste en barrerlos y regarlos, casos especiales se deberá rellenar con arenas las juntas entre adoquines
- Pavimento versátil. – Permite la creación de patios, banquetas y estacionamientos llamativos, ecológicos y sustentables. Pueden utilizarse en cualquier parte ya que combinan con cualquier entorno, modernos y rústicos.

Todo lo antes mencionado son las excelentes para utilizar adoquines de concreto.
(SUPERBLOCK , 2021)

CAPÍTULO II.

2. MARCO TEÓRICO

2.1. BASES TEÓRICAS

2.1.1. PROCESO DE FABRICACIÓN DE ADOQUINES

El proceso productivo de los adoquines de concreto cuenta con los siguientes pasos:

1. Primero vierte el material a una tolva de agregados las cuales alimentan el material a una faja transportadora.
2. Esta faja transporta el material hacia una mezcladora de concreto la cual tiene la función de homogeneizar la materia que se utiliza para los prefabricados.
3. Después de un cierto tiempo, la nueva mezcla ingresa a una faja transportadora la cual traslada el material homogeneizado hacia la vibrocompactadora.
4. La vibrocompactadora se encarga de vibrocomprimir los productos según el molde que se requiera, para este caso, sería un molde de adoquines. Esta máquina, aparte de darle una buena densidad al producto, le brinda altas características de altas resistencias iniciales, variaciones dimensionales y absorción.
5. Una vez que el producto ya salió moldeado, sale mediante unas placas metálicas para que puedan ser estibados por unos andamios metálicos los cuales son pasados a un proceso de curado de 24 horas de duración donde se ingresan a unos cuartos de curado donde se les inyecta agua pulverizada.

6. Los productos que ya pasaron por el curado de 24 horas son trasladados a un carril de estibamiento para poder pasarlos a una parihuela para su respectivo almacenaje.
7. Se realiza una serie de controles de calidad del producto final con equipos certificados para realizar el dossier de calidad, se realizan ensayos de resistencia según el uso que tendrán los productos, para el caso de los adoquines se debe indicar cuales son para transito liviano y cuales para tránsito pesado.
8. Con el visto bueno de los productos, éstos son despachados hacia el cliente. (Martell, 2016)



Figura 2.1 Representación del proceso de vibrocompactación de adoquines

Nota: Extraído de SuperMix (2016)

2.1.2. VIBROCOMPACTADORAS

El funcionamiento de una máquina vibrocompactadora consiste en la vibración y compresión del concreto. Tiene una tolva por donde se alimenta el material y se reserva el concreto fresco, después dicho material se dosifica en la cantidad necesaria para llenar el molde según se requiera. (ROMETA, 2022)

Lo siguiente es hacer vibrar la bandeja y el molde mientras éste se está llenando, y también en algunos casos un agitador para facilitar el llenado. Seguidamente la máquina comprime la pieza, hasta la medida exacta según el molde quitando todo el aire que existe entre los granos de arena y grava. Para ayudar a la compresión se vuelve a hacer vibrar la máquina. (ROMETA, 2022)

A. Tipos de Vibrocompactadoras

El tipo de vibrocompactadoras está relacionado con los métodos de fabricación ya que uno depende del otro, ya que pueden ser manuales, semiautomáticas y automáticas, esto depende del sistema de automatización de diferentes mecanismos para obtener el producto final.

i. Manuales

Este tipo de vibrocompactadora, con el continuo progreso y avances tecnológicos ha dejado de ser una alternativa y un método eficiente en el factor tiempo para obtener productos de calidad y afectando principalmente en la cantidad. En la actualidad es casi nulo este método de fabricación, pero aún existe en pequeñas industrias en zonas rurales para construcciones rudimentarias. Para este proceso ya existen máquinas más sofisticadas por lo tanto las vibrocompactadoras manuales ya han sido reemplazadas. (Guatemala Granada & Pullay Paca, 2017)



Figura 2.2 Máquina Vibrocompactadora Manual con motor eléctrico para el sistema de vibración y palanca manual para la compactación de adoquines

Nota: Extraído de BLOQUERAS

ii. Semiautomáticas

Las máquinas vibrocompactadoras automáticas son las más frecuente en el campo de la industria del concreto, principalmente porque la inversión inicial se encuentra en un rango moderado, donde las pequeñas o medianas empresas dedicadas a esta industria pueden acceder sin mayores dificultades y obtener beneficios en diferentes plazos proyectados tanto en niveles de producción como en la calidad del producto final. En la siguiente figura se puede observar

los diferentes tipos de vibrocompactadoras semiautomáticas. (Guatemal Granada & Pullay Paca, 2017)



Figura 2.3 Máquinas Vibrocompactadoras semiautomáticas con alimentación de mezcla

Nota: Extraído de DASWELL Maquinaria

iii. Automáticas

Las máquinas vibrocompactadoras automáticas representan una lata eficiencia en recursos, calidad de producto y tiempo de fabricación; lo más complicado en estas máquinas es su implementación inicial, ya que su sistema en cualquier campo es de un alto valor económico; por lo que, solo empresas con alto nivel financiero y muy reconocidas en el mercado pueden obtener dichas máquinas, ya que piden requisitos para su funcionamiento. Otra desventaja en la actualidad de dichas máquinas es que para diseñarlas y fabricarlas debe tener un mínimo de demanda en el mercado, es decir, de abarcar un monopolio de clientes para mantener siempre la máquina en funcionamiento. (Guatemal Granada & Pullay Paca, 2017)



Figura 2.4 Máquina Vibrocompactadora Automática

Nota: Extraído de AIMIX Group

B. Partes de una Vibrocompactadora

Para un correcto funcionamiento de la máquina, se debe tener una correcta selección de material para su fabricación de acuerdo a lo disponible en el mercado, esto es de vital importancia ya que debe proporcionar un trabajo eficiente, otorgar adoquines de calidad, aumentar la vida útil del conjunto y representar un ahorro para gastos de mantenimiento. De tal forma se debe conocer a detalle los sistemas que comprende una máquina vibrocompactadora semiautomática y se presentan a continuación.

i. Sistema mecánico

El Sistema mecánico abarca con el bastidor principal de la máquina conformado por perfiles estructurales como ángulos, canales, correas, etc.; todos estos perfiles de acero están bajo la norma ASTM A36 y se caracterizan por presentar alto grado de soldabilidad permitiendo ser ensamblados con facilidad y obtener buenas propiedades mecánicas. Debido al principio de funcionamiento de las máquinas bloqueras, se utilizan sistemas de sujeción comprendidos por pernos, tuercas y arandelas cuando exista desajustes por el sistema de vibración de la máquina, esto además ayuda a darle cierto grado de libertad a la máquina.

ii. Sistema hidráulico

El sistema hidráulico se encarga de transmitir velocidad y fuerza con valores necesarios para poder generar la compresión de la mezcla homogeneizada en el molde, para ello se requiere un motor que junto a una bomba puedan transmitir el fluido hidráulico, en este caso aceite, desde el reservorio de electroválvulas para que luego tenga llegada hasta los cilindros de accionamiento quienes generan la fuerza de trabajo.

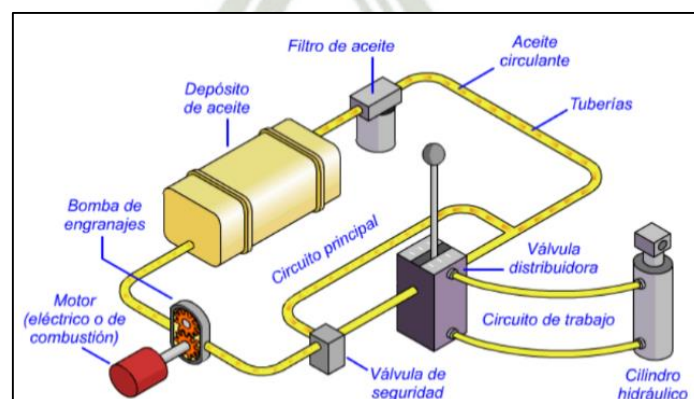


Figura 2.5 Esquema ilustrativo de un sistema hidráulico

Nota: Extraído de Tecno (2010)

iii. Sistema vibracional

El sistema de vibración consiste de un eje con una o dos masas excéntricas que generan una vibración necesaria en el molde de la matriz para compactar de manera óptima la mezcla homogeneizada. Éste se encuentra conformado por un motor con una potencia y velocidad nominal adecuados, junto con una correa y poleas las cuales transmiten la velocidad desde el motor, además de resortes previamente calculados para amortiguar el exceso de vibración generando estabilidad y frecuencia optima, en otros accesorios se tiene el eje asimétrico y las chumaceras seleccionadas por catálogo.



Figura 2.6 Equipo de Sistema Vibracional

Nota: Extraído de LeTkingok (2010)

iv. Sistema eléctrico y de control

El sistema de eléctrico y de control depende de la complejidad de la máquina vibrocompactadora, ya que varía según el tipo de sistema que pueda tener. Más allá de eso, los elementos que conforma este sistema suelen ser siempre los mismos tales como contactores, pulsadores, relés, fusibles, etc., y para para máquinas vibrocompactadoras automáticas más sofisticadas se necesita el uso de sensores actuadores. Todos estos elementos eléctricos y electrónicos se controlan mediante un elemento conocido como PLC, donde se obtiene la programación requerida.

v. Sistema de moldeo

El sistema de moldeo se encuentra complementado por el sistema hidráulico el cual otorga la fuerza para realizar la compresión de la mezcla. Es muy importante que el molde se encuentre fabricado por un buen acero con buena resistencia a la abrasión, con un correcto proceso de soldadura según las normas establecidas por AWS. El desmolde se genera de igual forma con el sistema hidráulico para poder retirar los adoquines fabricados para ser almacenados.



Figura 2.7 Molde para Adoquines de una Vibrocompactadora

Nota: Extraído de Megamould (2021)

2.2. DEFINICIÓN DE CONCEPTOS BÁSICOS

- **Adoquín.** – Piedra labrada en forma de prisma rectangular para empedrados y otros usos.
- **Concreto.** – Mezcla de agua, arena, grava y cemento.
- **Pavimento.** – Es la capa o base que constituye el suelo de una construcción o de una superficie no natural.
- **Compactar.** – Hacer o volver algo compacto con un acabado denso, unificado en sus piezas y con más contenido en menos espacio.
- **Tráfico.** – Circulación de vehículos o movimiento o tránsito de personas, mercancías, etc., por cualquier medio de transporte.
- **Eje.** – Barra, varilla o pieza similar que atraviesa un cuerpo giratorio y sirve de sostén en el movimiento.

- **Molde.** – Pieza en que se hace un hueco la forma que quiere darse en sólido a la materia que se vacía en él cualquier material en estado líquido.
- **Vibración.** – Movimiento oscilatorio de un cuerpo provocado por la oscilación de las partículas que lo forman, respecto a una posición de equilibrio.
- **Hidráulica.** – Es la rama de la Física que se encarga de estudiar el comportamiento y el movimiento de los fluidos.
- **Resorte.** – Mecanismo que utiliza un muelle para almacenar energía que se libera bruscamente al soltarlo.
- **Motor.** – Máquina destinada a producir movimiento a expensas de otra fuente d energía.
- **Aceite.** – Sustancia grasa, líquida a temperatura ordinaria, de mayor o menor viscosidad, no miscible con agua y de menor densidad que ella, que se puede obtener sintéticamente.
- **Disponibilidad.** – Probabilidad de que un sistema esté en funcionamiento o listo para usarse o periodo de tiempo en que el activo debe estar en funcionamiento.
- **Tolva.** – Recipiente o depósito abierto por abajo, generalmente en forma de tronco de pirámide o de cono invertidos, que se utiliza para dosificar el paso de algo como granos, monedas, bolas, líquidos, etc.
- **Engranajes.** – Mecanismos formados por varias ruedas dentadas unidas por sus dientes con el fin de transmitir la velocidad de rotación de una a otra.
- **Calidad.** – Propiedad o conjunto de propiedades inherentes a algo, que permiten juzgar su valor.
- **Pistón.** – Pieza de una bomba o del cilindro de un motor que se mueve hacia arriba o hacia abajo impulsando un fluido o bien recibiendo el impulso de él.

CAPÍTULO III.

3. DISEÑO GENERAL

3.1. DISEÑO DE DETALLE

En busca de realizar un diseño óptimo que cumpla con todos los requerimientos mecánicos, estructurales, energéticos y económicos, se han parametrizado las funciones de las máquinas en dos módulos, el primero encargado de la alimentación de mezcla y tableros hacia el segundo módulo, cuyo propósito se centra en darle forma final a los bloques para que puedan ser trasladados a otros procesos.

3.1.1. FUNCIONES DE LA MÁQUINA VIBRO-COMPACTADORA DE BLOQUES

Las funciones de la máquina vibro-compactadora incluyen almacenar la mezcla en la tolva, ya sea de manera manual o automática, y dosificarla adecuadamente a los moldes, mediante el carro administrador accionado hidráulicamente. Cuando la mezcla llene por completo los moldes se procede accionar el sistema de vibración por medio de levas enlazadas a un eje a altas velocidades de rotación, que junto al sistema de compactación acoplado a un cilindro hidráulico logran darles la forma final a los bloques de concreto. Seguidamente, se retiran los moldes y la estructura compactadora para transportar los bloques hacia otro proceso.

Adicionalmente, la alimentación de tableros sobre los cuales, se colocará el molde y posteriormente la mezcla de los bloques, se realiza hidráulicamente en coordinación con el sistema de alimentación, vibración y compactación.

3.1.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Las características que se espera mínimamente de la máquina son:

Tabla 3.1 Requerimientos de diseño de la máquina vibrocompactadora

Característica	Magnitud	Unidad
Capacidad de producción	500	bloques/h
Frecuencia de vibración	3000	vibraciones/minuto

Como base del diseño, también deben considerar las características físicas de la mezcla que será determinada por su composición y contenido de agua.

Tabla 3.2 Características físicas de la mezcla

Característica	Magnitud	Unidad
Densidad	1,4	ton/m ³
Contenido de agua	18 - 20	%

Tabla 3.3 Composición de la mezcla

Material	Tamaño de Tamiz	Cantidad (%)
Cemento		4%
Fino	$\leq 0,425$ mm	$\leq 10\%$
Arena	$0,425 \leq x \leq 4,75$ mm	55 – 60%
Grava	$4,75 \leq x \leq 20$ mm	30 – 35%

3.1.3. DESARROLLO DE LOS MÓDULOS

Para realizar los cálculos referentes al diseño y selección de componentes que constituyen la máquina vibrocompactadora, se analizarán los módulos 1 y 2. (*Ver figura 3.1*)

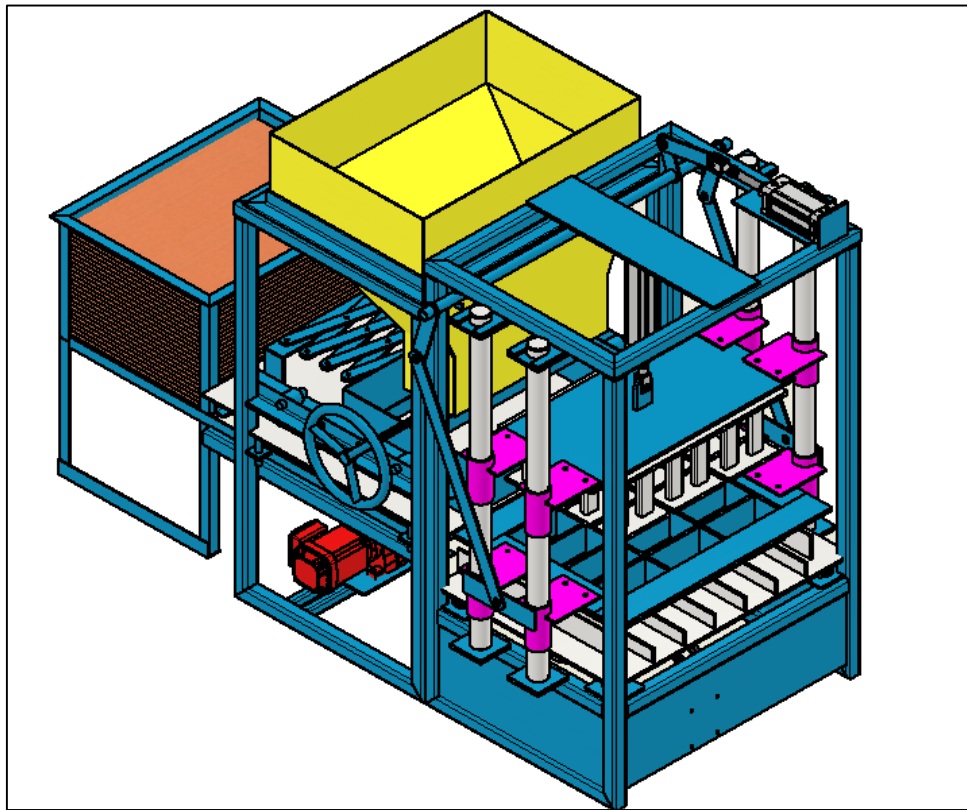


Figura 3.1 Máquina vibro-compactadora

El módulo 1 está conformado por la tolva de almacenamiento, compuerta de dosificación, carro distribuidor de mezcla, mecanismo de alimentación de tableros y estructura. A continuación, se ilustran las funciones que se llevan a cabo en el módulo.

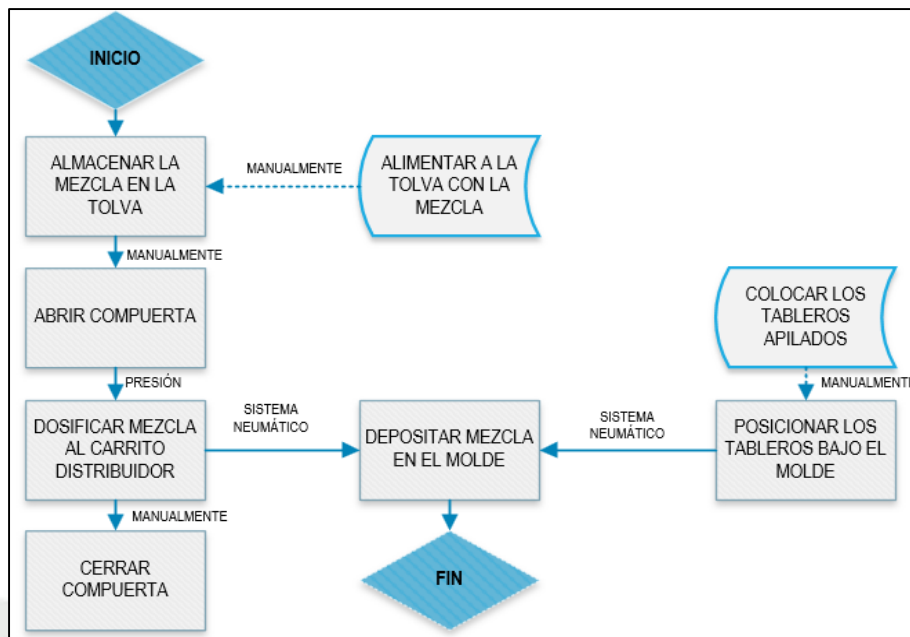


Figura 3.2 Esquema de los procesos en el Módulo 1

Con respecto al módulo 2, lo conforman los moldes, el sistema de vibración y el sistema de compactación. A continuación, se ilustran las funciones que se efectúan en el módulo 2.

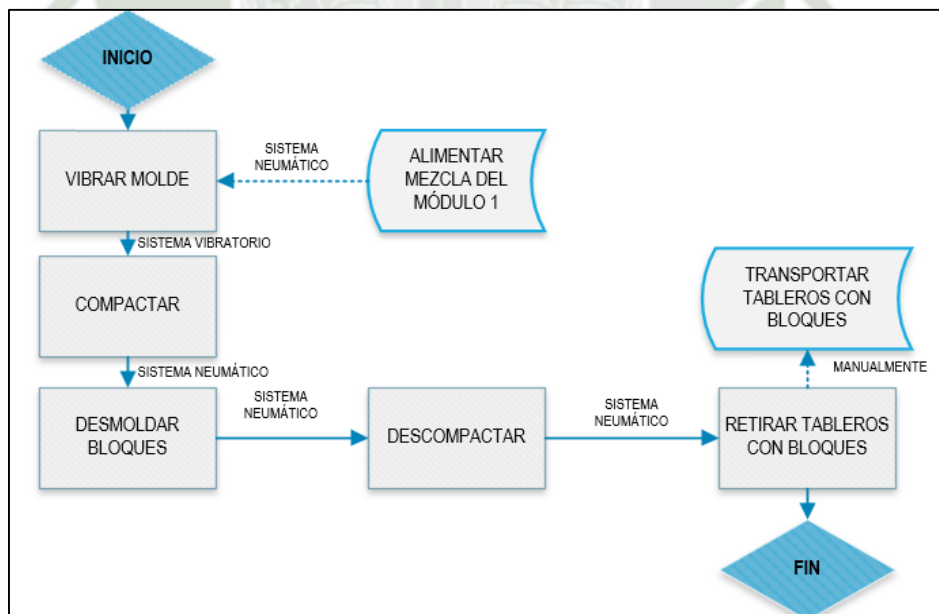


Figura 3.3 Esquema de los procesos en el Módulo 2

3.2. DISEÑO DE MÓDULO 1

El Módulo 1 consta de los siguientes sistemas:

- Almacenamiento de la Mezcla
- Sistema dosificador
- Sistema de Alimentación de Mezcla
- Sistema de Alimentación de Maderas

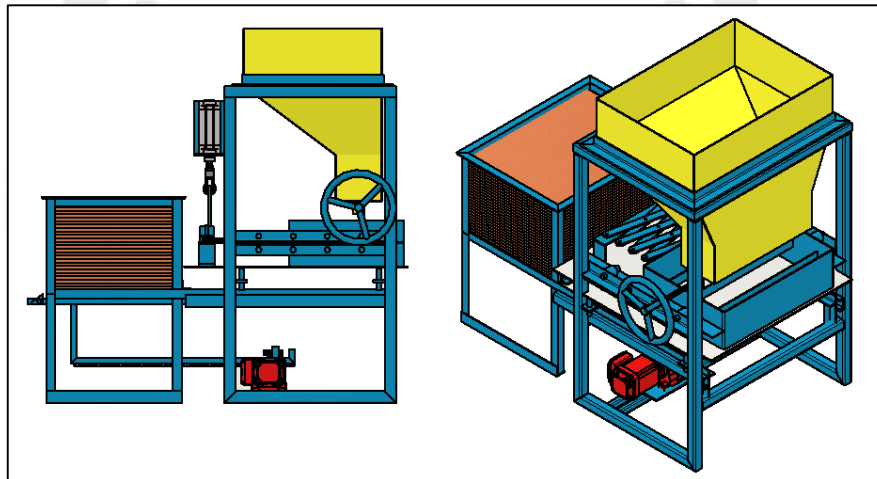


Figura 3.4 Vista isométrica del Módulo 1

3.2.1. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE LA MEZCLA

3.2.1.1. Dimensionamiento de la tolva

A. Volumen de la Tolva

Para determinar la capacidad de la tolva debe conocerse el volumen de concreto que almacenará. Este valor está definido por el número de ciclos en los que se desea mantener almacenado el concreto a fin de evitar paros durante el proceso de fabricación. Considerando que el adoquín tiene una medida de 10 [cm] x 20 [cm] con una altura de 8 [cm], es posible hallar el volumen de cada adoquín:

$$V_{\text{adoquín}} = 80 \text{ [mm]} \times 100 \text{ [mm]} \times 200 \text{ [mm]} = 1\,600\,000 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$V_{\text{adoquín}} = 1\,600\,000 \text{ [mm}^3\text{]} \times \frac{1 \text{ [m}^3\text{]}}{10^9 \text{ [mm}^3\text{]}} = 0,0016 \text{ [m}^3\text{]}$$

Teniendo en cuenta un sobredimensionamiento del 25% debido a derrames, vibración y compactación de los 12 adoquines hasta las dimensiones adecuadas, el volumen de mezcla en cada ciclo será:

$$V_{\text{ciclo}} = 0,0016 \text{ [m}^3\text{]} \times 1,25 \times 12 = 0,024 \text{ [m}^3\text{]}$$

Como la preparación de mezcla es de aproximadamente 2 carretillas, equivalente a 9 ciclos. Se sobredimensiona con 10 ciclos para determinar la capacidad de la tolva.

$$V_{\text{tolva}} = 0,024 \text{ [m}^3\text{]} \times 10 = 0,24 \text{ [m}^3\text{]}$$

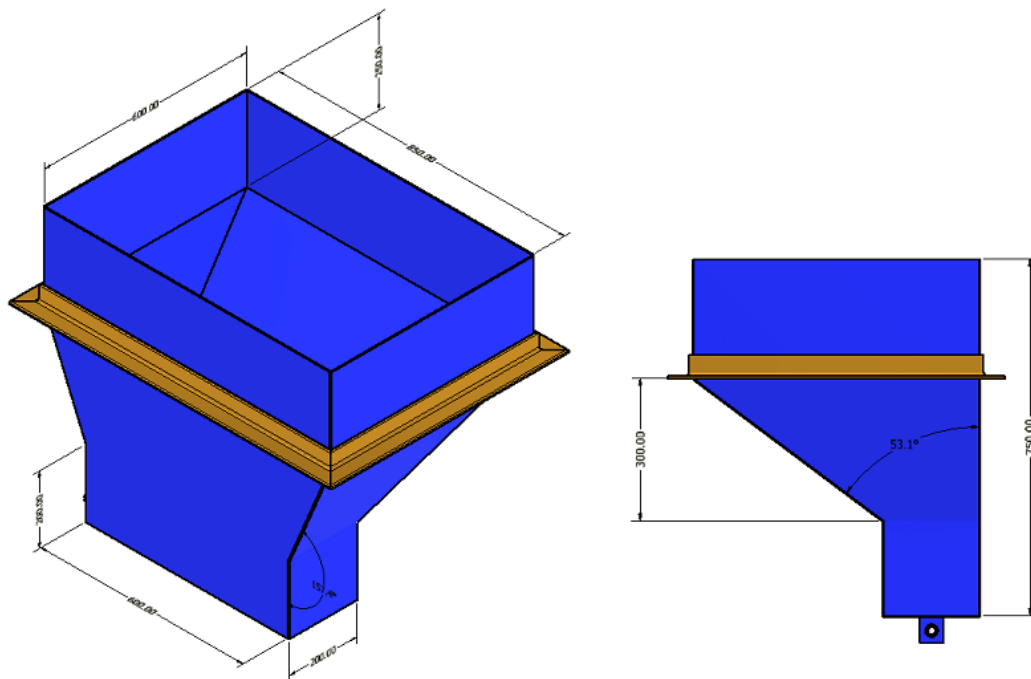


Figura 3.5 Dimensiones de la tolva

Con las medidas asignadas en la figura, el volumen de la tolva es de 0,247 m³

B. Simulación de Esfuerzos SolidWorks

Para realizar la simulación en el software, se define a la fuerza de la mezcla como presión normal sobre las paredes. Teniendo en cuenta que la densidad de la mezcla es 1 400 $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$, el peso específico será:

$$\gamma_{\text{mezcla}} = 1\,400 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] \times 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right] = 13\,734 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^3}\right]$$

Tabla 3.4 Resultados de la simulación en la tolva

Espesor	Esfuerzo Máximo	Deformación Máx.	Factor de S.
3 [mm]	113,0 [MPa]	4,7 [mm]	2,21

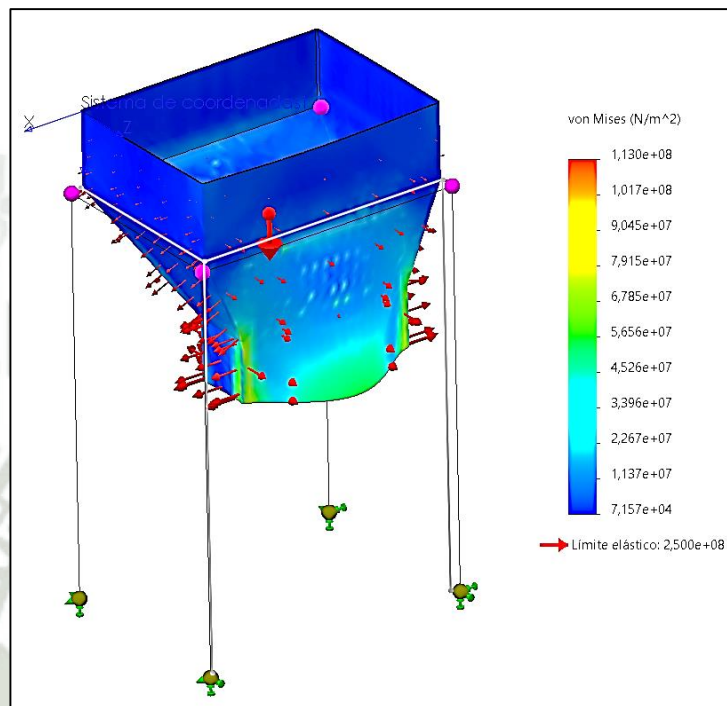


Figura 3.6 Análisis de tensiones en la tolva

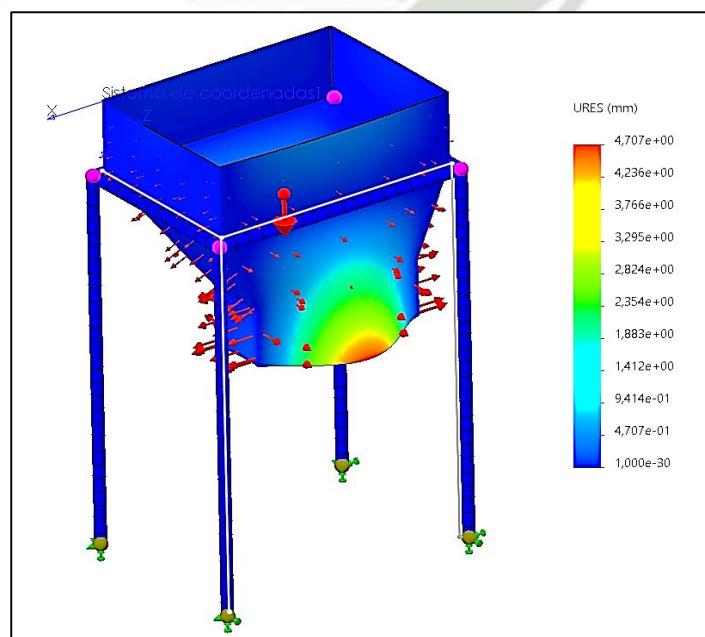


Figura 3.7 Análisis de deformación en la tolva

C. Movimiento de Compuerta

De cálculos anteriores se determinó que el volumen de la tolva es de $0,247 \text{ m}^3$, lo que equivale a una masa de:

$$m = 1\,400 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 0,247 [\text{m}^3] = 346 [\text{kg}]$$

La fuerza necesaria para efectuar el movimiento se determina multiplicando el coeficiente de fricción entre las superficies en contacto por la fuerza normal o en este caso, el peso:

El coeficiente de fricción entre el acero y la mezcla es de 0,4.

$$F_{r_1} = \mu N = 0,4 \times \left(346 [\text{kg}] \times 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \right)$$
$$F_{r_1} = 1\,358 [\text{N}]$$

Considerando un sobredimensionamiento del 25%, la fuerza necesaria para aperturar la salida de mezcla de la tolva hacia el carro transportador es $1\,700 [\text{N}]$.

A fin de controlar la mezcla suministrada hacia el carro distribuidor, se utiliza una compuerta manual, que se abrirá para habilitar el flujo y cerrará para bloquear el paso de la mezcla mediante un volante.

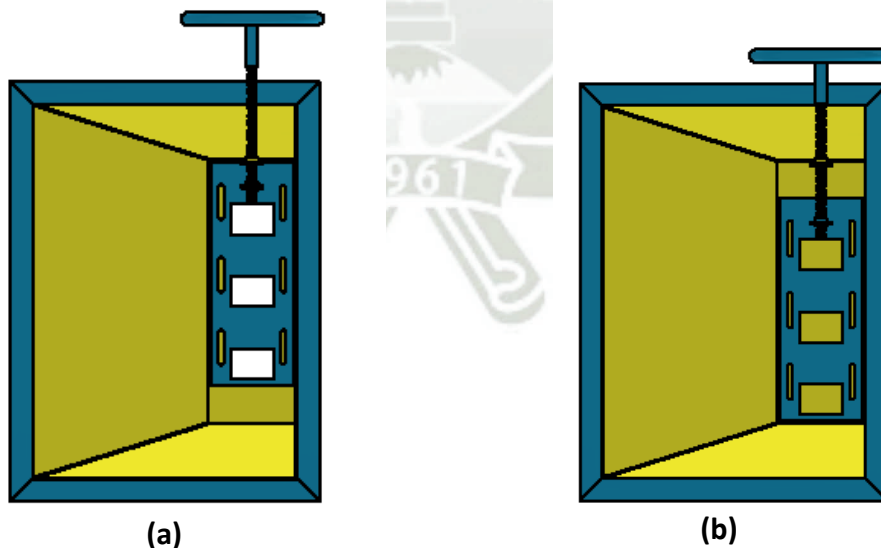


Figura 3.8 Vista inferior del mecanismo de la compuerta (a) Abierto y (b) Cerrado

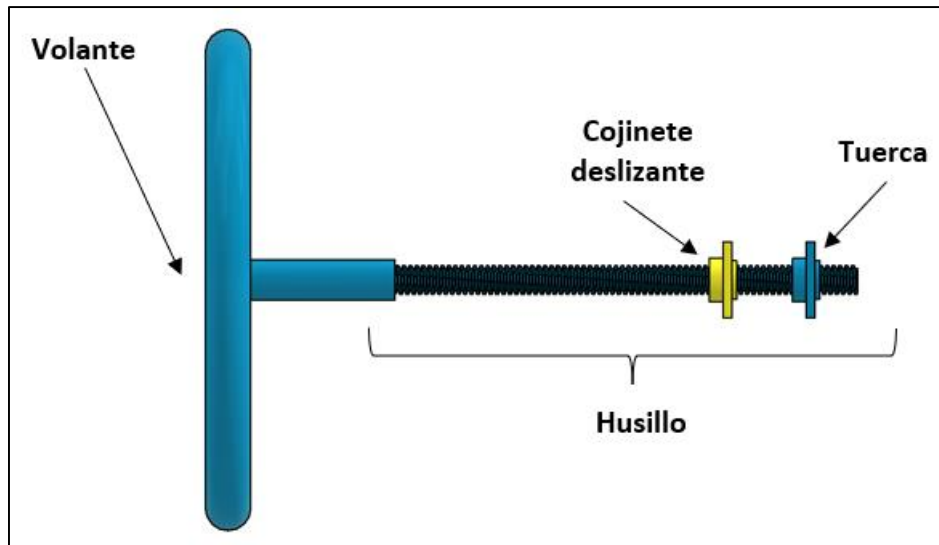


Figura 3.9 Vista lateral del mecanismo de la compuerta

Selección del diámetro del tornillo en base a la resistencia al desgaste de la tuerca:

$$d_m \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi\varphi S_{d-ap}}} \quad (3.1)$$

Donde:

- d_m [m] : Diámetro del tornillo
- S_{d-ap} [Pa] : Esfuerzo recomendado de 12 – 20 [MPa] (Norton)
- F [N] : Fuerza axial en el tornillo
- φ : Número adimensional de 1,8 – 2,5

Debido a que la fuerza axial en el tornillo es de 1 700 [N] el diámetro de tornillo será:

$$d_m \geq 0,0060 [m] = 0,236 [in]$$

De tablas de roscas ACME normalizadas, debido a iteraciones realizadas, seleccionar el inmediato superior supondría fallas en cuanto al criterio de fatiga, por ello se elige el tornillo de diámetro 0,667 [in] con las siguientes dimensiones:

- $d_m = 0,667 [in] = 0,01694 [m]$
- $d = 0,75 [in] = 0,01905 [m]$

- $dr = 0,583 [in] = 0,01481 [m]$
- $p = 0,167 [in] = 0,00424 [m]$
- $At = 0,307 [in^2] = 0,00020 [m^2]$

La longitud de la tuerca se determina mediante la ecuación:

$$L_T = \varphi d_m \quad (3.2)$$

Donde:

- $L_T [m]$: Longitud de la tuerca
- φ : Número adimensional
- $d_m [m]$: Diámetro normalizado de tuerca

Reemplazando el diámetro seleccionado se obtiene:

$$L_T = 0,0424 [m] = 42,4 [mm]$$

Debido a los requerimientos de diseño, se toma 90 [mm]

1. Verificación de la resistencia del núcleo

$$T'_s = T_s + T_c = F \frac{d_m}{2} \times \frac{l + \frac{\mu p d_m}{\cos \alpha_F}}{\pi d_m - \frac{\mu l}{\cos \alpha_F}} + F \frac{\mu_c d_c}{2} \quad (3.3)$$

Donde:

- $T'_s [Nm]$: Par torsor máximo
- $F [N]$: Fuerza axial en el tornillo
- $d_m [m]$: Diámetro normalizado de tornillo
- μ : Coeficiente de fricción igual a 0,15
- μ_c : Coeficiente de fricción igual a 0,15
- $p [m]$: Paso de tornillo

Hallando el par torsor máximo se obtiene:

$$T_s = 3,42 [Nm]$$

$$T_c = 3,24 [Nm]$$

$$T'_s = 6,66 [Nm]$$

Se determinan los esfuerzos:

$$S_t = -\frac{F}{A_t} \quad (3.4)$$

Donde:

- S_t [Pa] : Esfuerzo normal
- F [N] : Fuerza axial en el tornillo
- A_t [m²] : Área efectiva del tornillo

$$S_t = -8,58 \times 10^6 [Pa] = -8,58 [MPa]$$

$$S_{ST} = \frac{16T'_s}{\pi d_r^3} \quad (3.5)$$

Donde:

- S_{ST} [Pa] : Esfuerzo debido a la torsión
- T'_s [Nm] : Par torsor máximo
- A_t [m²] : Área efectiva del tornillo

$$S_{ST} = 1,04 \times 10^7 [Pa] = 10,4 [MPa]$$

El factor de seguridad está determinado por la expresión:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_{ST}}{S_{ys}}\right)^2 \quad (3.6)$$

Donde:

- N : Factor de seguridad a la resistencia
- S_t [MPa] : Esfuerzo normal
- S_y [MPa] : Límite de fluencia del material del tornillo es 250 [MPa]
- S_{ST} [MPa] : Esfuerzo debido a la torsión
- S_{ys} [MPa] : Límite restringido de fluencia equivalente al 57,7% de S_y

Reemplazando valores se obtiene:

$$N = 12,5$$

Siendo superior a 1, por lo que el tornillo seleccionado es adecuado según los requerimientos de resistencia. Aunque puede parecer excesivamente grande, es requerido debido a que las cargas en el tornillo son variables, y debe ser lo suficientemente robusto como para resistir cargas cíclicas.

2. Verificación de la resistencia a cortante de los filetes

$$S_{sba} = \frac{3}{2} \times \frac{F}{A_{ba}} = \frac{3}{2} \times \frac{F}{2\pi d (W_0 p) n_f} \quad (3.7)$$

Donde:

- S_{sba} [Pa] : Esfuerzo cortante a los filetes
- F [N] : Fuerza axial al tornillo
- d [m] : Diámetro nominal del tornillo
- W_0 : Tomado de tablas 0,63
- p [m] : Paso del tornillo
- n_f : Número de filetes efectivos

Se considera entre 1 y el cociente de $L_T/p = 35,4$. Considerando que al menos el 20% de los filetes están trabajando $n_f = 8$

$$S_{sba} = 4,99 \times 10^6 [\text{Pa}] = 4,99 [\text{MPa}]$$

Así, el factor de seguridad de la tuerca con respecto a la falla cortante es:

$$N_{ba} = \frac{S_{ys}}{S_{sba}} \quad (3.8)$$

Donde:

- N_{ba} : Factor de seguridad de la tuerca a la falla cortante
- S_{ys} [MPa] : Límite restringido de fluencia del material de la tuerca (57,7%)
- S_{sba} [MPa] : Esfuerzo cortante de los filetes

El factor de seguridad de la tuerca con respecto a la falla cortante resulta 12,49.

3. Verificación de la resistencia a la flexión de los filetes

Del tornillo:

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{\pi d_r n_f (W_i p)^2} \quad (3.9)$$

Donde:

- S_{flex} [Pa] : Esfuerzo de flexión en los filetes
- F [N] : Fuerza axial en el tornillo
- h [m] : Corresponde a $p/2$

- d_r [m] : Diámetro
- n_f : Número de filetes efectivos
- W_i : Tomado de tablas 0,77
- p [m] : Paso del tornillo

Reemplazando valores:

$$S_{flex-Tornillo} = 6,63 \times 10^6 [Pa] = 6,63 [MPa]$$

De la tuerca:

$$S_{flex} = \frac{3Fh}{\pi d n_f (W_0 p)^2} \quad (3.10)$$

Donde:

- S_{flex} [Pa] : Esfuerzo de flexión en los filetes
- F [N] : Fuerza axial en el tornillo
- h [m] : Corresponde a $p/2$
- d [m] : Diámetro
- n_f : Número de filetes efectivos
- W_0 : Tomado de tablas 0,63
- p [m] : Paso del tornillo

Reemplazando valores:

$$S_{flex-Tuerca} = 7,92 \times 10^6 [Pa] = 7,92 [MPa]$$

Calculando los factores de seguridad se obtiene:

$$N_{flex-Tornillo} = \frac{250 [MPa]}{6,63 [MPa]} = 37,71$$

$$N_{flex-Tuerca} = \frac{69 [MPa]}{7,92 [MPa]} = 8,71$$

4. Verificación de la resistencia a la fatiga

$$S_{XX} = S_{flex} = 4,36 [MPa]$$

$$S_{ZZ} = -\frac{F}{A_t} = -8,58 [MPa]$$

$$S_{SYZ} = S_{ST} = 10,4 [MPa]$$

Mientras que:

$$S_{YY} = S_{sXY} = S_{sZX} = 0$$

Los valores mostrados corresponden a los esfuerzos nominales máximos. A continuación, se calculará los esfuerzos medios y alternativos que serían la mitad de los esfuerzos nominales máximos:

$$S_{XXm} = S_{XXa} = 2,18 [MPa]$$

$$S_{ZZm} = S_{ZZa} = -4,29 [MPa]$$

$$S_{sYZm} = S_{sYZa} = 5,22 [MPa]$$

Tomando el factor de concentración de esfuerzos como 2,8 correspondiente a rosca tallada con dureza menor a 200 [HB]. Calculando los esfuerzos equivalentes:

$$\sigma_{XXm} = \sigma_{XXa} = 6,10 [MPa]$$

$$\sigma_{ZZm} = \sigma_{ZZa} = -1,20 [MPa]$$

$$\tau_{YZm} = \tau_{YZa} = 14,6 [MPa]$$

$$\sigma_{me} = \sigma_{ae} = 29,9 [MPa]$$

Hallando el límite restringido de fatiga:

- Superficie mecanizada con $S_u = 400 [MPa]$: $K_a = 0,9$
- Diámetro del tornillo de $d_r = 0,01016 [m]$: $K_b = 0,8878$
- Factor de confiabilidad al 99,9%: $K_c = 0,753$
- Factor de temperatura a $25^\circ C$: $K_d = 1$
- Factor de corrosión: $K_e = 1$
- Para carga axial: $K_{car} = 0.362$

El límite restringido a la fatiga será:

$$S_n = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_{car} \cdot S_e' \quad (3.11)$$

Donde:

- S_n [MPa] : Límite restringido a la fatiga
- S'_e [MPa] : Esfuerzo de cargas cíclicas 50% de S_u

$$S_n = 43,6 \text{ [MPa]}$$

Empleando la ecuación de Goodman:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_{me}}{S_u} + \frac{\sigma_{ae}}{S_n} \quad (3.12)$$

Donde:

- σ_{me}, σ_{ae} [MPa] : Esfuerzos equivalentes
- S_u [MPa] : Límite de rotura 400 [MPa]
- S_n [MPa] : Límite restringido de fatiga

$$N = 1,31$$

5. Verificación del tornillo autoasegurante

$$\tan \lambda = \frac{l}{\pi d_m} \quad (3.13)$$

Donde:

- d_m [m] : Diámetro medio del tornillo
- l [m] : Longitud del tornillo

Así:

$$\lambda = 4,046^\circ$$

Como:

$$\tan \lambda \cos \alpha_F = 0,0685 < \mu = 0,15$$

Por tanto, se concluye que el tornillo es autoasegurante. Así que se elige una rosca ACME de $\frac{3}{4}$ [in] de diámetro nominal, ya que cumple con los requerimientos de resistencia, rigidez y fatiga.

3.2.1.2. Dimensionamiento del carro transportador

El carro transportador se encarga de recibir la mezcla de la tolva a través de una placa dosificadora hasta llenar el contenedor por completo, el cual procederá a distribuir la mezcla en

el molde gracias al accionamiento de un cilindro hidráulico. A continuación, se lustra la posición inicial y final del carro transportador para agregar la mezcla en molde.

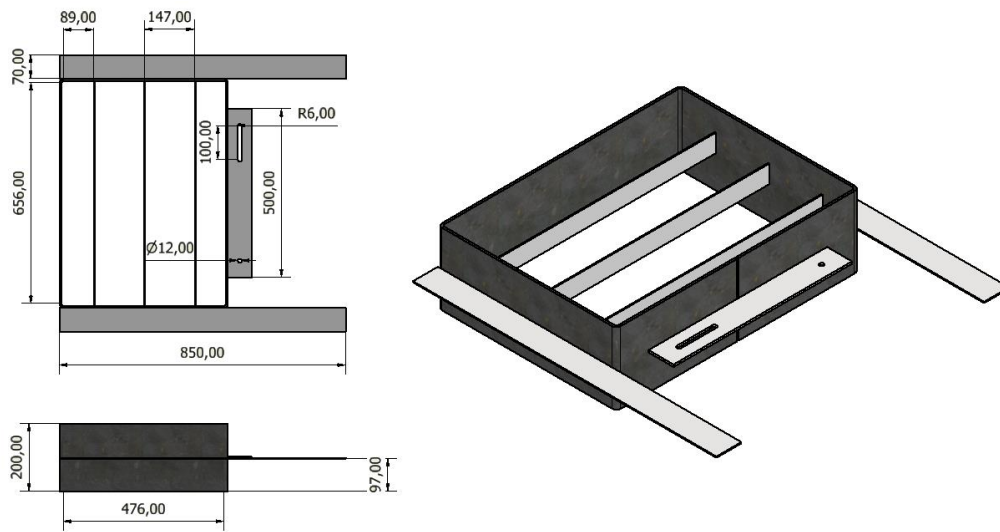


Figura 3.10 Movimiento del carro transportador

Considerando que cada ciclo de trabajo requiere un volumen sobredimensionado en 20%:

$$V_{\text{ciclo}} = 0,024 \text{ [m}^3\text{]} \times 1,20 = 0,0288 \text{ [m}^3\text{]}$$

A fin de determinar las dimensiones del carro transportador, se tomará como referencia las dimensiones del molde, que son 452 [mm] x 636 [mm]. De este modo, asegurando el llenado completo del molde se considera dimensionar el carro transportador de 452 [mm] x 636 [mm].

A. Altura mínima del contenedor

La altura mínima del contenedor se expresa como el cociente del volumen de cada ciclo entre el área del contenedor.

$$h = \frac{V_{\text{ciclo}}}{b \times d} \quad (3.14)$$

Donde:

- h [m] : Altura del contenedor
- V_{ciclo} [m³] : Volumen del ciclo
- b [m] : Ancho del contenedor
- d [m] : Largo del contenedor

Reemplazando valores:

$$h = \frac{0,029 [m^3]}{0,452 [m] \times 0,636 [m]}$$

$$h = 0,100 [m] = 100 [mm]$$

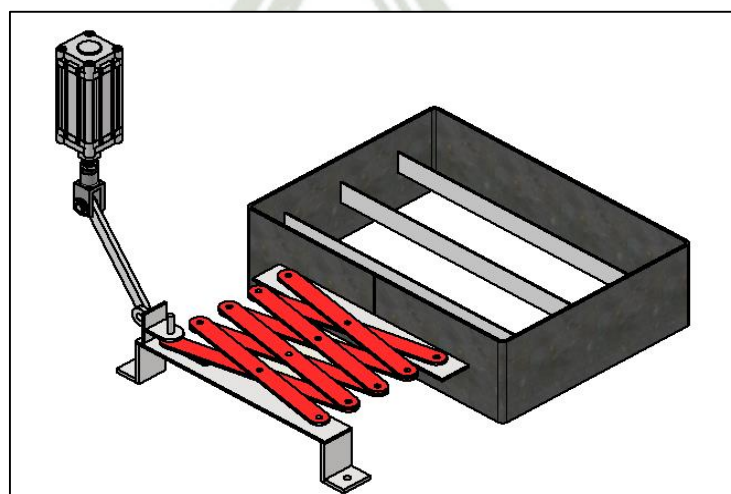
Considerando pérdidas por desbordes, la altura del contenedor será el doble de lo necesario, es decir 200 [mm].

Ya que el contenedor no está sometido a cargas, el espesor de plancha para este componente será de 6 mm por facilidades constructivas.

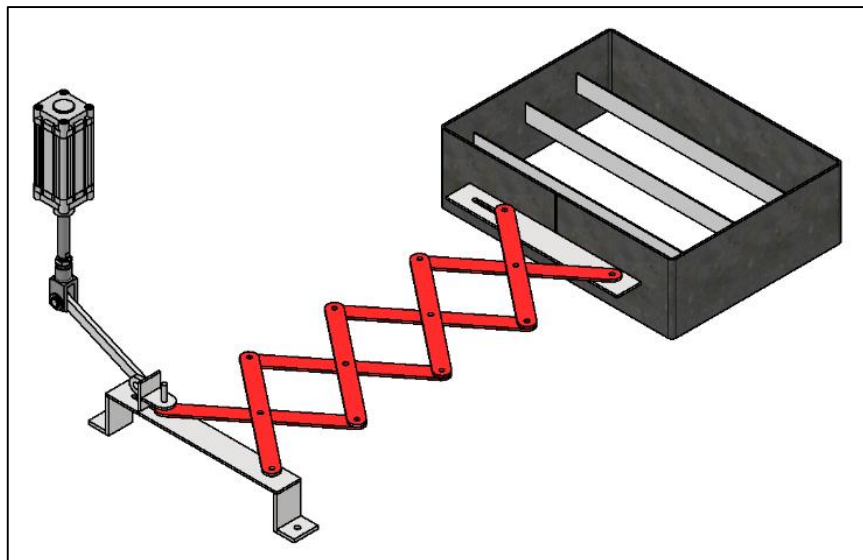
B. Mecanismo del movimiento del contenedor

El movimiento del contenedor será efectuado por un cilindro hidráulico conectado a eslabón, el cual, mediante un mecanismo de tijeras colocado en la zona posterior del carro transportador, lo empujará hasta que el cilindro esté completamente extendido, donde distribuirá la mezcla hacia el molde. Cuando el cilindro se retraiga, el contenedor será nuevamente llenado por la tolva de alimentación para repetir el ciclo. Cabe destacar que, por cada ciclo el carro transportador recorrerá dos veces del llenado al vaciado de mezcla en el molde, de esta forma se asegurará llenar completamente el molde.

La selección del cilindro hidráulico dependerá de la fuerza necesaria para mover el carro transportador, así como del espacio disponible para determinar la carrera del cilindro. El mecanismo empleado para empujar el carro transportador multiplicará la distancia recorrida por este elemento.



(a) Posición del Carro transportador cuando el avance del cilindro es 0



(b) Posición del Carro transportador cuando el avance del cilindro es 100 [mm]

Figura 3.11 Posición del carro transportador (a) Retraído y (b) Extendido

Para el análisis cinemático del mecanismo se ha considerado que la distancia recorrida por el contenedor tiene que estar entre los 590 a 680 [mm]. Inicialmente se evaluará el movimiento del cilindro con el brazo que une al mecanismo de tijeras, a fin de determinar su velocidad, posición final y recorrido.

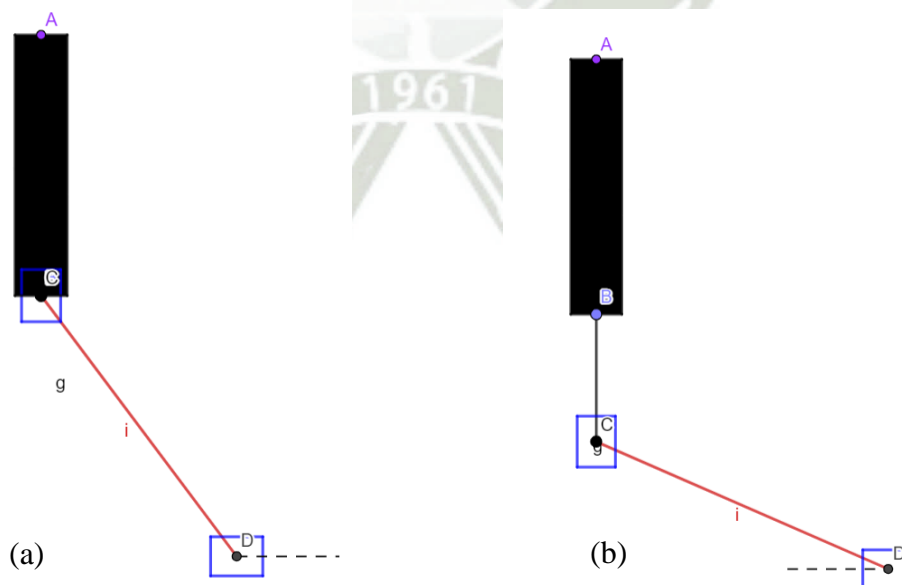


Figura 3.12 Movimiento del cilindro hidráulico (a) Retraído y (b) Extendido

Los elementos que constituyen el mecanismo son:

- A – B corresponde a la longitud del cilindro
- B – C corresponde a la longitud del vástago fuera del cilindro
- C – D es el eslabón que transmite el movimiento del cilindro al mecanismo de tijeras:

En la figura se puede apreciar en las líneas punteadas la trayectoria de los elementos del mecanismo. Empleando el programa GeoGebra es posible modificar las dimensiones del eslabón, de modo que puede seleccionarse la más adecuada a una situación dada. Para ello debe considerarse lo siguiente:

- El vástago debe recorrer una distancia de 100 [mm] en el plano Y
- La corredera D debe trasladarse en el eje horizontal, permitiendo el cierre de las tijeras, y por ende, su extensión completa.
- El eslabón C – D tiene una dimensión de 400 [mm]

Inicialmente se verificará la posición de los puntos B, C y D:

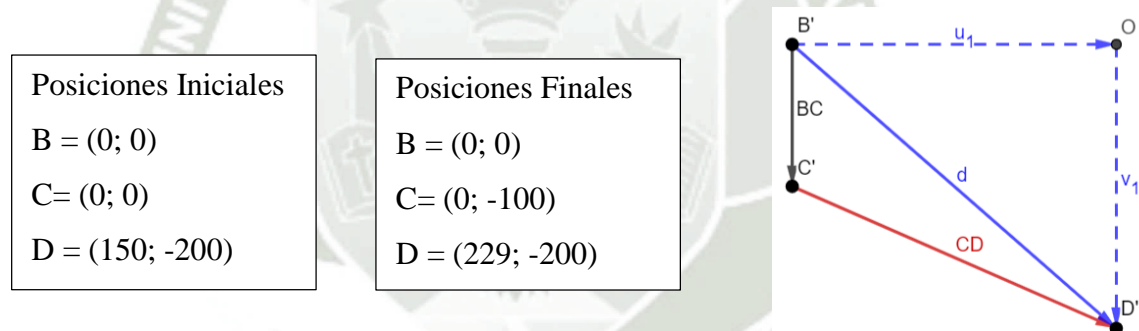


Figura 3.13 Desplazamiento de la corredera D

Como se observa en la figura, los vectores de posición describen el movimiento de la corredera B, que tiene un desplazamiento horizontal de 79 [mm] (restando las componentes del eje X de la posición final con respecto a la inicial), a pesar de que el cilindro tiene una carrera de 100 [mm].

Por otro lado, el movimiento realizado por las tijeras, conformada 4 conjunto de eslabones unidos entre sí como se ilustra en la figura:

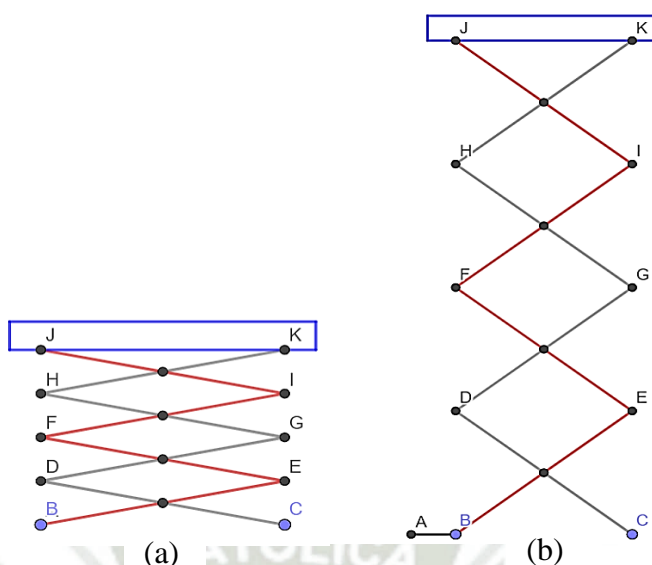


Figura 3.14 Movimiento del mecanismo tijera (a) Retraído y (b) Extendido

Los elementos que constituyen el mecanismo son:

- A – B corresponde a la corredera (D)
- B – E, C – D, E – F, D – G, G – H, F – I, I – J y H – K son eslabones unidos entre pares por la mitad y a los extremos, formando así, 4 pares en total.
- J y K corresponde a los puntos donde está unido el carro transportador.
- C es un punto fijo mientras que el punto B se mueve en función del desplazamiento debido al movimiento del cilindro hidráulico analizado en el apartado anterior.

Modificando la geometría de los eslabones en el programa Geogebra se ha determinado la longitud necesaria para que el contenedor recorra 680 [mm]. A continuación, se muestra el desplazamiento de los eslabones B – E, E – F, F – I e I – J con eslabones de 400 [mm] de longitud. El centro de coordenadas es el punto inmóvil C.

Tabla 3.5 Coordenadas cartesianas de la posición inicial y final de los eslabones

Nº	Eslabón	X_i [mm]	Y_i [mm]	X_f [mm]	Y_f [mm]
1	B - E	- 392,4	77,6	- 313,4	248,56
2	C – D	0	155,2	0	497,12
3	E – F	- 392,4	232,8	- 313,4	745,68
4	D - G	0	310,4	0	994,24

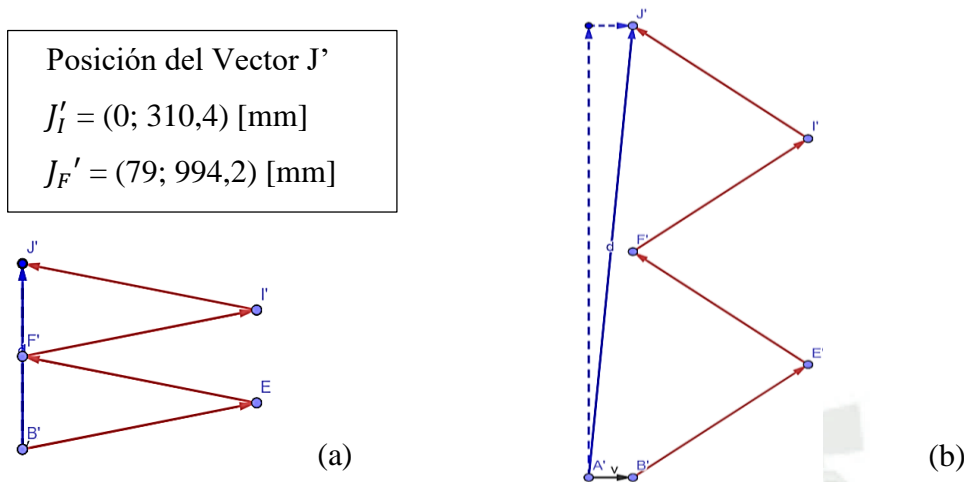


Figura 3.15 Desplazamiento del mecanismo tijera (a) Retraído y (b) Extendido

Cabe resaltar que la distancia recorrida entre A y B (determinada anteriormente) es de 79 [mm]. Con respecto al desplazamiento en el eje Y, haciendo las operaciones necesarias se determina que es de 683,8 [mm].

$$d = y(J'_{F'}) - y(J'_I) = 683,8 \text{ [mm]}$$

El recorrido excede en 3.8 [mm] a las consideraciones de diseño, para lo cual se recomienda aumentar en 5 [mm] la plancha que define el límite del recorrido del contenedor o colocar el mismo a 5 [mm] de distancia menos de lo dispuesto.

Con respecto a la velocidad, analizando el mecanismo del cilindro con la corredera y el eslabón B – E del mecanismo de tijeras.

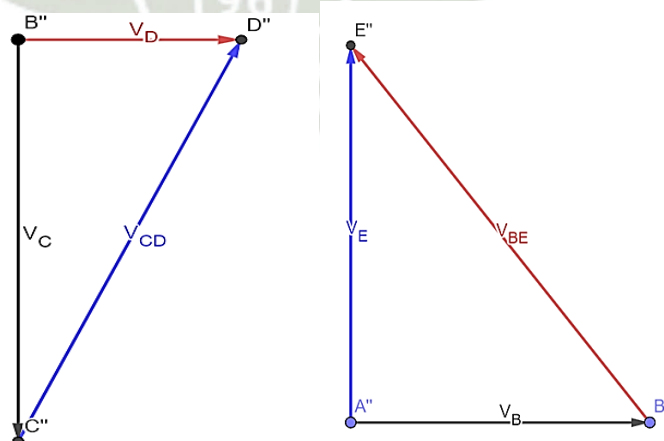


Figura 3.16 Vectores de velocidad de los mecanismos (a) corredera D accionada por el cilindro hidráulico y (b) eslabón B – E

Con el procedimiento para calcular la velocidad del contenedor, se configura el software de manera que calcule las velocidades en un intervalo de movimientos, los cuales se tabulan y grafican para obtener la relación de transmisión de la velocidad del contenedor y la velocidad del cilindro:

$$I_1 = \frac{V_{Corredera}}{V_{Cilindro}} \quad ; \quad I_2 = \frac{V_{Contenedor}}{V_{Corredera}}$$

$$I_T = I_1 \times I_2$$

A continuación, se muestra la curva de la relación de transmisión en función de la posición del mecanismo, al relacionar la velocidad del contenedor con la velocidad del vástago del cilindro.

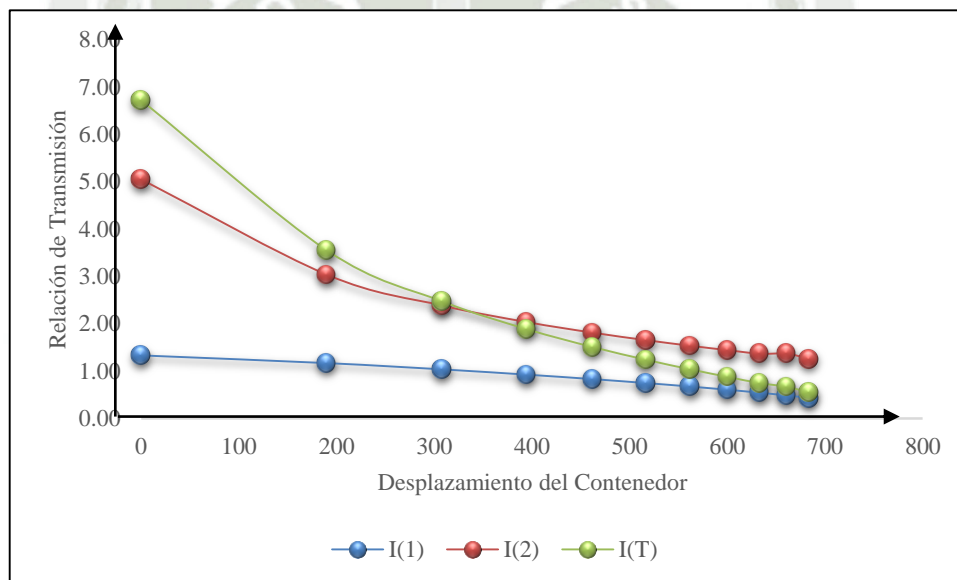


Figura 3.17 Relación de transmisión de velocidades en función del desplazamiento del contenedor

En la gráfica se puede evidenciar que la velocidad del contenedor disminuye a medida que avanza, alcanzando un valor máximo de 672 [mm/s] al iniciar y un valor mínimo de 55 [mm/s] cuando el cilindro alcanza su máxima extensión.

C. Fuerza del cilindro hidráulico

La fuerza necesaria para vencer la inercia entre la mezcla almacenada en la tolva y la mezcla en el carro transportador es:

$$F_{r_1} = 0,83 \times \left(346 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \right)$$

Se considera que el coeficiente de fricción entre mezcla y mezcla es de 0,83.

$$F_{r_1} = 2\,817 \text{ [N]}$$

En cuanto a la fuerza entre la mezcla y la plancha que controla el ingreso:

$$F_{r_2} = 0,4 \times \left((346 \text{ [kg]} - 34,6) \times 9,81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \right)$$

$$F_{r_2} = 1\,224 \text{ [N]}$$

Así, la fuerza necesaria para empujar el carro transportador será:

$$F_{r_T} = 2\,817 \text{ [N]} + 1\,224 \text{ [N]}$$

$$F_{r_T} = 4\,041 \text{ [N]}$$

D. Diseño de brazos articulados

El sistema se analizará considerando la extensión máxima del cilindro hidráulico:

La sección transversal que soporta del eslabón a un ángulo de 53° negativos con respecto a la horizontal es de 12 [mm] x 25 [mm].

La carga estática que soportará el eslabón será de:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{5\,4000 \text{ [N]} \times \cos 23,48^\circ}{2 \times 4,5 \text{ [mm]} \times 12 \text{ [mm]}}$$

$$\sigma_x = 45,9 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} = \frac{5\,4000 \text{ [N]} \times \sin 23,48^\circ}{2 \times 4,5 \text{ [mm]} \times 12 \text{ [mm]}}$$

$$\tau_{xy} = 19,9 \text{ [MPa]}$$

Considerando la ecuación de Mohr

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 53,31 \text{ [MPa]}$$

Para acero estructural A36 se tienen las siguientes propiedades:

$$S_y = 250 \text{ [MPa]}$$

$$S_u = 400 \text{ [MPa]}$$

Como:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{n}$$

Dónde: n es el factor de seguridad

$$n = \frac{250 [MPa]}{53,31 [MPa]} = 4,7$$

Teniendo en cuenta la carga dinámica axial

$$K_a = 0,85$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0,897$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0,716$$

El esfuerzo máximo a la fatiga permisible es:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0,5 \times 400 [MPa]$$

$$S_e = 109,18 [MPa]$$

$$\sigma_a = 53,31 [MPa]$$

$$\sigma_m = 53,31 [MPa]$$

El factor de seguridad a la fatiga será:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{53,31}{109,18} + \frac{53,31}{250}$$

$$n = 1,43$$

3.2.2. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE TABLAS

3.2.2.1. Descripción de los elementos del sistema de alimentación

El sistema de alimentación de maderas se encarga de proveer a la máquina bloquera de tablones, que servirán como base para colocar los moldes donde será depositada la mezcla. El motor eléctrico acoplado a una cremallera permitirá mantener un suministro continuo de

tablones para 27 ciclos, es decir para fabricar 324 adoquines. En este punto, será necesario colocar manualmente 27 tablones en la estructura ilustrada a continuación.

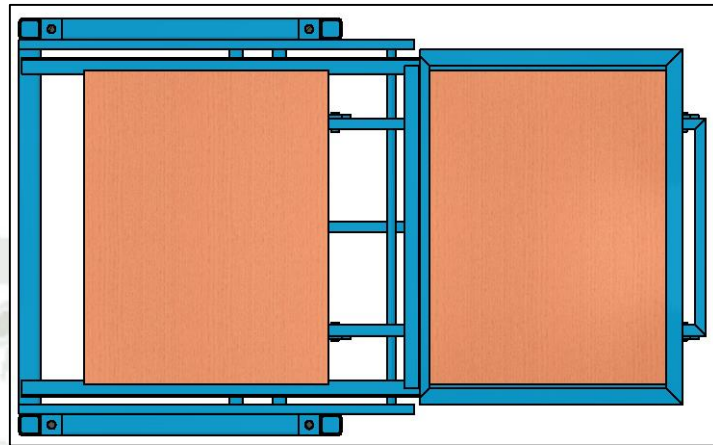


Figura 3.18 Sistema de alimentación de tablones

Para ello, en primer lugar, se determinará la masa de los tablones vacíos y con carga:

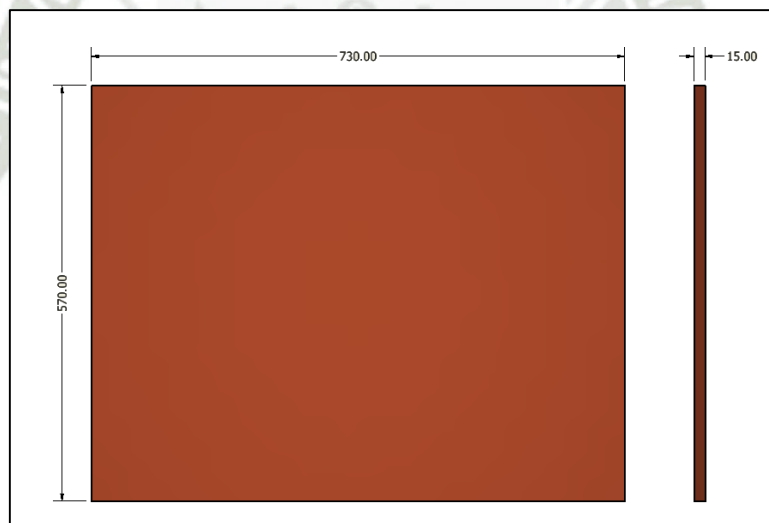


Figura 3.19 Dimensiones de los tablones de madera

Considerando que la densidad de los tablones es de $498 \frac{kg}{m^3}$, la masa de cada tablón será:

$$V_{\text{Tablón}} = 0,57 \text{ [m]} \times 0,73 \text{ [m]} \times 0,015 \text{ [m]} = 0,0062415 \text{ [m}^3\text{]}$$

$$m_{\text{Tablón vacío}} = 0,0062415 \text{ [m}^3\text{]} \times 498 \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 3,11 \text{ [kg]}$$

Si por ciclo se fabrican 12 ladrillos, entonces la carga que soportará cada tablón es:

$$m_{\text{ciclo}} = V_{\text{ciclo}} \times \rho_{\text{mezcla}} = 0,0242 \text{ [m}^3\text{]} \times 1\,400 \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 33,9 \text{ [kg]}$$

Con un sobredimensionamiento del 25%:

$$m_{\text{ciclo}} = 33,9 \text{ [kg]} \times 1,25 = 42,4 \text{ [kg]}$$

En el cálculo de la fuerza necesaria para mover cada tablón se requiere de los coeficientes de fricción que están entre contacto. En la siguiente tabla se muestran los coeficientes de rozamiento para madera-madera, acero-madera y acero-concreto.

Tabla 3.6 Coeficientes de fricción para el cálculo de la fuerza de empuje de las maderas

Superficies en contacto	Coefficiente de fricción μ
Madera – Madera	0,5
Acero – Madera	0,6
Acero – Concreto	0,4

3.2.2.2. Fuerza requerida para el movimiento de las tablas

Con los valores calculados en el inciso anterior se procede a calcular la fuerza necesaria para seleccionar adecuadamente el cilindro hidráulico.

A. Fricción entre el tablero a mover

Para entender mejor cómo es que afecta la fuerza normal al movimiento del tablero, en la figura se ilustra el diagrama de cuerpo libre del sistema de alimentación de tablas de madera.

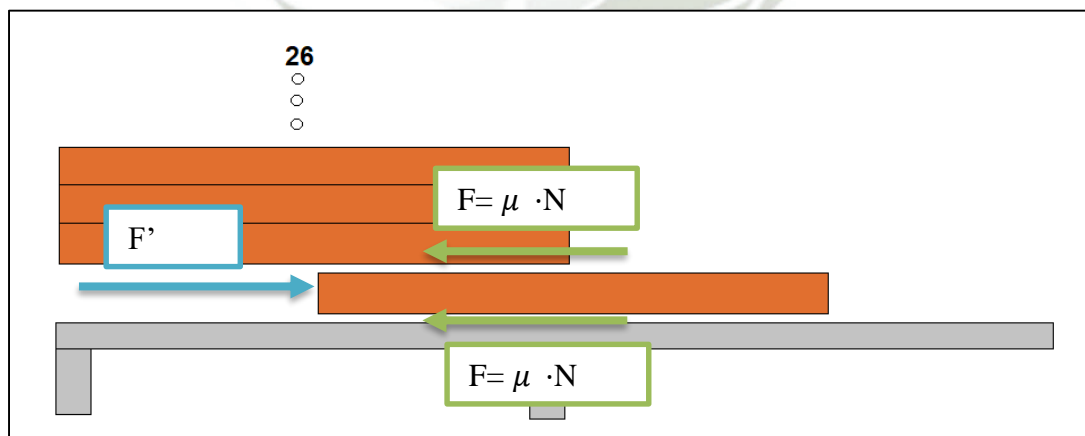


Figura 3.20 Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema de Alimentación de Maderas

Por tanta, la fuerza F' será la suma de la fuerza de rozamiento entre el tablero inferior con los tableros apilados y el mismo tablero con los perfiles de acero.

$$F' = \left(0,5 \times 26 \times 3,11 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right) + \left(0,6 \times 27 \times 3,11 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$$

$$F' = 396,6 [N] + 494,2 [N] = 890,8 [N]$$

B. Fricción entre los tableros vacíos y cargados con el metal de la estructura

En el siguiente diagrama de cuerpo libre se ilustran las fuerzas de rozamiento con respecto a los tableros cargados.

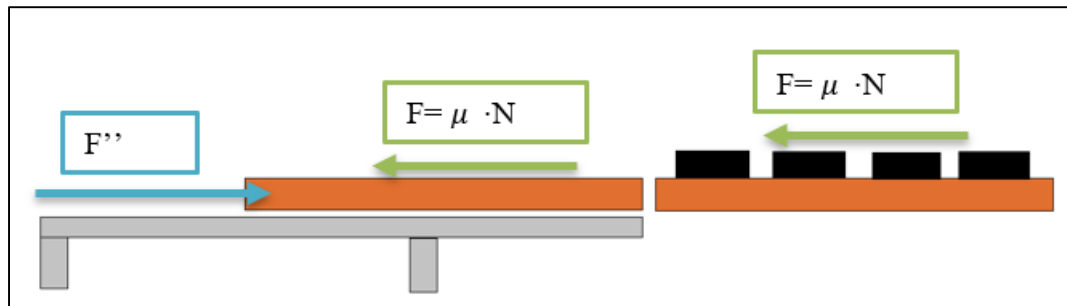


Figura 3.21 Diagrama de Cuerpo Libre del Sistema de Descarga de bloques

Por tanto, la fuerza F'' será la suma de la fuerza de rozamiento entre el tablero a sustituir y el tablero vacío.

$$F'' = \left(0,6 \times 3,11 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right) + \left(0,6 \times (42,4 [kg] + 3,11) \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)$$

$$F'' = 18,3 [N] + 267,9 [N] = 267,9 \approx 268 [N]$$

De este modo, la fuerza total de rozamiento será:

$$F_T = F' + F'' = 890,8 [N] + 268 [N] = 1 158,8 [N] \approx 1160 [N]$$

Considerando un sobredimensionamiento del 25%, la fuerza será 1 450 [N]. Como el sistema será accionado por un motor eléctrico mediante un sistema piñón cremallera. La longitud de la cremallera será de 820 [mm], mientras que el diámetro primitivo del piñón será de 50 [mm]; por tanto, el torque necesario para mover el sistema con una fuerza de 1 200 [N] es:

$$T = F \times \frac{d}{2} \quad (3.15)$$

Donde:

- F [N] : Fuerza tangencial
- d [m] : Diámetro del piñón

Reemplazando valores en la ecuación:

$$T = 1\,450 [N] \times \frac{0,05 [m]}{2} = 36,25 [Nm]$$

Por otro lado, se ha definido que la alimentación de tablas debe realizarse en 6 segundos. En este sentido, la velocidad de rotación del piñón será:

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (3.16)$$

Donde:

- ω [rad/s] : Velocidad radial
- v [m/s] : Velocidad tangencial
- r [m] : Radio del piñón

$$\omega = \frac{0,82 [m]}{5,5 [s]} \times \frac{1}{0,040 [m]} = 3,72 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$n = 3,72 \left[\frac{rad}{s} \right] \times \frac{1 [rev]}{2\pi} \times \frac{60 [s]}{1 [min]}$$

$$n = 35,52 [rpm]$$

La potencia necesaria para mover el sistema de alimentación de maderas:

$$P = \frac{T \times n}{9550}$$

$$P = \frac{36,25 [Nm] \times 35,52 [rpm]}{9550}$$

$$P = 0,1314 [kW] = 0,170 [HP]$$

Considerando una eficiencia del 98% del reductor y un factor de servicio de 1,2, la potencia de selección será:

$$P_D = 0,16 [HP] \times \frac{1,2}{0,98} = 0,20 [HP]$$

Debido a la reducción de velocidad, será necesario seleccionar un motorreductor, con una potencia de 0,5 [HP] y una reducción de 48. El fabricante de motores eléctricos SEW EURODRIVE describe las siguientes características del motorreductor R17DRN71M4:

–	Velocidad del motor	: 1 730 [rpm]
–	Velocidad de salida	: 36 [rpm]
–	Torque de salida	: 58 [Nm]
–	Potencia del motor	: 0,5 [HP]
–	Voltaje del motor	: 440 [V]
–	Frecuencia	: 60 [Hz]
–	Corriente de entrada	: 0,95 [A]
–	Peso del motor	: 11 [kg]

Dadas las características del motorreductor, se recomienda emplear un autotransformador para que se adapte a la tensión comercial en el Perú.

C. Análisis del sistema piñón cremallera

Para el accionamiento del sistema de alimentación de tablas, se requiere la implementación de un mecanismo de transmisión lineal que se logra mediante el giro de un piñón para proporcionar el movimiento necesario a una cremallera.

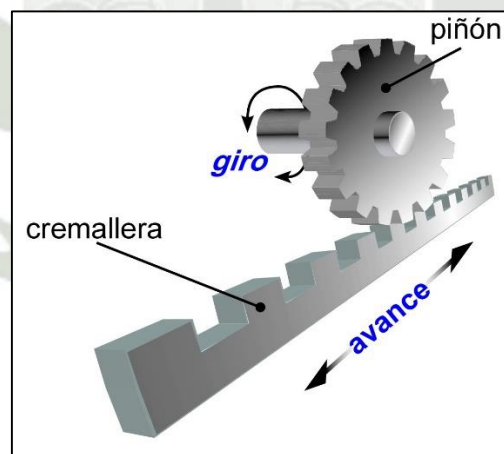


Figura 3.22 Esquema de Piñón – cremallera

El mecanismo de piñón-cremallera se caracteriza por las siguientes especificaciones:

- Accionamiento por motor eléctrico
- Máquina de movimiento uniforme
- Ruedas dentadas de acero
- Dureza del piñón con un valor de 260 [BHN]

- Dureza de cremallera 225 [BHN]
- Contabilidad de 100 falla 1
- Condiciones normales de operación

Para determinar los valores geométricos del conjunto de engranajes será necesario calcular los siguientes parámetros:

- Número de dientes del piñón y cremallera
- El módulo
- El diámetro del piñón
- Ancho del diente
- Altura del diente
- Velocidad tangencial

La dependencia entre la velocidad angular del piñón (N) y la velocidad lineal de la cremallera (V) se determina a partir de dos elementos clave: el número de dientes del piñón (Z) y el nro. de dientes por unidad de longitud de la cremallera (n).

La velocidad angular del piñón es de 36 [rpm], al igual que la cremallera, la cual será tratada como un engranaje.

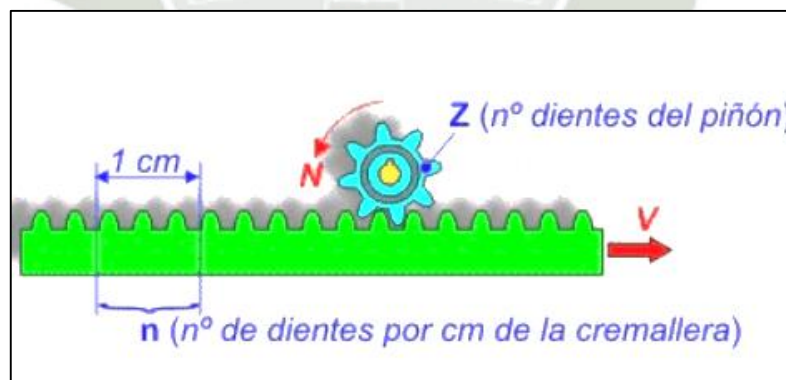


Figura 3.23 Factores de cremallera – Piñón

Cada rotación completa del piñón provoca un desplazamiento en la cremallera equivalente al número de dientes del piñón. Por lo tanto, la distancia recorrida será:

$$d = z / n \quad (3.17)$$

- $d = 32 \text{ dientes} / 128 \text{ dientes} / \text{m} = 0.25 \text{ m} = 25 \text{ cm}$

Y la velocidad de desplazamiento de la cremallera se calcula como:

- $V = N * (z / n) = 36\text{rpm} * (25\text{cm}) = 900 \text{ cm/min} = 15 \text{ cm/s}$

Calculando el módulo

- Diámetro primitivo propuesto = 73 mm
- $L_p = 73 * 3.1416 = 229 \text{ mm}$
- $P = L_p / \text{nro. dientes piñón} = 229 / 32 = 7.16$
- $M = P / \pi = 7.16 / 3.1416 = 2.28$

Según la tabla siguiente se considera el módulo

$$m = 2.5$$

Por lo que el diámetro primitivo del piñón sería 80 mm.

MODULOS Y PASOS DIAMETRALES NORMALIZADOS			
MODULO NORMALIZADO	EQUIVALENCIA EN PASO DIAMETRAL	PASO DIAMETRAL NORMALIZADO	EQUIVALENCIA DE MODULO
1	25.4	1	25.4
1.125	22.57778	1 ¼	20.32
1.25	20.32	1 ½"	16.93333
1.375	18.47273	1 ¾"	14.51429
1.5	16.93333	2	12.7
1.75	14.51429	2 ¼"	11.28889
2	12.7	2 ½"	10.16
2.25	11.28889	3	8.46667
2.5	10.16	4	6.35
2.75	9.23636	5	5.08
3	8.46667	6	4.23333
3.5	7.25714	7	3.62857
4	6.35	8	3.175
4.5	5.64444	9	2.82222
5	5.08	10	2.54
5.5	4.61818	11	2.30909
6	4.23333	12	2.11667
7	3.62857	14	1.81429
8	3.175	16	1.5875
9	2.82222	18	1.411111
10	2.54	20	1.27
11	2.30909	22	1.15455
12	2.11667	24	1.05833
14	1.81429		
16	1.5875		
18	1.41111		
20	1.27		
22	1.15455		
25	1.016		

Nota: DE PREFERENCIA USAR LOS MODULOS Y PASOS DIAMETRALES RESALTADOS

Figura 3.24 Tabla de módulos y pasos diametrales normalizados - AGMA

Conociendo este valor y teniendo presente las características constructivas correspondiente a engranajes cilíndricos de dientes rectos mostradas, se obtiene el número de dientes del engranaje motriz según las características constructivas del sistema propuesto.

Tabla 3.7 Características constructivas-engranajes cilíndricos de dientes rectos

Características constructivas-engranajes	
Angulo de hélice (engranaje recto)	0 grados
Angulo de presión	20 grados

Con este módulo se calculan los parámetros el ancho y alto de dientes para ambos engranajes con la siguiente expresión:

$$F = 20m_s, \quad a = m_s, \quad b = 1.25m_s, \quad h_t = 2.25m_s, \quad h_k = 2m_s$$

Donde

- F: Ancho del diente, se recomienda que F tenga un valor aproximado $8m_s \leq F \leq 12.5m_s$
- a: Adendum
- b: Dedendum
- h_t : Altura del diente
- h_k : Altura de trabajo

Los resultados obtenidos se muestran en la tabla:

Tabla 3.8 Parámetros geométricos óptimos finales

Geometría de los dientes			
Adendum	a	2.5	mm
Dedendu	b	3.125	mm
Altura del diente	h_t	5.62	mm
Altura de trabajo	h_k	5	mm
Ancho del diente	F	50	mm
Dureza de los dientes piñón	Dt	260	BHN

Una vez que se hayan calculado los parámetros constructivos, los esfuerzos generados en las transmisiones y la potencia que son capaces de transmitir se asegurarán utilizando dos enfoques. Estas potencias se compararán con la potencia requerida por la máquina, y se harán los ajustes necesarios a los valores geométricos para obtener potencias de transmisión que sean mayores y, por lo tanto, se adhieren a los métodos descritos. A continuación, se describen las metodologías empleadas.

- Cálculo de la potencia a transmitir por fatiga superficial

El cálculo por fatiga superficial requiere la determinación de diversos factores de tablas de corrección AGMA que modificaran la potencia a transmitir.

Tabla 3.9 Factores de corrección de fatiga superficial

Designación	Factores	Resultados
Co	Factor de sobrecarga	1
Cv	Factor dinámico	1
Cs	Factor de tamaño	1
Cm	Factor de distribución de carga	1.6
Cf	Factor de condición superficial	1,25
I	Factor geométrico	0,077
Cp	Coefficiente elástico	61
Cl	Factor de vida	1
Ch	Factor de relación de dureza	1
Ct	Factor de temperatura	1
Cr	Factor de seguridad	1
Sac	Esfuerzos permisibles de contacto (260BHN)	80 kg/mm ²
V	Velocidad tangencial	0,1 m/s
np	Rpm del piñón	36 rpm
Dp	Diámetro primitivo de piñón	80mm

Nota: Valores Obtenidos de Gráficas de Shigley

La potencia se calcula según la siguiente ecuación

$$Pfs = 0.98632 * 6.98 \times 10^{-7} * \left(\frac{n_p * F * C_v * I}{C_o * C_s * C_m * C_f} \right) * \left(\frac{S_{ac} * D_p * C_L * C_H}{C_T * C_R * C_P} \right)^2 HP \quad (3.18)$$

Los resultados obtenidos para el piñón cumplen satisfactoriamente con los parámetros geométricos determinados, tal como se observa a continuación:

Tabla 3.10 Resultado del cálculo por fatiga superficial

Cálculo por fatiga superficial	Valores	Resultados	Unidades
Dureza del piñón	Dt	260	BHN
Dureza de cremallera	Dcr	225	BHN
Potencia a transmitir requerida	Pt	0.5	HP
Potencia a transmitir por fatiga superficial	Pfs	0.65	HP

– Cálculo de la potencia a transmitir por resistencia a la fatiga

El cálculo por resistencia a la fatiga requiere la determinación de los factores de corrección que modificarán la potencia a transmitir, estos factores serán:

Tabla 3.11 Factores de corrección por resistencia a la fatiga

ID	Factores	Resultados
Ko	Factor de sobrecarga	1
Ks	Factor de tamaño	1
Km	Factor de distribución de carga	1.6
Jp	Factor geométrico	0.3
Kl	Factor de vida	1
Kt	Factor de temperatura	1
Kr	Factor de seguridad	1
Kv	Factor dinámico	0.95
Satp	Esfuerzo permisible piñón	80 kg/mm ²
Satg	Esfuerzos permisible cremallera	70 kg/mm ²
np	Numero rpm del piñón	36 rpm

Nota: Valores Obtenidos de Gráficas de Shigley

Utilizando estos factores, la potencia se calcula con la siguiente ecuación

$$P = 0.98632 * 6.98 \times 10^{-7} * \left(\frac{D_p * n_p * S_{at} * m * F * J_p * K_L * K_V}{K_S * K_m * K_T * K_R * K_o} \right) HP \quad (3.19)$$

Los resultados obtenidos para el piñón se muestran en la **tabla**. Como se observa este valor de potencia es superior a la requerido lo cual indica que las características geométricas cumplen para transmitir esta potencia.

Tabla 3.12 Resultado del cálculo por resistencia a la fatiga.

Cálculo por resistencia a la fatiga			
Potencia a transmitir requerida	Pt	0.5	HP
Potencia a transmitir por resistencia a la fatiga	PP	2.649	HP

Como se puede observar en las tablas correspondiente al cálculo de fatiga superficial ambas potencias calculadas son superior a la solicitada por la máquina.

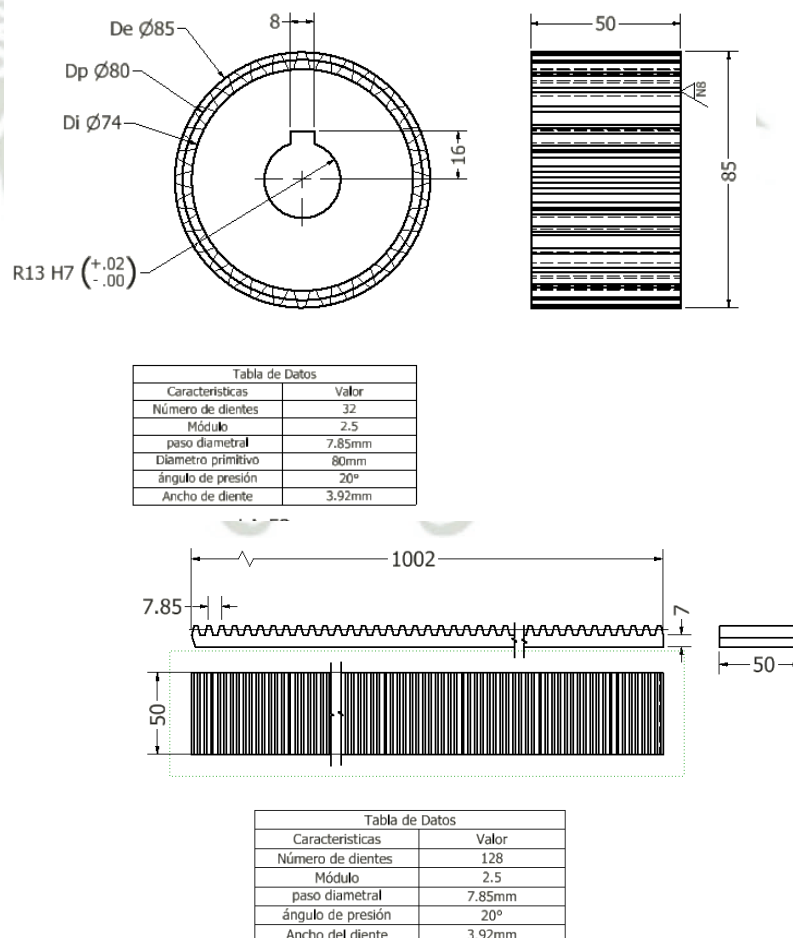


Figura 3.25 Medidas finales de cremallera - Piñón

3.2.2.3. Diseño de estructura

La estructura que soporta los tableros debe someterse a un peso total de:

- Material : ASTM A36
- Peso por tablero : 3.11 kg
- Total, de tableros : 27 unidades
- Peso total : 84 kg
- Se adiciona un 50% por impacto :122 kg

La fuerza aplicada en Newtons será:

$$F = 122 [kg] \times 9.81 \left[\frac{kg}{s^2} \right] = 1197 [N] \approx 1200[N]$$

En cuanto a la estructura principal:

- Material : ASTM A36
- a) Peso de tolva
 - Masa de la mezcla : 346 kg
 - Peso de la tolva : 61.54 kg
 - Peso total : 407.54 kg
 - Factor de impacto 1.25 : 509 kg
- b) Peso de placa
 - Peso de placa base : 47.38 kg
 - Factor de impacto 1.25 : 59 kg
- c) Peso de alimentador de tablas
 - Peso de tablas : 122 kg
 - Factor de impacto 1.25 : 152,5 kg
- d) Peso de alimentador de mezcla
 - Peso de la mezcla : $0.064 \text{ m}^3 \times 1400 \text{ kg/m}^3 = 90\text{kg}$
 - Peso de la caja : 21.3 kg
 - Peso total : 111.3 kg
 - Factor de impacto 1.25 : 139 kg

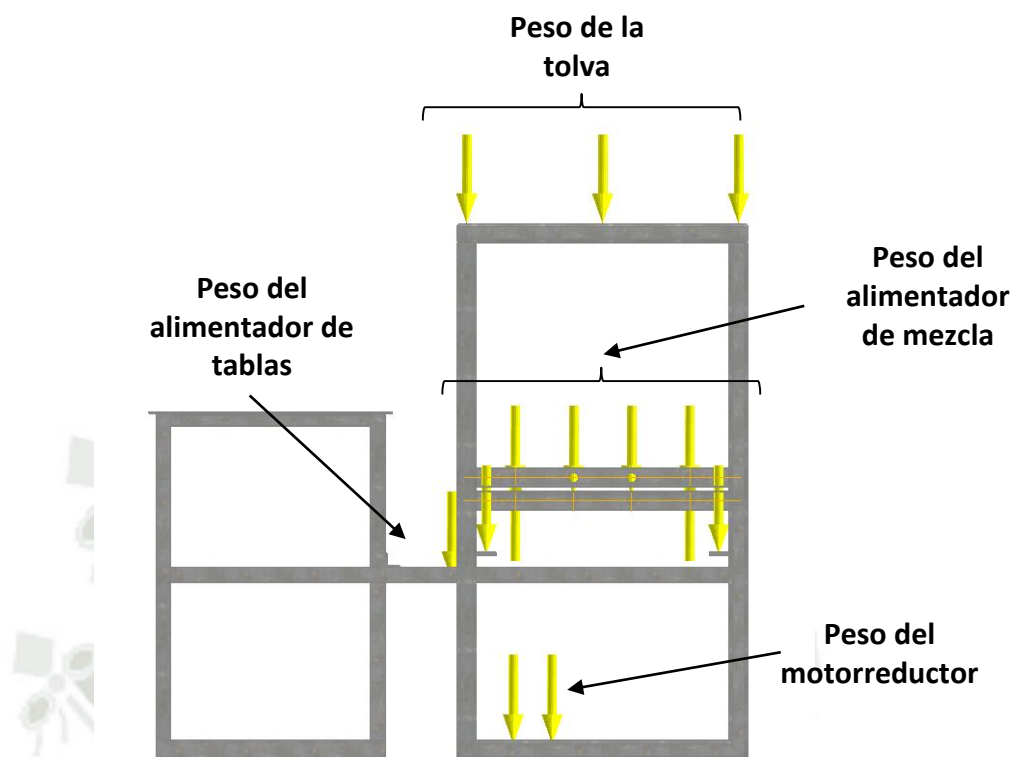


Figura 3.26 Restricción de estructura y asignación de carga

Los puntos de restricción se consideran en las placas base, las cargas están colocadas según cada posición de la subestructura.

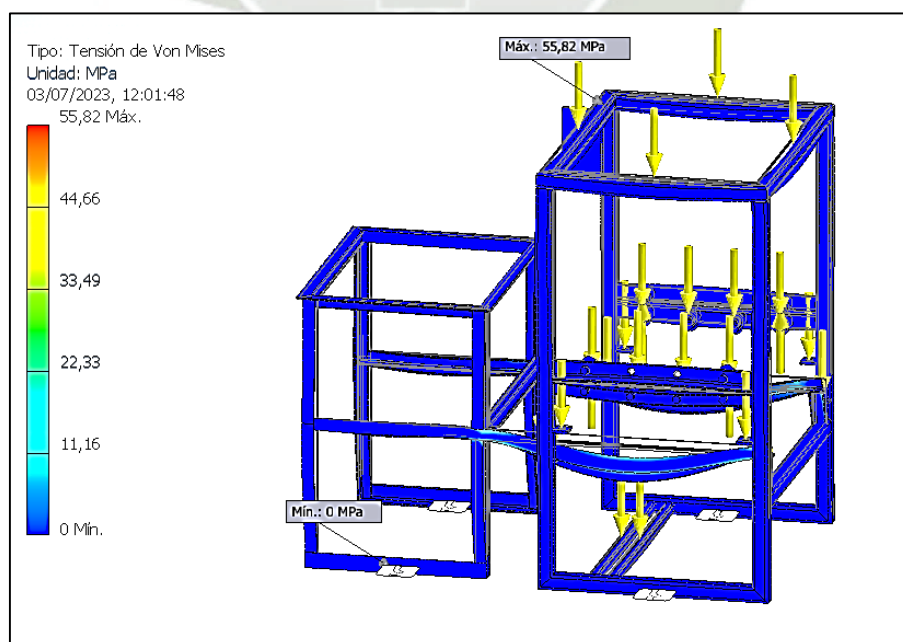


Figura 3.27 Análisis de esfuerzos de la estructura principal del módulo 1

El máximo esfuerzo se encuentra en la parte inferior de la estructura, 55,82 [MPa], encontrándose por debajo de lo permitido que es 250 [MPa] por el acero A-36.

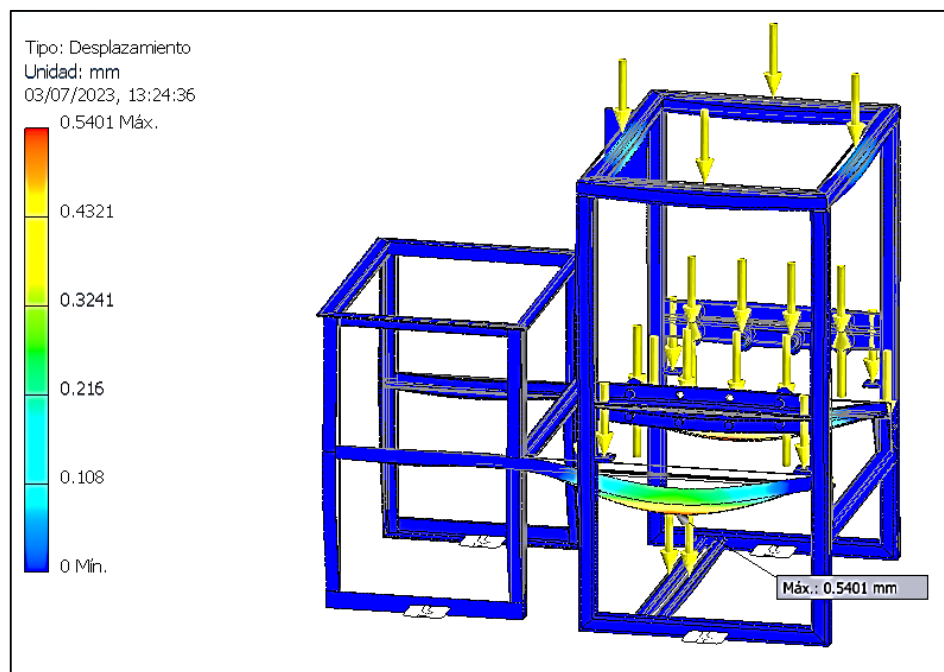


Figura 3.28 Desplazamiento de la estructura principal del módulo 1

El desplazamiento máximo es de 0.54 [mm].

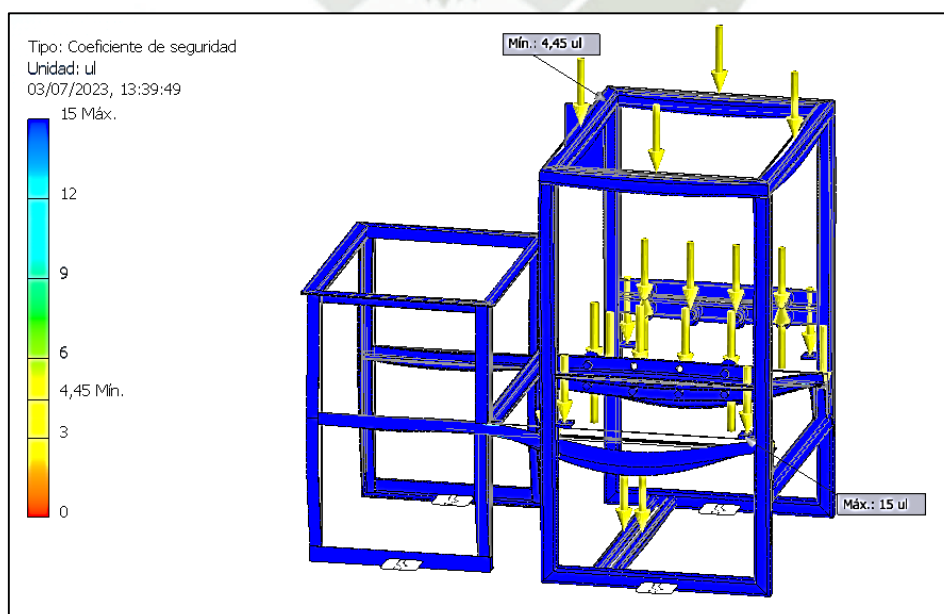


Figura 3.29 Factor de seguridad de la estructura principal del módulo 1

Considerando que el máximo esfuerzo fue 55,82 [MPa], la estructura tiene un factor de seguridad de 4,45.

Tabla 3.13 Resultados del análisis de la estructura del módulo 1

Material	Límite de Fluencia [MPa]	Tensión Máx. [MPa]	Desplazamiento [mm]	Factor de Seguridad
ASTM A36	250	55,82	0,54	4,45

La zona crítica del sistema con un esfuerzo máximo de 69.54 [MPa] corresponde a los elementos que soportan el peso de la tolva.

3.3. DISEÑO DEL MÓDULO 2

El módulo 2 consta de los siguientes sistemas:

- Sistema de Vibración
- Sistema de Compactación
- Sistema de desmoldeo y descarga de bloques

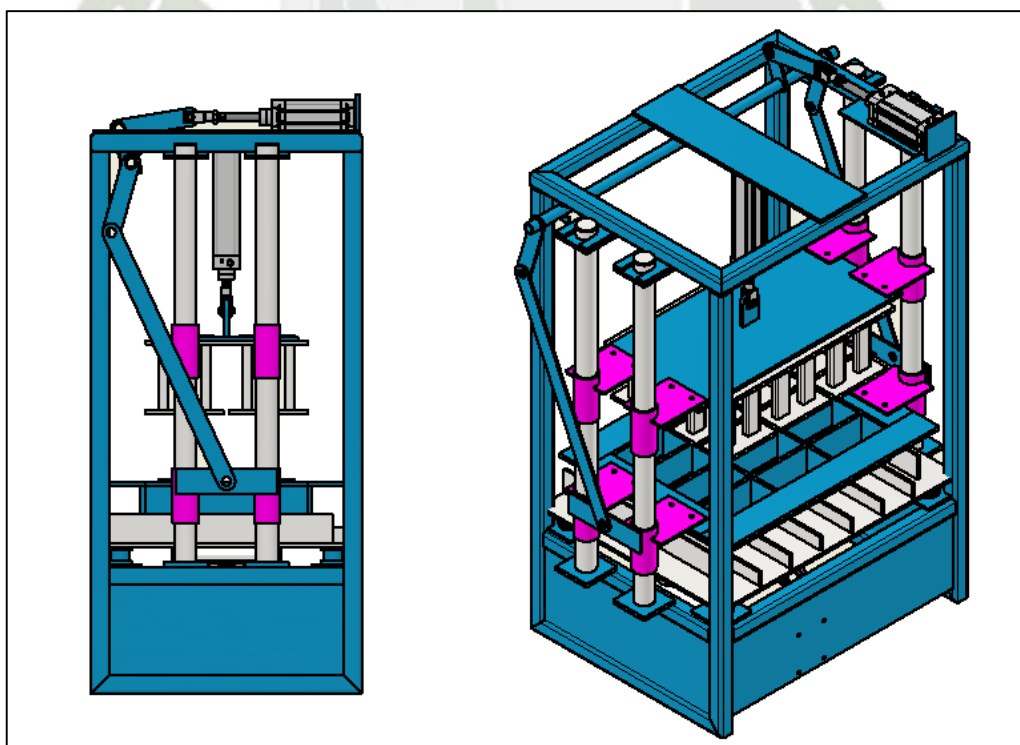


Figura 3.30 Vista isométrica del Módulo 2

3.3.1. SISTEMA DE VIBRACIÓN

Este sistema es el encargado de asegurar que la mezcla en los moldes este a tope y listos para la compactación. Consta de un mecanismo que permite que el conjunto oscile a una frecuencia determinada para compactar los bloques.

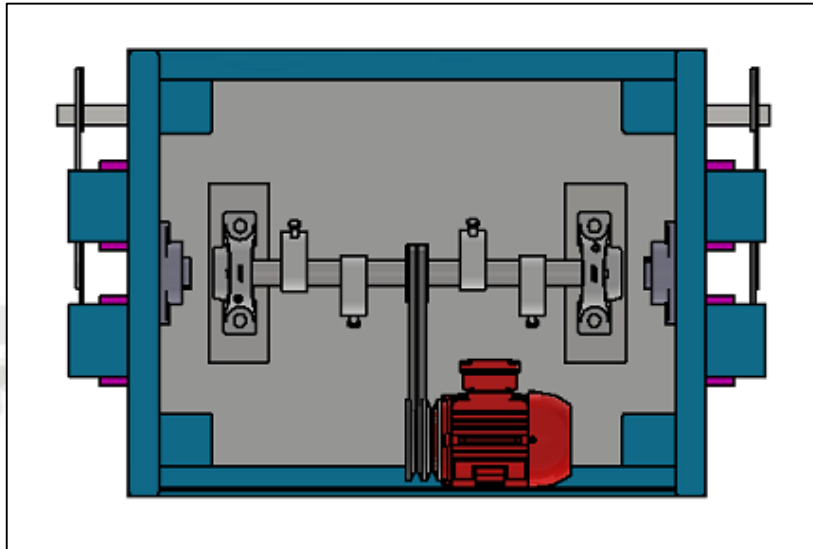


Figura 3.31 Sistema de vibración

El desbalance tiene por objetivo lograr un movimiento intermitente vertical excitado por un elemento rotatorio no balanceado. Se logra gracias a una masa excéntrica que gira a una velocidad angular determinada.

3.3.1.1. Cálculo de la fuerza centrífuga provocada por la excéntrica

Empleando las expresiones:

Fuerza Transmitida: Se refiere a la carga transmitida a la mesa vibratoria

$$F_t = \frac{r^2 \sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.17)$$

Donde:

- M [kg] : Masa de la mesa de vibración y el molde hembra, 134,6 [kg]
- ω [rad/s] : Velocidad angular, 3000 [rpm]
- k [kg/mm] : Constante de rigidez, 34,6 [kg/mm]
- c [kg.s/mm] : Constante de amortiguamiento, 0,02214 [kg s /mm]
- W_n : Frecuencia natural
- r : Relación de frecuencias

Fuerza aplicada al sistema. Se refiere a la carga generada por el movimiento de las levas (fuerza centrífuga)

$$P_0 = m \times a_n \quad (3.18)$$

Donde:

- P_0 [N] : Fuerza centrífuga de las excéntricas
- m [kg] : Masa de la excéntrica
- a_n [m/s^2] : Aceleración normal

La aceleración normal está definida por la siguiente ecuación:

$$a_n = e \times \omega^2 \quad (3.19)$$

Donde:

- a_n [m/s^2] : Aceleración normal
- e : Excentricidad de las levas
- ω [rad/s] : Velocidad angular

La masa se determina con la suma de la masa de vibración y el molde hembra:

Masa de la mesa de vibración : 66,5 [kg]

Masa del molde hembra : 68,1 [kg]

$$M = 66,5 [kg] + 68,1 [kg] = 134,6 [kg]$$

En cuanto a la velocidad angular, se recomienda un valor que oscile entre:

$$3\,000 [rpm] \leq n \leq 3\,500 [rpm]$$

Se toma un valor de 3 000 [rpm]

La frecuencia natural será de:

$$W_n = \sqrt{\left(\frac{k}{M}\right)} \quad (3.20)$$

Donde:

- W_n : Frecuencia natural
- k [kg/mm] : Rigidez del sistema
- M [kg] : Masa del sistema

Se tiene 4 amortiguadores en paralelo

$$W_n = \sqrt{\frac{4 \times 3,39 \times 10^5}{134,6}} = 100,4 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$W_n = 100,4 \left[\frac{rad}{s} \right] \times \frac{60}{2\pi} = 958 [rpm]$$

La relación de frecuencias será:

$$r = \frac{\omega}{W_n} = \frac{3\,000 [rpm]}{958 [rpm]} = 3,13$$

Por otro lado, la relación de amplitudes se define mediante la ecuación:

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (3.21)$$

Donde:

- c [kg s/mm] : Coeficiente de amortiguamiento
- c_c [kg s/mm] : Coeficiente de amortiguamiento crítico

El coeficiente de amortiguamiento crítico se expresa como:

$$c_c = 2\sqrt{kM} = \frac{2k}{W_n}$$

Reemplazando el coeficiente de rigidez y la masa del sistema:

$$c_c = \frac{2 \times 34,6 \left[\frac{kg}{mm} \right]}{100,4 \left[\frac{rad}{s} \right]} = 2,76 \left[\frac{kg \cdot s}{mm} \right]$$

La relación de amplitudes será:

$$\zeta = \frac{4 \times 0,02214}{2,76} = 0,032$$

Con los valores calculados, se procede a determinar las dimensiones de la leva.

A. Determinación de la amplitud de las oscilaciones

$$X = \frac{me}{M} \left[\frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \right] = \frac{me}{M} \left[\frac{3,13^2}{\sqrt{(1-3,13^2)^2 + (2 \times 0,032 \times 3,13)^2}} \right]$$

$$X = \frac{me}{M} [1,11] \quad (3.22)$$

$$m = \frac{XM}{e \times [1,11]} \quad (3.23)$$

Donde:

- X [mm] : Amplitud del sistema
- e : Excentricidad de las levas
- M [kg] : Masa del sistema
- m [kg] : Masa de la excéntrica

Determinación de la fuerza transmitida al soporte

$$F_T = \frac{mek}{M} \left[\frac{r^2 \sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \right] = \frac{mek}{M} \left[\frac{3,13^2 \sqrt{1 + (2 \times 0,032 \times 3,13)^2}}{\sqrt{(1-3,13^2)^2 + (2 \times 0,032 \times 3,13)^2}} \right]$$

$$F_T = \frac{mek}{M} [1,14] \quad (3.24)$$

Donde:

- F_T [N] : Fuerza Tangencial
- e : Excentricidad de las levas
- M [kg] : Masa del sistema
- m [kg] : Masa de la excéntrica

La carga aplicada al sistema será:

$$P_0 = me \times 314^2 \left[\frac{rad^2}{s^2} \right]$$

$$P_0 = (98\ 596)me \quad (3.25)$$

Donde:

- P_0 [N] : Carga aplicada al sistema
- e : Excentricidad de las levas

- m [kg] : Masa de la excéntrica

A fin de determinar las dimensiones de las masas excéntricas, se requiere determinar de la masa de la leva y su excentricidad. En promedio se recomienda una amplitud promedio de 0,5 – 1mm, por ello se muestran los valores tabulados de la fuerza transmitida al soporte y carga aplicada a una excentricidad de 28,45 mm.

Tabla 3.14 Fuerza aplicada al soporte y fuerza transmitida al sistema a diferentes amplitudes

N°	x [mm]	e [mm]	m [kg]	Ft [N]	P ₀ [N]
1	0,3	28,45	1,28	104,08	3586,76
2	0,4	28,45	1,70	138,78	4782,35
3	0,5	28,45	2,13	173,47	5977,94
4	0,6	28,45	2,56	208,16	7173,53
5	0,7	28,45	2,98	242,86	8369,11
6	0,8	28,45	3,41	277,55	9564,70
7	0,9	28,45	3,84	312,25	10760,29
8	1,0	28,45	4,26	346,94	11955,88
9	1,1	28,45	4,69	381,63	13151,46
10	1,2	28,45	5,11	416,33	14347,05

Se selecciona el valor más cercado al promedio, con una amplitud de 0,5 mm.

3.3.1.2. Cálculo del espesor de la excéntrica

Con la masa de la excéntrica se determina es espesor de leva:

$$m_{excéntrica} = \rho \times V = \rho \times \frac{\pi}{4} \times (D_0^2 - d_i^2) \times t \quad (3.26)$$

Donde:

- ρ [g/cm³] : Amplitud del sistema
- V : Volumen de la leva
- D_0 [cm] : Diámetro exterior de la leva
- d_i [cm] : Diámetro interior de la leva
- t [cm] : Espesor de la excéntrica

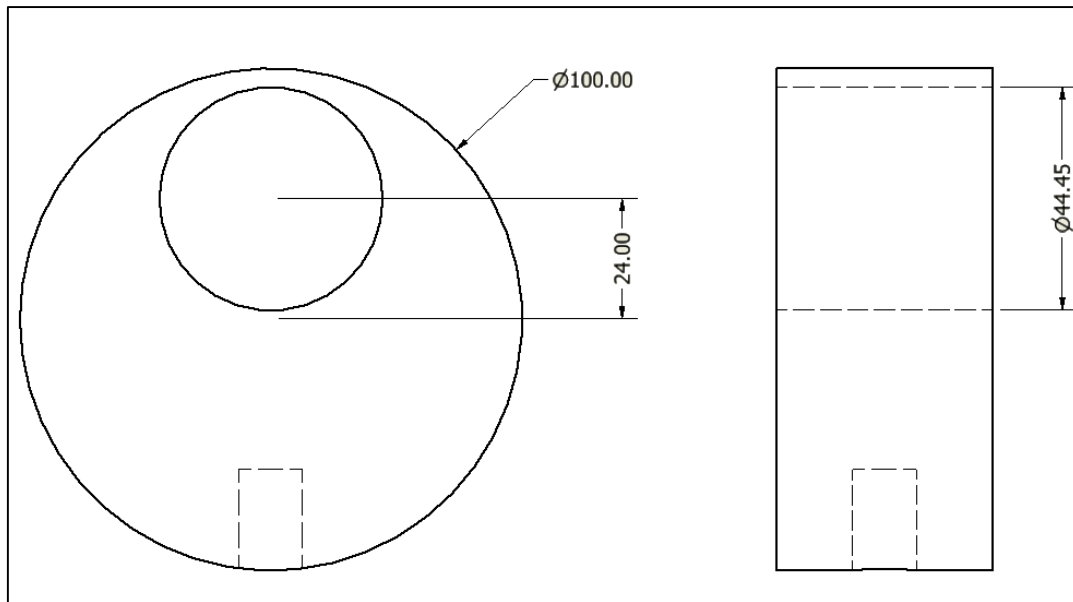


Figura 3.32 Medidas de la excéntrica

Sustituyendo valores en la ecuación:

$$m_{excéntrica} = 7,850 \left[\frac{g}{cm^3} \right] \times \frac{\pi}{4} \times (10^2 - 4,445^2) [cm^2] \times t$$

$$m_{excéntrica} = 495 t \left[\frac{g}{cm} \right]$$

Reemplazando con 2,13 [kg]:

$$t = \frac{2\,130 [g]}{495 \left[\frac{g}{cm} \right]} = 4,30 [cm] = 43 [mm]$$

El espesor de la leva debe ser de 43 [mm].

3.3.1.3. Selección de los tacones del hule

Para la selección del tacón se hule se requiere en primer lugar, definir el material. A continuación, se muestra algunos tipos de cauchos con sus respectivas características físicas:

Tabla 3.15 Propiedades físicas de los cauchos

Denominación	Peso Específico [$\frac{g}{cm^3}$]	Dureza Shore A	Resistencia a la tracción [$\frac{kg}{cm^2}$]	Alargamiento por rotura [%]
Caucho Natural	0.92	30-100	300	650
SBR	0.94	40-100	220	600
Butilo	0.92	40-90	200	800
EPDM	0.88	30-90	200	600
Hypalon	1.18	45-100	250	500
Neopreno	1.25	30-95	250	600
Acilico Nitrilo	1.00	40-95	250	650
Viton	1.86	60-90	200	300
Silicona	1.40	40-80	100	400
Poliuretano	1.25	35-100	450	750

Nota: Valores Obtenidos de Gráficas de Shigley

Como el sistema pesa aproximadamente 134,6 kg, se ha determinado, que la mesa apoyada en los tacones de hule tendrá unas reacciones equivalentes:

$$F_g = \frac{134,6 [kg]}{4} = 33,65 [kg]$$

Considerando que la amplitud del sistema de vibración es 0,5 [mm], se ha calculado la flecha para cada una de las opciones que se muestra a continuación:

AMORTIGUADOR CILÍNDRICO - SERIE H					
Modelo	D m/m	H m/m	Rosca	Flecha m/m	Carga Kgs.
H 10-10	10	10	M-4	2	10
H 10-15	10	15	M-4	3	8
H 12,5-15	13	15	M-5	3	10
H 12,5-20	13	20	M-5	3,5	8
H 16-15	16	15	M-4 ó M-5	3	20
H 16-20	16	20	M-4 ó M-5	4	20
H 16-25	16	25	M-4 ó M-5	5	15
H 20-15	20	15	M-6	3	25
H 20-20	20	20	M-6	4	25
H 20-25	20	25	M-6	5	25
H 20-30	20	30	M-6	7	25
H 25-15	25	15	M-8 ó M-6	3	50
H 25-20	25	20	M-8 ó M-6	4	50
H 25-22	25	22	M-8 ó M-6	4	45
H 25-25	25	25	M-8 ó M-6	5	40
H 25-30	25	30	M-8 ó M-6	6	35
H 25-40	25	40	M-8 ó M-6	10	50
H 30-15	30	15	M-8	1,5	60
H 30-20	30	20	M-8	4	90
H 30-22	30	22	M-8	4	90
H 30-25	30	25	M-8	5	85
H 30-30	30	30	M-8	6	80
H 30-40	30	40	M-8	8	60
H 35-35	35	35	M-8	8	90
H 40-20	40	20	M-10 ó M-8	4	160
H 40-25	40	25	M-10 ó M-8	6	155
H 40-28	40	28	M-10 ó M-8	6	155
H 40-30	40	30	M-10 ó M-8	8	150
H 40-35	40	35	M-10 ó M-8	8	120
H 40-40	40	40	M-10 ó M-8	10	120
H 40-45	40	45	M-10 ó M-8	12	110
H 50-20	50	20	M-10	4	250
H 50-25	50	25	M-10	5,5	250
H 50-30	50	30	M-10	8	250
H 50-35	50	35	M-10	9	230
H 50-40	50	40	M-10	10	220
H 50-45	50	45	M-10	11	210
H 50-50	50	50	M-10	12	200
H 50-55	50	55	M-10	13	200
H 60-25	60	25	M-10	5	400
H 60-35	60	35	M-10	7	350
H 60-45	60	45	M-10	10	300
H 60-60	60	60	M-10	12	250
H 70-35	70	35	M-10	7	450
H 70-50	70	50	M-10	10	350

Dureza - 50 Shore.

Figura 3.33 Amortiguador cilíndrico de la serie H

Nota: Extraído de Disumtec (2023)

Para el tacón de hule con diámetro de 50 [mm] y altura igual a 25 [mm], se ha determinado una flecha igual a 0,67 [mm]; de este modo, se elige un tacón de hule de dureza shore 50, modelo H 50 – 25.

3.3.1.4. Cálculo de la potencia del motor para vibración

La potencia del motor se determina empleando la expresión:

$$P = F \times v \quad (3.27)$$

Donde:

- P [W] : Potencia del motor
- F [N] : Fuerza
- v [m/s] : Velocidad

Mientras que la fuerza aplicada al molde se calcula como:

$$F = M \times a \quad (3.28)$$

Donde:

- F [N] : Fuerza
- M [kg] : Masa de la mesa vibratoria
- a [m/s²] : Aceleración del molde vibratorio

La cual se calcula:

$$a = \frac{v}{t} \quad (3.29)$$

Donde:

- a [m/s²] : Aceleración del molde vibratorio
- v [m/s] : Velocidad
- t [s] : Tiempo

La velocidad máxima se define:

$$v = \omega \cdot X \quad (3.30)$$

Donde:

- v [m/s] : Velocidad
- ω [rad/s] : Velocidad radial
- X [m] : Amplitud del sistema vibratorio

El tiempo necesario para alcanzar la velocidad máxima es un cuarto del periodo de ciclo completo:

$$t = \frac{T}{4} = \frac{1}{4} \times \left(\frac{2\pi}{\omega} \right) = \frac{\pi}{2\omega}$$

Por tanto, la potencia necesaria para efectuar la vibración será:

$$P = \frac{M \cdot (\omega \cdot X)^2}{\frac{\pi}{2\omega}} = \frac{134,6 \cdot (314 \cdot 0,0005)^2}{\frac{\pi}{2 \cdot 314}} = 663 [W] = 0,663 [kW]$$

Con un factor de servicio de 1,25.

$$P = 1,25 \times 0,663 [kW] = 0,83 [kW] = 1,11 [HP]$$

Se selecciona un motor de 1,5 [HP]:

- Línea del Producto : Multimontaje 00047 IE3 Trifásico
- Código del producto : 15246091
- Potencia nominal : 1,5 [HP] o 1,1 [kW]
- Número de polos : 2
- Velocidad de rotación : 3 445 [rpm]
- Torque Nominal : 0,311 [kgfm]
- Frecuencia : 60 [Hz]
- Tensión nominal : 220/440 [V]
- Corriente nominal : 4,11/2,06 [A]
- Peso : 10,5 [kg]
- Dimensiones del eje : 19 [mm] x 40 [mm]

En Perú, la tensión estándar suministrada al sector industrial es de 220 [V] en sistemas monofásicos y 380 [V] en sistemas trifásicos. Por ello, es importante tener en cuenta que pueden existir variaciones o requisitos específicos dependiendo de la aplicación o sector industrial en particular.

Al tener un motor trifásico de 440 [V] se sugiere emplear un autotransformador para adaptar la tensión del motor a la suministrada por la red.

3.3.1.5. Cálculo de la Transmisión por Fajas

Los parámetros necesarios para la selección de fajas son:

- Potencia a transmitir : 1,5 [HP]
- Velocidad del motor : 3 445 [rpm]
- Velocidad del eje : 3 000 [rpm]
- Distancia tentativa entre centros : 320 mm

Se determina la relación de transmisión:

$$i = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{eje}}} = \frac{3\,445 \text{ [rpm]}}{3\,000 \text{ [rpm]}} = 1,15$$

Para seleccionar la sección de la correa, se requiere conocer la potencia de diseño la cual se determina como el producto de la potencia a transmitir por el factor C_1 :

$$P_D = C_1 \cdot N$$

De anexos se obtiene que $C_1 = 1,3$

Por tanto, la potencia de diseño será:

$$P_D = 1,3 \times 1,5 [HP]$$

$$P_D = 1,95 [HP]$$

Se procede a seleccionar el perfil de la correa de transmisión con:

$$n_{eje} = 3\ 000 [rpm]$$

$$P_D = 1,95 [HP]$$

Se obtiene entonces una correa de sección tipo A (Ver Anexos).

Se sugiere emplear un diámetro primitivo de al menos 63 mm para correas de sección A. Sin embargo, debido a la baja relación de transmisión se elige un diámetro primitivo de 80 [mm].

Si:

$$D_{p_1} = 80 [mm]$$

Entonces:

$$D_{p_2} = 80 [mm] \times 1,15 = 92 [mm]$$

Para hallar la longitud necesaria de la correa se emplea la expresión:

$$L = 2 \cdot c_d + \frac{\pi}{2} (D_{p_1} + D_{p_2}) + \left(\frac{(D_{p_2} - D_{p_1})^2}{4 \cdot c_d} \right)$$

$$L = 2 \times 0,32 + \frac{\pi}{2} (0,08 + 0,092) + \frac{(0,08 - 0,092)^2}{4 \cdot 0,32}$$

$$L = 0,910 [m] = 910 [mm]$$

Con este valor se identifica en la tabla las longitudes comerciales. Para este caso se selecciona la correa N 35 de Sección A, con una longitud de 919 [mm].

En consecuencia, debe definirse la distancia entre centros:

$$c_d^2 + c_d \left[\frac{\pi}{4} (D_{p_1} + D_{p_2}) - \frac{L}{2} \right] + \frac{(D_{p_2} - D_{p_1})^2}{8} = 0$$

Reemplazando los valores conocidos:

$$c_d^2 + c_d \left[\frac{\pi}{4} (0,08 + 0,092) - \frac{0,919}{2} \right] + \frac{(0,092 - 0,08)^2}{8} = 0$$

$$c_d^2 - 0,324c_d + 0,000018 = 0$$

$$C_d = 0,3244 [m] \approx 324 [mm]$$

Determinación de la potencia transmitida por una correa para hallar el número de correa:

$$Z = \frac{P_D}{P_0 C_2 C_3}$$

Se obtiene $N_0 = 2.19 \text{ HP}$ y $C_2 = 0,87$

El coeficiente C_3 se determina despejando la siguiente ecuación:

$$\frac{D_{p_2} - D_{p_1}}{c_d} = \frac{80 - 92}{324} = 0,037$$

$$C_3 \approx 1$$

Así el número de correas será:

$$Z = \frac{1,95 [HP]}{2,19 [HP] \times 0,87 \times 1}$$

$$Z = 1,02 \approx 2$$

Por ende, la transmisión constará de dos correas N 35 de Sección A con una longitud de 919 [mm] y poleas de diámetro de 90 [mm] y 80 [mm].

3.3.1.6. Diseño del eje

La transmisión de potencia del motor hacia el eje con masas excéntricas se realiza mediante fajas de transmisión tipo V. El eje se encuentra apoyado sobre dos rodamientos que están alojados en chumaceras. En uno de los extremos del eje se encuentra la polea encargada de realizar la transmisión de potencia.

Para el diseño se va a considerar que la fuerza centrífuga calculada por las excéntricas de 5977,94 [N], con 4 masas, cada una generará una carga aproximada de 1 500 [N]; asimismo, la fuerza generada por la correa trapezoidal se determinará como la diferencia de fuerzas en el lado tenso y el lado flojo.

$$F_1 - F_2 = \frac{P}{V} \quad (3.31)$$

Donde:

- P [W] : Potencia del motor
- V [m/s] : Velocidad de la banda

La velocidad de la correa se determina:

$$V = \frac{D_{p1} \times n_1}{19\ 100} = \frac{80 \times 3\ 450}{19\ 100} = 14,45 \frac{m}{s}$$

No se recomienda velocidades superiores a $30 \left[\frac{m}{s} \right]$

Por tanto:

$$\frac{P}{V} = \frac{1\ 100 \text{ [W]}}{14,45 \left[\frac{m}{s} \right]} = 76 \text{ [N]}$$

$$F_1 - F_2 = 76 \text{ [N]}$$

Además:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \quad (3.32)$$

Donde:

- α [rad] : Ángulo de contacto
- μ : Coeficiente de rozamiento caucho – fundición

Para transmisiones $i = 1$ se emplea la siguiente ecuación:

$$\frac{F_1}{F_2} \approx 5$$

Como el área de contacto es igual a $178^\circ \approx 180^\circ$, se toma como referencia la ecuación, así:

$$F_1 = 5 F_2$$

$$5 F_2 - F_2 = 76 \text{ [N]}$$

$$F_2 = 19 [N]$$

$$F_1 = 5 \times F_2 = 95[N]$$

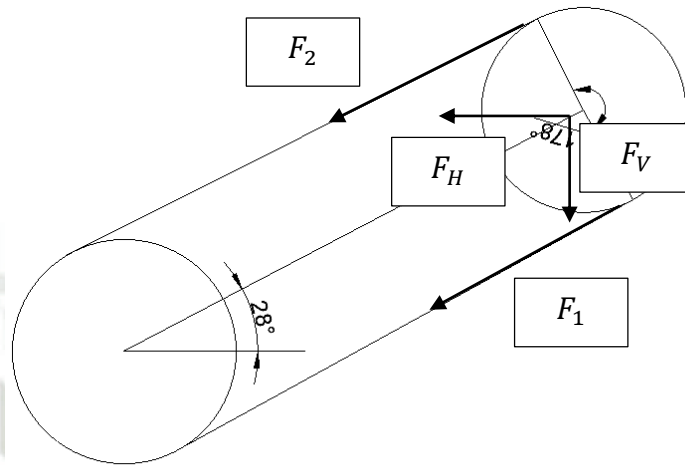


Figura 3.34 Diagrama de tensiones en la polea conducida

Hallando la fuerza vertical y horizontal

$$F_V = (F_1 + F_2) \times \sin 28^\circ = (95 + 19) \times \sin 28^\circ \approx 54[N]$$

$$F_H = (F_1 + F_2) \times \cos 28^\circ = (95 + 19) \times \cos 28^\circ \approx 100 [N]$$

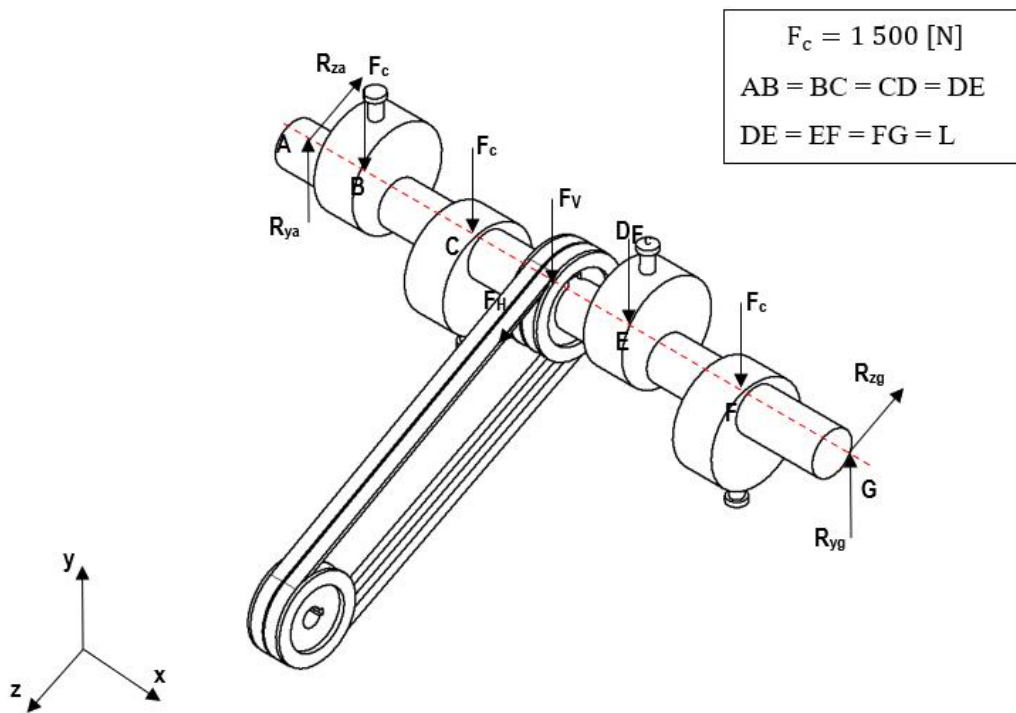


Figura 3.35 Diagrama del cuerpo libre del eje de vibración

Ecuaciones de equilibrio en Y

$$+\downarrow \Sigma F_y = 0:$$

$$-R_{ya} + 4F_c + F_v - R_{yg} = 0$$

$$+\Sigma M_D = 0:$$

$$-R_{ya} \times 3L - F_c \times 2L - F_c \times L + F_c \times L + F_c \times 2L + R_{yg} \times 3L = 0$$

$$R_{ya} = R_{yg}$$

$$4F_c + F_v = R_{ya} + R_{yg} = 2R_{ya} \rightarrow \frac{4F_c + F_v}{2} = R_{ya} = R_{yg}$$

Si:

$$4F_c + F_v = 6\,054 \text{ [N]}$$

$$R_{ya} = R_{yg} = 3\,027 \text{ [N]}$$

Ecuaciones de equilibrio en Z

$$+\leftarrow \Sigma F_z = 0:$$

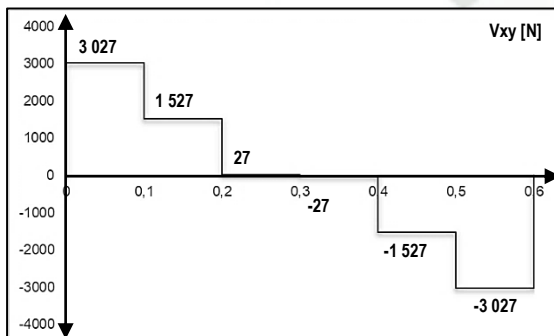
$$-R_{za} + F_H - R_{zg} = 0$$

$$+\Sigma M_D = 0:$$

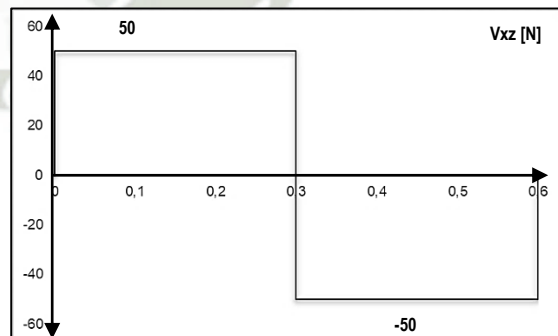
$$-R_{za} \times 3L + R_{zg} \times 3L = 0 \rightarrow R_{za} = R_{zg}$$

$$F_H = 100 \text{ [N]} \rightarrow R_{za} = R_{zg} = 50 \text{ [N]}$$

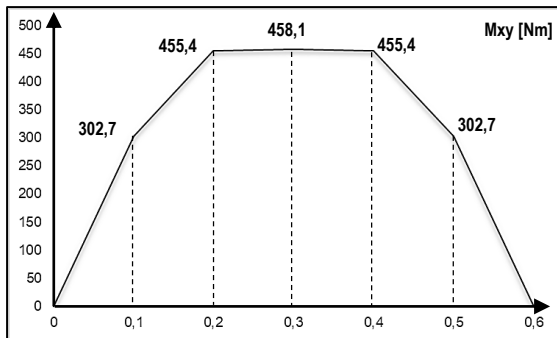
Se realiza el análisis en el software MDSOLIDS y se obtiene las siguientes gráficas con respecto a la fuerza cortante, al momento flector y el momento torsor.



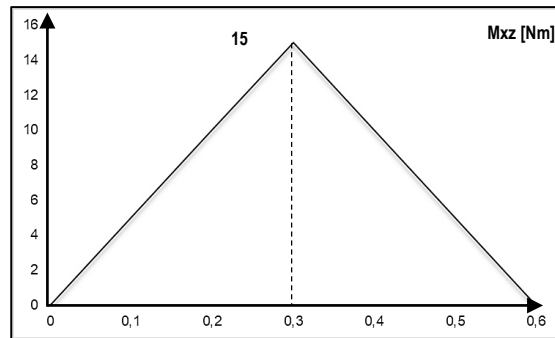
(a) Fuerza cortante en el plano X-Y



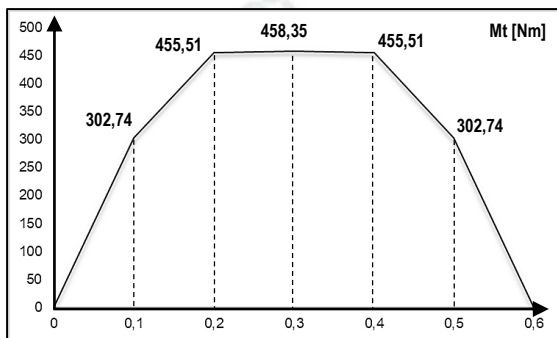
(b) Fuerza cortante en el plano X-Z



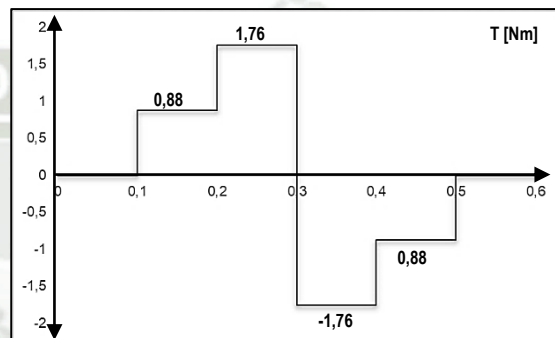
(c) Momento flector en el plano X-Y



(d) Momento flector en el plano X-Z



(e) Resultante del momento flector



(f) Momento torsor a lo largo del eje

Figura 3.36 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor

Para conocer el torque en los puntos incidentes se toma la ecuación:

$$P = \frac{T \times n}{716} \quad (3.33)$$

Donde:

- T [kgf · m] : Momento torsor
- n [rpm] : Velocidad de rotación

Considerando que la potencia necesaria para el movimiento de las levas es de 1,5 [HP], es decir, 0,375 [HP] para cada leva:

$$T_{Levas} = \frac{0,375[HP] \times 716}{3\,000 [rpm]} = 0,09 \text{ [kgf} \cdot \text{m]}$$

Conversión a N.mm

$$T_{levas} = 0,09 \text{ [kgf} \cdot \text{m]} \times \frac{9,81 \text{ [N]}}{1 \text{ [kgf]}}$$

$$T_{levas} = 0,88 \text{ [Nm]}$$

Por tanto, el torque ejercido por las poleas será:

$$T_{polea} = 2 \times 0,88 \text{ [Nm]} - (-2 \times 0,88 \text{ [Nm]}) = 3,52 \text{ [Nm]}$$

De los diagramas de momentos flectores se puede observar que el punto crítico se ubica en la polea conducida. El momento flector en el punto crítico es:

$$M = \sqrt{(458,1 \text{ [Nm]})^2 + (15 \text{ [Nm]})^2}$$

$$M = 458,35 \text{ [Nm]}$$

B. Diseño por Resistencia

Según la ASME para ejes macizos sin cargas axiales:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{[C_m \cdot M]^2 + [C_t \cdot T]^2} \quad (3.34)$$

Donde:

- $\tau_{m\acute{a}x}$ [Pa] : Esfuerzo cortante máximo
- d [m] : Diámetro del eje
- M [Nm] : Momento Flector del diagrama de momentos flectores
- T [Nm] : Momento Torsor del diagrama de momento torsores
- C_m : Factor de choque y fatiga aplicado al momento flector
- C_t : Factor de choque y fatiga aplicado al momento torsor

De cálculos anteriores se obtuvo el momento torsor y el momento flector en el punto más crítico:

$$T_{m\acute{a}x} = 3,52 \text{ [Nm]} \quad \text{y} \quad M_{m\acute{a}x} = 458,35 \text{ [Nm]}$$

Se considera que el eje giratorio recibe una carga súbitamente aplicada con choques menores. De la tabla que muestra la ASME a continuación se toman los valores de C_m y C_t :

$$C_m = C_t = 1,5$$

El material del eje es acero estructural A36, cuyo límite de fluencia es de 250 [MPa] y límite de rotura es de 400 [MPa]. La ASME recomienda emplear el menor valor entre el 30% del límite de fluencia y el 18% del límite de rotura.

$$S_{sd} = 0,3 \times 250 \text{ [MPa]} = 75 \text{ [MPa]}$$

$$S_{sd} = 0,18 \times 400 \text{ [MPa]} = 72 \text{ [MPa]}$$

Como:

$$0,18 \times S_u < 0,3 \times S_y$$

Por tanto, el esfuerzo máximo permisible será 72 [MPa], de este modo, el esfuerzo cortante máximo no debe ser mayor que el esfuerzo máximo permisible.

$$\tau_{m\acute{a}x} \leq S_{sd}$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$72 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \geq \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{[1,5 \cdot 458,35 \text{ [Nm]}]^2 + [1,5 \cdot 3,52 \text{ [Nm]}]^2}$$

$$d \geq 0,0365 \text{ [m]} = 36,5 \text{ [mm]} \approx 1 \frac{1}{2} \text{ [in]}$$

De acuerdo al procedimiento de la ASME para determinar las dimensiones del eje por resistencia, se obtuvo que el diámetro mínimo debe ser de 1 ½ [in] o 38,1 [mm].

C. Diseño del eje por fatiga

De acuerdo al criterio de Soderberg el diseño del eje por fatiga se rige bajo la siguiente ecuación:

$$N = \frac{\pi \cdot d^3}{32 \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}} \quad (3.35)$$

Donde:

- N : Factor de seguridad por fatiga
- T [Nm] : Momento torsor
- M [Nm] : Momento flector
- d [m] : Diámetro del eje

- S_y [Pa] : Esfuerzo de fluencia
- S_e [Pa] : Límite restringido de fatiga

El valor de S_e se obtiene de la expresión:

$$S_e = (0.5 \cdot S_u) \times (K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f) \quad (3.36)$$

Donde:

- S_e [Pa] : Límite restringido de fatiga
- S_u [Pa] : Esfuerzo de rotura

La ecuación aplica para $S_u > 140 \frac{kg}{mm^2}$

Por otro lado, los factores de corrección que oscilan entre 0.35 a 0.40. De modo que, para el acero estructural A36 con $S_u = 400$ [MPa]:

$$S_e = 0,5 \times 400 [MPa] \times 0,4 = 70 [MPa]$$

Analizando el eje seleccionado de diámetro $1 \frac{1}{2}$ [in] o 38,1 [mm], se obtiene el factor de seguridad a la fatiga:

$$N = \frac{\pi \cdot (0,0381)^3 [m^3]}{32 \times \sqrt{\left(\frac{3,52 [N \cdot m]}{250 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2}\right]}\right)^2 + \left(\frac{458,35 [N \cdot m]}{70 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2}\right]}\right)^2}}$$

$$N = 0,83 < 1$$

Como el resultado es un valor inferior a 1, se realiza nuevamente el cálculo para un eje de diámetro de $1 \frac{3}{4}$ [in] o 44,45 [mm], con el cual se obtiene un coeficiente de seguridad a la fatiga de 1,32.

D. Diseño por Rigidez Lateral

Considerando la deformación máxima, para ejes macizos de sección continua, se calcula mediante la siguiente expresión.

$$y = \frac{1}{E \cdot I} \iint M \quad (3.37)$$

Donde:

- y [m] : Flecha
- E [Pa] : Módulo de elasticidad
- M [Nm] : Momento flector
- I [m⁴] : Momento de inercia

Debe cumplirse que:

$$y_{\max} \leq y_{\text{permisible}} \quad (3.38)$$

La flecha permisible para ejes de transmisión es:

$$y_{\text{permisible}} = \frac{L}{800} \quad (3.39)$$

Donde:

- $y_{\text{permisible}}$ [m] : Flecha permisible
- L [m] : Longitud del eje

El momento de inercia se calcula:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (3.40)$$

Donde:

- I [m⁴] : Momento de inercia
- d [m] : Diámetro del eje

El módulo de elasticidad del acero estructural A36 es 200 GPa.

Reordenando la ecuación, la flecha en el plano vertical es:

$$EIy = \iint M(x) \quad (3.41)$$

$$EI \frac{dy^2}{dx^2} = 3\,027 \langle x \rangle - 1\,500 \langle x - 0,1 \rangle - 1\,500 \langle x - 0,2 \rangle - 54 \langle x - 0,3 \rangle - 1\,500 \langle x - 0,4 \rangle - 1\,500 \langle x - 0,5 \rangle$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{3\,027}{2} \langle x \rangle^2 - \frac{1\,500}{2} \langle x - 0,1 \rangle^2 - \frac{1\,500}{2} \langle x - 0,2 \rangle^2 - \frac{54}{2} \langle x - 0,3 \rangle^2 - \frac{1\,500}{2} \langle x - 0,4 \rangle^2 - \frac{1\,500}{2} \langle x - 0,5 \rangle^2 + C_1$$

$$EIy = \frac{3\,027}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,1 \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,2 \rangle^3 - \frac{54}{6} \langle x - 0,3 \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,4 \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,5 \rangle^3 + C_1x + C_2$$

Debido a los apoyos, cuando $x = 0$ entonces $y = 0$:

$$EI \times (0) = C_2 \rightarrow C_2 = 0$$

Cuando $x = 600$ [mm] entonces $y = 0$:

$$C_1 = -98,72$$

Así, la ecuación de la flecha en el plano vertical será:

$$EIy = \frac{3\,027}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,1 \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,2 \rangle^3 - \frac{54}{6} \langle x - 0,3 \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,4 \rangle^3 - \frac{1\,500}{6} \langle x - 0,5 \rangle^3 - 98,72x$$

Por otro lado, la flecha en el plano horizontal es:

$$EI \frac{dy^2}{dx^2} = 50 \langle x \rangle - 100 \langle x - 0,3 \rangle$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{50}{2} \langle x \rangle^2 - \frac{100}{2} \langle x - 0,3 \rangle^2 + C_1$$

$$EIy = \frac{50}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{100}{6} \langle x - 0,3 \rangle^3 + C_1x + C_2$$

Debido a los apoyos, cuando $x = 0$ entonces $y = 0$:

$$EI \times (0) = C_2 \rightarrow C_2 = 0$$

Cuando $x = 600$ [mm] entonces $y = 0$:

$$C_1 = -2,25$$

Así, la ecuación de la fecha en el plano horizontal será:

$$Ely = \frac{50}{6} \langle x \rangle^3 - \frac{100}{6} \langle x - 0,3 \rangle^3 - 2,25C_1$$

Tabla 3.16 Valores Ely sobre los puntos de aplicación de las cargas en el eje

N°	X [m]	Plano [Nm ³]	Vertical	Plano [Nm ³]	Horizontal
1	0	0		0	
2	0,1	-9,367		-0,217	
3	0,2	-15,957		-0,383	
4	0,3	-18,243		-0,450	
5	0,4	-15,957		-0,383	
6	0,5	-9,367		-0,217	
7	0,6	0		0	

La flecha máxima se da cuando $x = 300$ [mm]

$$Ely_{m\acute{a}x} = \sqrt{(-18,243)^2 + (-0,450)^2}$$

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{18,25 \text{ [Nm}^3\text{]}}{EI}$$

Reemplazando el módulo de Young y el momento de inercia del eje de 1 ¾ [in]:

$$y_{m\acute{a}x} = \frac{18,25 \text{ [Nm}^3\text{]}}{200 \times 10^9 \left[\frac{N}{m^2} \right] \times \frac{\pi \cdot 0,04445^4}{64} \text{ [m}^4\text{]}}$$

$$y_{m\acute{a}x} = 0,48 \text{ [mm]}$$

Considerando que $y_{permisible}$:

$$y_{permisible} = \frac{600 \text{ [mm]}}{800}$$

$$y_{\text{permisible}} = 0,75 \text{ [mm]}$$

$$y_{\text{máx}} = 0,48 \text{ [mm]} < y_{\text{permisible}} = 0,75 \text{ [mm]}$$

La flecha máxima resulta 0,48 [mm] siendo menor a lo permisible, lo que cumple con los requerimientos de rigidez lateral. Por tanto, el diámetro del eje es de 1 ¾ [in] en acero estructural A36.

3.3.1.7. Selección de rodamientos

Los rodamientos están ubicados a los extremos del eje en chumaceras. Debido a que los rodamientos se encuentran bajo cargas netamente radiales, se recomienda seleccionar rodamientos rígidos de bolas; no obstante, ya que la velocidad de rotación del sistema de vibración es significativamente alta (3000 [rpm]), se ha decidido seleccionar rodamientos rígidos para una carga de 3,027 [kN].

Para la selección de rodamientos, se utilizarán dos métodos: las fórmulas de la vida y las ecuaciones para determinar si los rodamientos son susceptibles o no a las cargas estáticas a las que están sometidos.

A. Selección del tamaño de rodamiento utilizando las fórmulas de la vida

De acuerdo al fabricante de rodamientos SKF, la vida nominal de un rodamiento se determina mediante la ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3.42)$$

Donde:

- C [kN] : Capacidad de carga dinámica del rodamiento
- P [kN] : Carga dinámica equivalente del rodamiento
- p : Exponente de la ecuación de la vida con un valor de 3

Cuando la velocidad de rotación es uniforme, suele emplearse la fórmula de la vida referida al funcionamiento en horas, como describe la expresión:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10} \quad (3.43)$$

Donde:

- L_{10} [mill. rev] : Vida nominal
- n [rpm] : Velocidad de giro

Según los valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas que ofrece el fabricante SKF, la vida nominal de rodamientos de máquinas que trabajan intermitentemente está dentro del rango de 8 000 a 12 000 horas de funcionamiento.

Tomando como referencia 8 000 horas de funcionamiento, la vida nominal al 90% de fiabilidad será:

$$8\,000 = \frac{10^6}{60 \times 3000} L_{10}$$

$$L_{10} = 1440$$

Hallando la relación C/P:

$$1440 = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$\frac{C}{P} = 11.29$$

Si $P = 3,027$ [kN]:

$$C = 11,29 \times 3,037 \text{ [kN]} = 34,17 \text{ [kN]}$$

De acuerdo al diámetro del eje de 44,45 [mm] (correspondiente al eje de diámetro 1 ¾ [in]), se elige la chumacera P2BM 112 – TF que incluye el rodamiento de inserción YAR 210 – 112 – 2F, cuya capacidad de carga dinámica es de 35,1 [kN], lo cual es mayor a la capacidad de carga requerida determinada mediante la fórmula de vida.

B. Selección del tamaño de rodamiento por cargas

A continuación, se realizará la comprobación del rodamiento seleccionado por el criterio de cargas:

Carga radial mínima:

$$F_{rm} = k_r \left(\frac{v \cdot n}{1000}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{d_m}{100}\right)^2 \quad (3.44)$$

Donde:

- k_r : Factor de carga radial mínima, 0.05
- n [rpm] : Velocidad de giro
- ν [mm^2/s] : Viscosidad de funcionamiento real de lubricante, $8 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$
- d_m [mm] : Diámetro medio de rodamiento

El diámetro medio del rodamiento rígido de bolas tipo 4208 ATN9 es:

$$d_m = \frac{D - d}{2} = \frac{90 + 44,45}{2} = 67,225 \text{ [mm]}$$

Reemplazando valores:

$$F_{rm} = 0,05 \left(\frac{8 \times 3000}{1000} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{67,225}{100} \right)^2 = 188 \text{ [N]}$$

Carga dinámica equivalente

$$P = F_r$$

$$P = 3,027 \text{ [kN]}$$

Carga estática equivalente

$$P_0 = F_r$$

$$P_0 = 3,027 \text{ [kN]}$$

Factor de seguridad de carga estática requerida

$$C_0 = s_0 \times P_0 \rightarrow s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Si $C_0 = 23,2$ [kN]:

$$s_0 = \frac{23,2 \text{ [kN]}}{3,027 \text{ [kN]}} = 7,66$$

$$S_0 = 7,66 > S_{0r} = 2.5$$

Por ende, el rodamiento seleccionado cumple con los requerimientos mínimos de carga, con un factor de seguridad superior a 2.5.

3.3.2. SISTEMA DE COMPACTACIÓN

El sistema de compactación consta de un conjunto de apisonadores accionado por un cilindro hidráulico. Debido a la disposición de los apisonadores, el peso de los mismos disminuirá la fuerza requerida para compactar la mezcla en los moldes.

3.3.2.1. Cálculo de la fuerza de compactación

Según lo indicado en la norma DIN 1818152, la fuerza de compactación para realizar una compresión satisfactoria es de 1 kg/cm^2 .

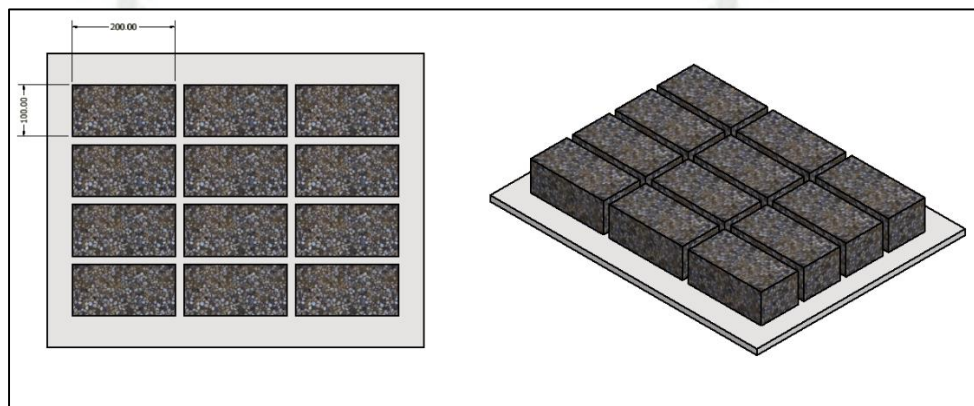


Figura 3.37 Disposición de los adoquines

Para hallar el área a compactar, definimos el área de cada adoquín:

$$100 \text{ [mm]} \times 200 \text{ [mm]} = 20\,000 \text{ [mm}^2\text{]} = 200 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Si:

$$P = \frac{F}{A} \quad (3.45)$$

Donde:

- $F \text{ [N]}$: Fuerza aplicada
- $A \text{ [m}^2\text{]}$: Área de aplicación de la fuerza

Reordenando la ecuación:

$$F = P \times A \quad (3.46)$$

Reemplazando valores:

$$F = 1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right] \times 200 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$F = 200 \text{ [kg]}$$

Esta fuerza está aplicada solo a un adoquín, sin embargo, por cada ciclo se fabrican 12 adoquines, entonces, la fuerza necesaria para compactar adecuadamente esta cantidad será:

$$F = 12 \times 200 [kg] = 2\,400 [kg]$$

Por tanto, se requiere de 2 400 [kgf] para compactar 12 adoquines con un área de 200 cm² cada uno. No obstante, este no es el valor que se utilizará para seleccionar el cilindro hidráulico, ya que el propio peso del conjunto apisonador proporcionará una fuerza adicional. Por otro lado, la fuerza necesaria para levantar el conjunto apisonador será equivalente al peso del mismo.

3.3.2.2. Simulación de esfuerzos y deformaciones

Para determinar el espesor de plancha sobre la cual actuará la fuerza de 2 400 [kgf] correspondiente al cilindro hidráulico y al peso del conjunto compactador, se realizará un análisis en el software Autodesk Inventor, considerando como puntos fijos a las placas en contacto con la mezcla en el molde. Debido a condiciones de diseño se ha determinado que la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico se distribuye sobre toda la plancha superior, como se observa en la figura.

A continuación, se describen las fuerzas implicadas en el diseño del conjunto compactador:

Fuerza del cilindro hidráulico

- Fuerza : 2 400 kg
- Peso de la plancha superior : 30 kg
- Factor de Impacto 1.5 : 3 645 kg
- Fuerza Total : 35 800 N



Figura 3.38 Asignación de parámetros de fuerza y restricciones del conjunto compactador

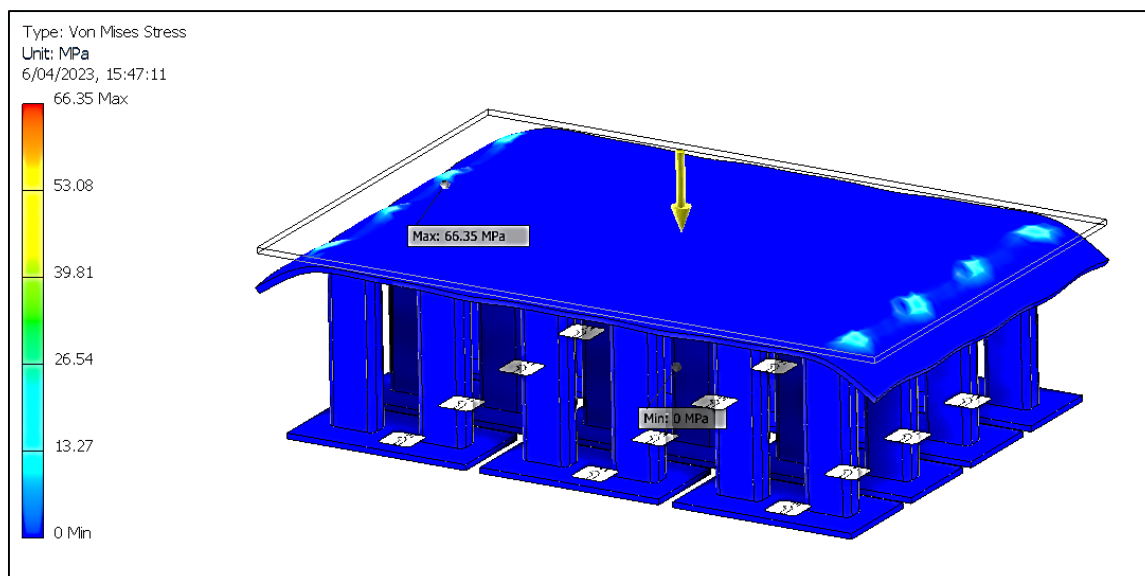


Figura 3.39 Análisis de esfuerzos Von Mises del conjunto compactador

El esfuerzo máximo en el conjunto compactador, con un espesor de plancha de 12 [mm] asciende a 66,35 [MPa].

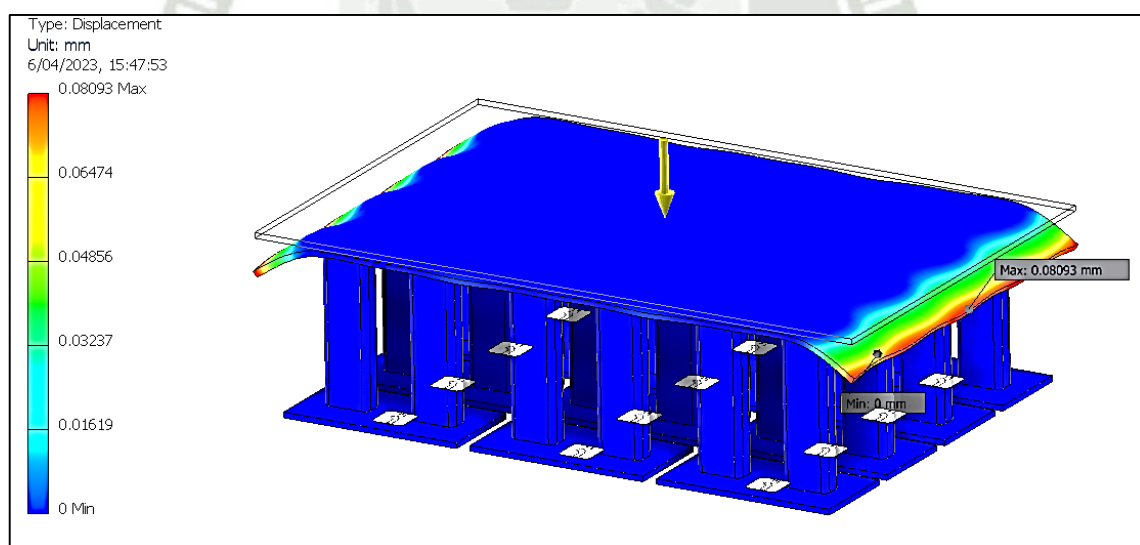


Figura 3.40 Análisis de desplazamientos del conjunto compactador

Por otro lado, el desplazamiento del conjunto compactador es de 0,08093 [mm].

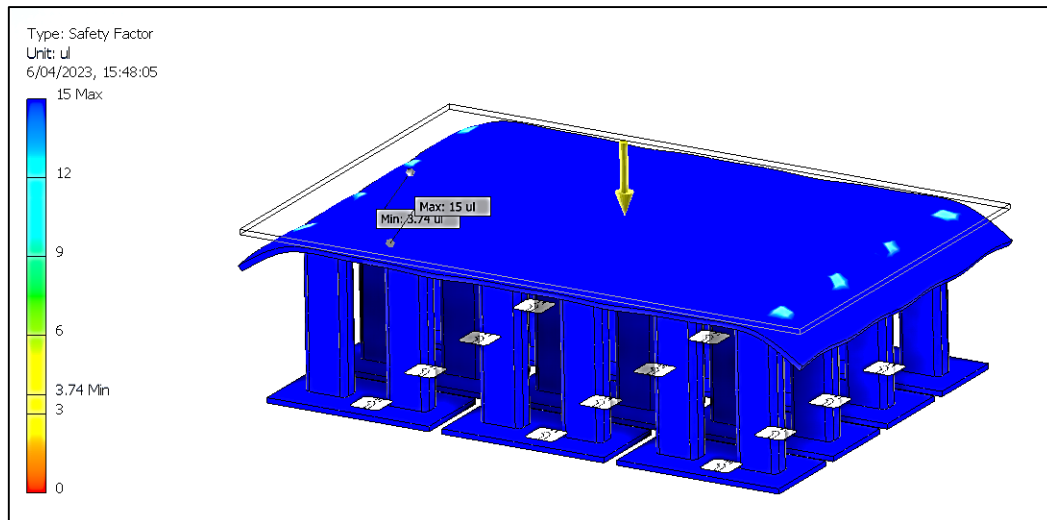


Figura 3.41 Factor de seguridad del conjunto compactador

Considerando que el límite de fluencia del acero estructural A36 es de 250 [MPa], con un esfuerzo máximo de 66,35 [MPa], el factor de seguridad del componente es de 3,74.

3.3.2.3. Determinación del espesor de las placas para las correderas

Las correderas del sistema de compactación están sometidas a cargas relacionadas con el peso del conjunto compactador y de la plancha que distribuye la fuerza del cilindro.

- Peso del conjunto apisonador : 48.7 [kg]
- Peso de la plancha : 30 [kg]
- Peso total : 78.7 [kg]
- Factor de impacto 1.25 : 98.4 [kg] = 970 [N]

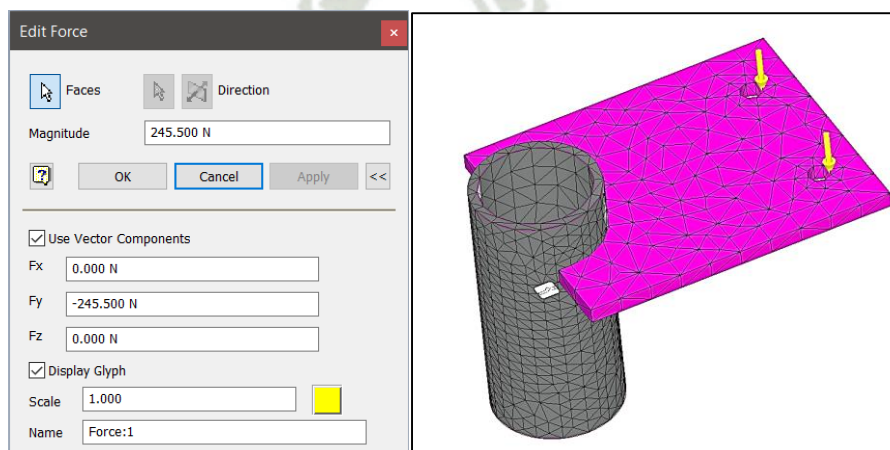


Figura 3.42 Asignación de parámetros de fuerza y restricciones de la corredera superior

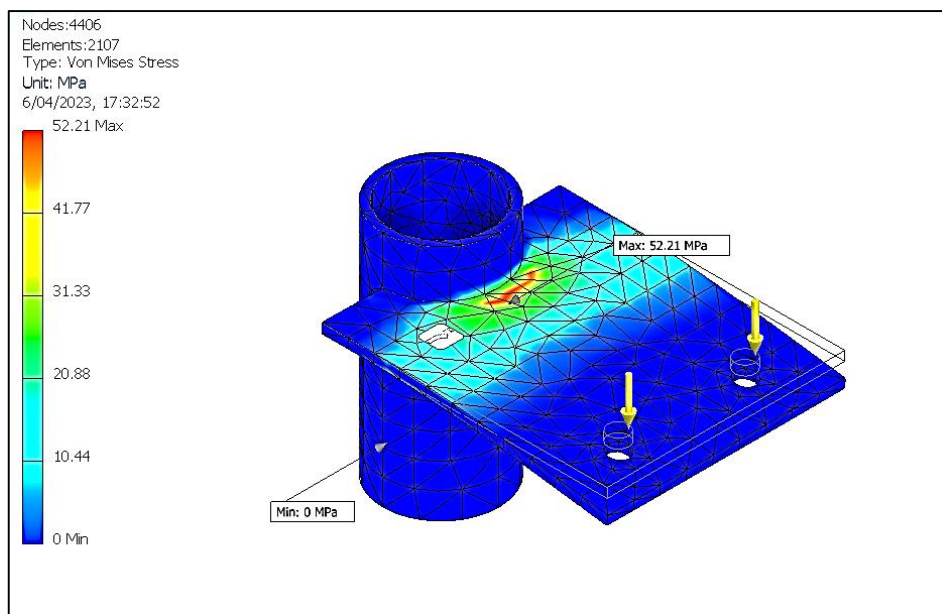


Figura 3.43 Análisis de esfuerzos Von Mises de la corredera superior

El esfuerzo máximo en las correderas superiores, con un espesor de plancha de 6 [mm] asciende a 52,21 [MPa].

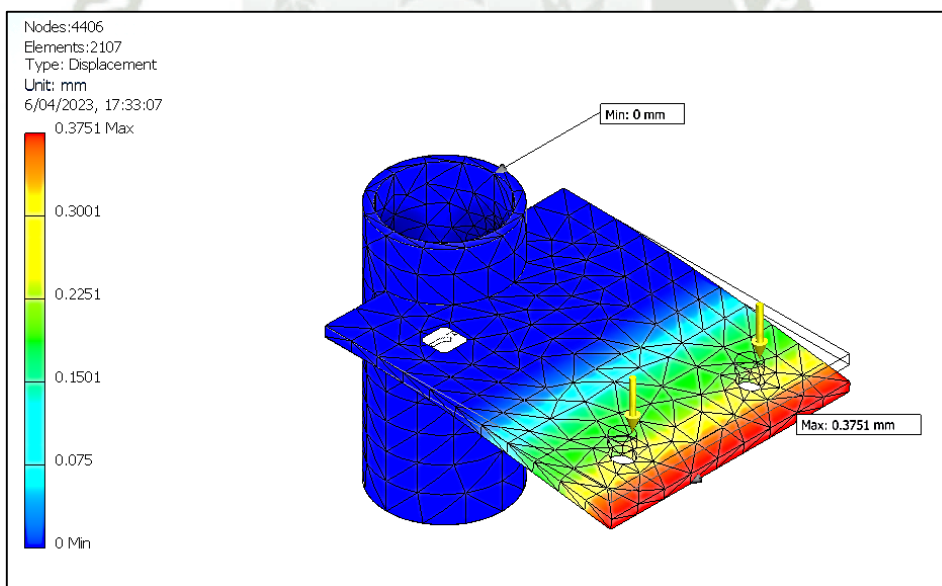


Figura 3.44 Análisis de desplazamientos de la corredera superior

Por otro lado, el desplazamiento de la corredera superior es de 0,38 [mm].

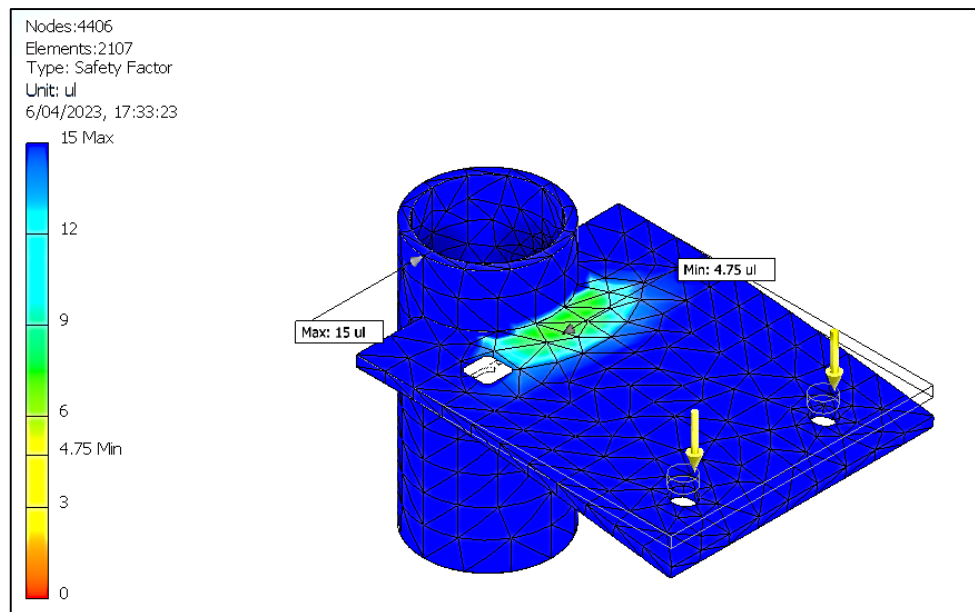


Figura 3.45 Factor de seguridad de la corredera superior

Considerando que el límite de fluencia del acero estructural A36 es de 250 [MPa], con un esfuerzo máximo de 52,21 [MPa], el factor de seguridad del componente es de 4,75.

3.3.3. SISTEMA DE DESMOLDEO Y DESCARGA DE BLOQUES

3.3.3.1. Cálculo de la fuerza de desmolde

Para colocar el molde en su posición inicial, se requiere vencer esencialmente dos fuerzas, el peso del molde y la fuerza de rozamiento del material sobre las paredes del molde.

Teniendo en cuenta que el molde pesa aproximadamente 70 kg, la fuerza de rozamiento se calcula mediante la ecuación de la presión del material debido a su peso:

$$E_a = K_a \frac{wh^2}{2} \quad (3.47)$$

Donde:

- K_a : Coeficiente de la presión activa lateral
- k [cm] : Altura del molde
- w [kg/m^3] : Peso específico del hormigón

Se considera que el coeficiente de la presión activa lateral es 0,2177.

Sustituyendo valores:

$$E_a = 0,2177 \times \frac{1\,400 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 0,12^2 [m^2]}{2}$$

$$E_a = 4,39 \times \left[\frac{kg}{m} \right]$$

La componente horizontal será:

$$E_{aH} = 4,39 \times \left[\frac{kg}{m} \right] \times \cos 20^\circ$$

$$E_{aH} = 4,13 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

La presión lateral debido a sobrecargas se define como:

$$E'_a = 0,2177 \times \frac{1 \left[\frac{kg}{cm^2} \right] \times 12 [cm]}{2}$$

$$E'_a = 1,31 \left[\frac{kg}{cm} \right]$$

$$E'_{aH} = 1,31 \times \left[\frac{kg}{cm} \right] \times \cos 20^\circ$$

$$E'_{aH} = 1,23 \left[\frac{kg}{cm} \right] = 123 \left[\frac{kg}{m} \right]$$

Por ende, la fuerza normal ejercida por la presión activa de la mezcla a las paredes del molde se obtiene mediante el producto del perímetro del bloque sobre el cuál actúa:

$$F_N = \left(4,13 \left[\frac{kg}{m} \right] + 123 \left[\frac{kg}{m} \right] \right) \times 7,2 [m]$$

$$F_N = 915,3 [kg]$$

Considerando que el coeficiente de rozamiento entre la mezcla y las paredes del molde es 0,4:

$$F_r = \mu \times F_N = 0,4 \times 915,3 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_r = 3 590 [N]$$

Considerando el peso del molde, la fuerza necesaria para el desmoldeo será:

$$F_T = 3 590 [N] + 70 [kg] \times 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_T = 4 280 [N]$$

3.3.3.2. Simulación de esfuerzos y deformaciones

- Fuerza del cilindro hidráulico : 3 000 [N]
- Peso del molde : 50 [kg]
- Factor de impacto 1.25 : 4 400 [N]

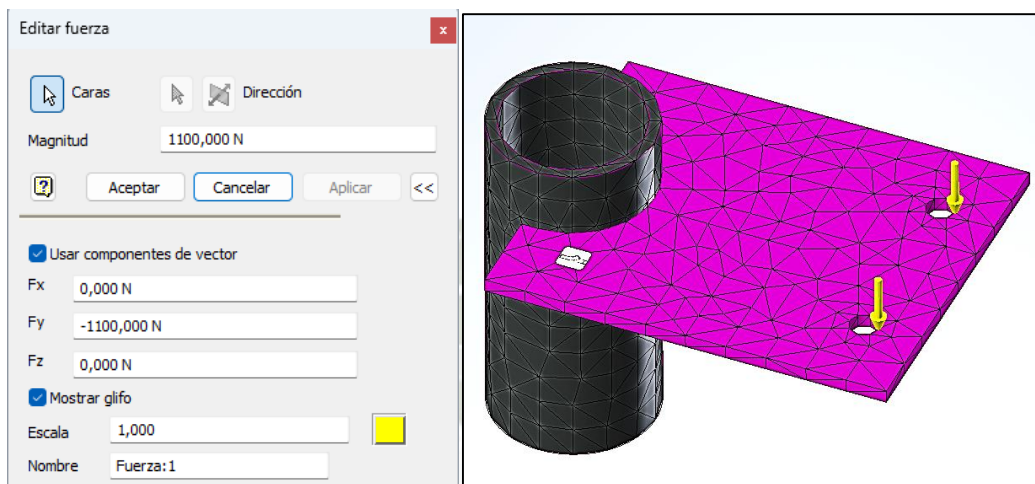


Figura 3.46 Asignación de parámetros de fuerza y restricciones de la corredera inferior

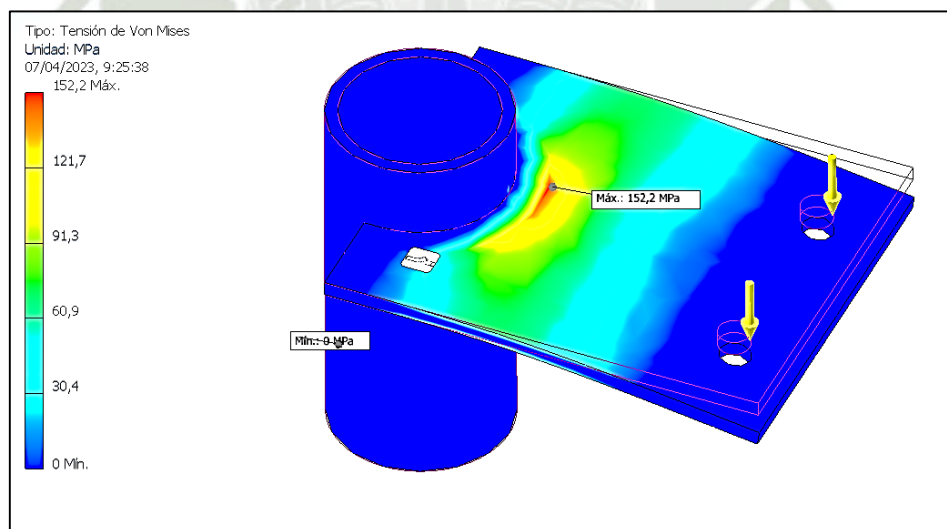


Figura 3.47 Análisis de esfuerzos Von Mises de la corredera inferior

El esfuerzo máximo en las correderas inferiores, con un espesor de plancha de 6 [mm] asciende a 152,2 [MPa].

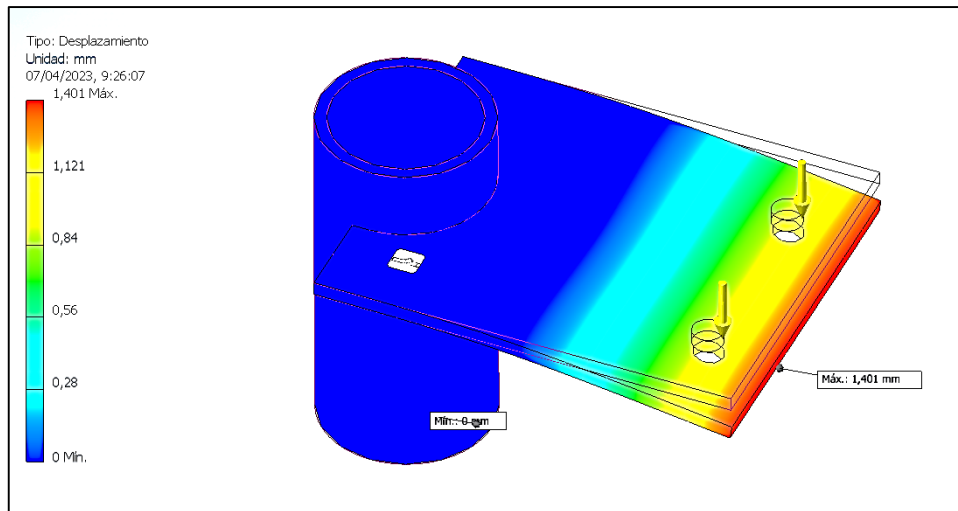


Figura 3.48 Análisis de desplazamiento de la corredera inferior

Por otro lado, el desplazamiento de la corredera superior es de 1,42 [mm].

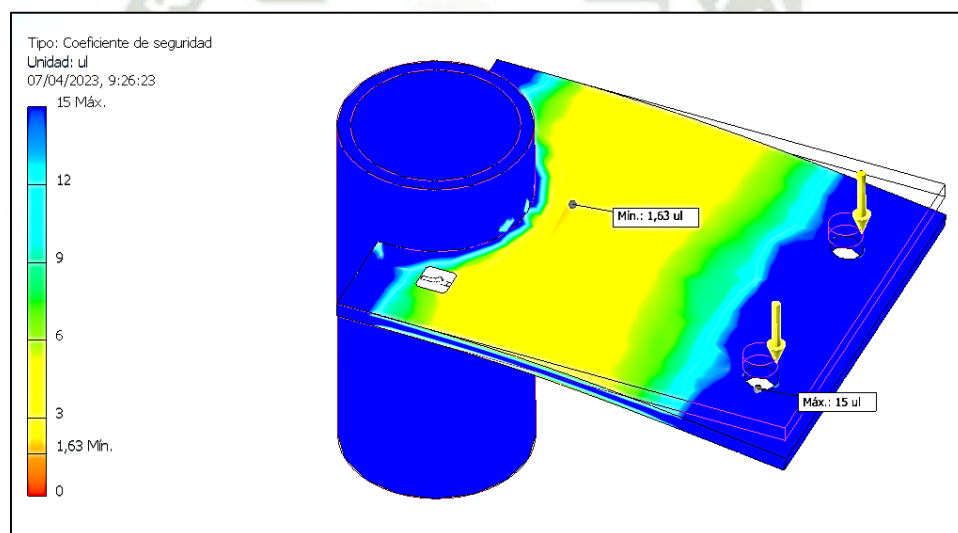


Figura 3.49 Factor de seguridad de la corredera inferior

Considerando que el límite de fluencia del acero estructural A36 es de 250 [MPa], con un esfuerzo máximo de 152,2 [MPa], el factor de seguridad del componente es de 1,63.

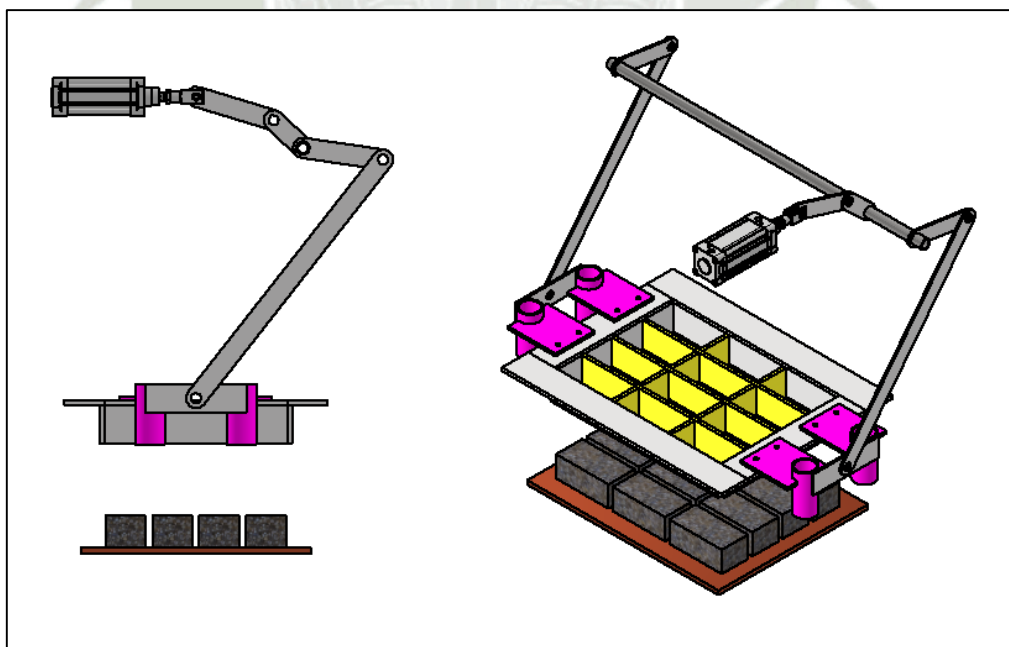
En cuanto a las correderas del sistema de desmoldeo, se puede observar que una plancha de 6 [mm] puede soportar los esfuerzos derivados de la carga del molde y del proceso de desmoldeo.

A. Mecanismo del movimiento del molde

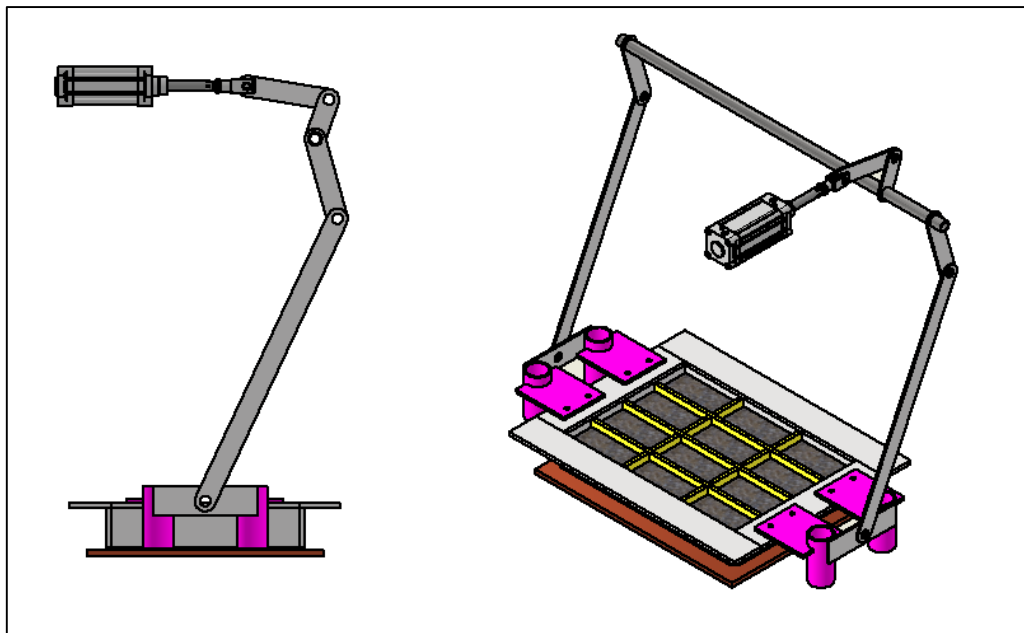
El movimiento del molde será efectuado por un cilindro hidráulico conectado a dos eslabones que mueven un eje, el cual, a su vez está unido a un par de eslabones que permitirán el movimiento vertical de la corredera, y en consecuencia del molde. Cabe destacar, que para efectuar el movimiento radial se está considerando dos eslabones soldados al eje; de modo que cuando el cilindro esté retraído, el molde esté suspendido (Ver figura 21.a); y por el contrario cuando el cilindro este extendido el molde esté apoyado sobre el tablón de madera (Ver figura 3.45).

La selección del cilindro hidráulico dependerá de la fuerza necesaria para elevar el molde, así como del espacio disponible para determinar la carrera del cilindro. El mecanismo empleado está diseñado para convertir el movimiento horizontal del cilindro (ubicado sobre la estructura del módulo 1) en desplazamiento vertical.

Hacer análisis cinemático de la posición y velocidad de mecanismos es importante porque permite comprender cómo se mueven y funcionan los sistemas mecánicos. Esto es especialmente útil para diseñar y optimizar máquinas que necesitan un movimiento específico para realizar su función.



(a) Posición del molde cuando el avance del cilindro es 0



(b) Posición del molde cuando el avance del cilindro es 100 [mm]

Figura 3.50 Posición del cilindro (a) Retraído y (b) Extendido

Para el análisis cinemático del mecanismo se ha considerado que la distancia recorrida (en el eje Y) por el molde tiene que estar entre los 200 a 380 [mm]. Inicialmente se evaluará el movimiento del cilindro y los eslabones que lo unen al eje, así como aquellos que permiten el movimiento de las correderas sobre las guías, fin de determinar su velocidad, posición final y recorrido.

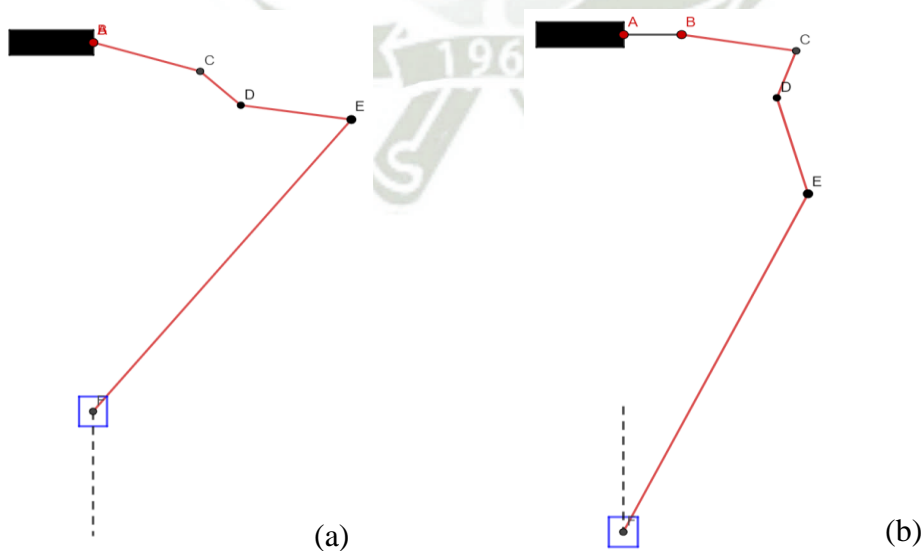


Figura 3.51 Movimiento del cilindro hidráulico (a) Retraído y (b) Extendido

Los elementos que constituyen el mecanismo son:

- A – B corresponde a la longitud del vástago fuera del cilindro
- B – C y C – D son eslabones que le dan movimiento radial al eje, representado por el punto D
- D es la representación del eje, soldado a los eslabones C – D y D – E.
- D – E y E – F son eslabones que permiten el movimiento de la corredera en el eje vertical Y (Punto F)

En la figura se puede apreciar en las líneas punteadas la trayectoria de los elementos del mecanismo.

Empleando el programa GeoGebra es posible modificar las dimensiones de los eslabones, de modo que puede seleccionarse la longitud más adecuada a una situación dada. Para ello debe considerarse lo siguiente:

- El vástago debe recorrer una distancia de 100 [mm] en el plano horizontal
- La corredera F debe trasladarse en el eje vertical, permitiendo el desmoldeo de los adoquines.

A continuación, se presentan los valores tabulados cuando el vástago del cilindro está retraído y cuando está extendido completamente (se está considerando como el eje de coordenadas al punto A):

Tabla 3.17 Coordenadas cartesianas de la posición inicial y final de los eslabones

Nº	Eslabón	X_i [mm]	Y_i [mm]	X_f [mm]	Y_f [mm]
1	A – B	0	0	100	0
2	B – C	191,34	-58,21	297,34	-32,48
3	C – D	264,11	-126,8	264,11	-126,8
4	D – E	462,01	155,69	317,86	-319,44
5	E – F	-0,49	746,11	-0,49	-998,52

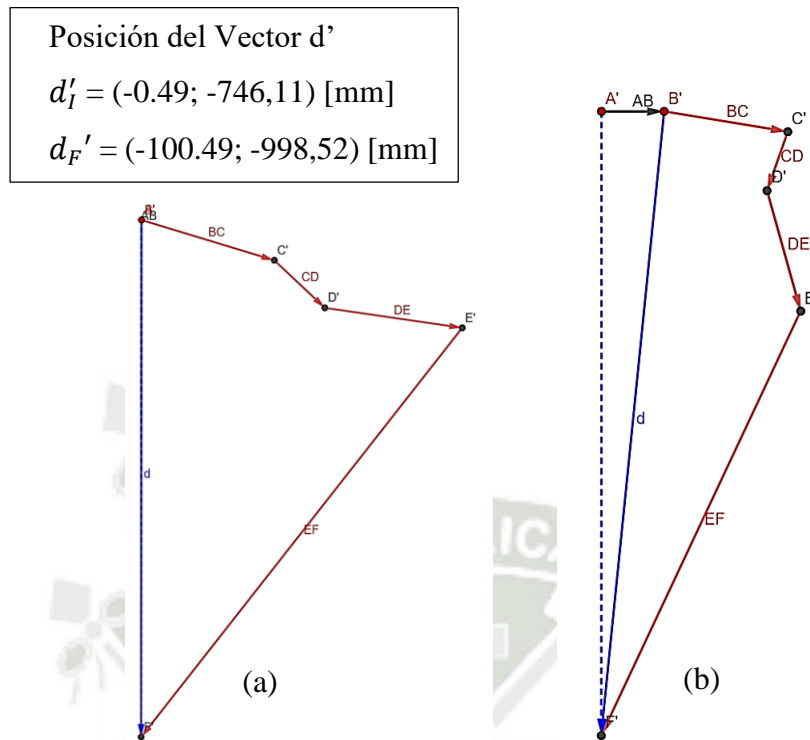


Figura 3.52 Desplazamiento del mecanismo tijera (a) Retraído y (b) Extendido

Con respecto al desplazamiento en el eje Y, haciendo las operaciones necesarias se determina que su magnitud es de 252,41 [mm].

$$d = y(d_{F'}) - y(d'_I) = 252,41 \text{ [mm]}$$

El recorrido se encuentra dentro de los límites establecidos.

B. Diseño de eslabones

El sistema se analizará considerando la extensión máxima del cilindro hidráulico:

La sección transversal que soporta del eslabón a un ángulo de 16,92° negativos con respecto a la horizontal, es de 12 [mm] x 25 [mm].

La carga estática que soportará el eslabón será de:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} = \frac{4\,280 \text{ [N]} \times \cos 73,08^\circ}{2 \times 4,5 \text{ [mm]} \times 12 \text{ [mm]}}$$

$$\sigma_x = 11,5 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} = \frac{4\,280 \text{ [N]} \times \sin 73,08^\circ}{2 \times 4,5 \text{ [mm]} \times 12 \text{ [mm]}}$$

$$\tau_{xy} = 37,9 \text{ [MPa]}$$

Considerando la ecuación de Mohr

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 44,12 \text{ [MPa]}$$

Para acero estructural A36 se tienen las siguientes propiedades:

$$S_y = 250 \text{ [MPa]}$$

$$S_u = 400 \text{ [MPa]}$$

Como:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{n}$$

Dónde: n es el factor de seguridad

$$n = \frac{250 \text{ [MPa]}}{44,12 \text{ [MPa]}} = 5,7$$

Teniendo en cuenta la carga dinámica

$$K_a = 0,85$$

$$K_b = 1$$

$$K_c = 0,897$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 0,716$$

El esfuerzo máximo a la fatiga permisible es:

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times 0,5 \times 400 \text{ [MPa]}$$

$$S_e = 109,18 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_a = 44,12 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_m = 44,12 \text{ [MPa]}$$

El factor de seguridad a la fatiga será:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{44,12}{109,18} + \frac{44,12}{250}$$

$$n = 1,72$$

3.3.4. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

La estructura ha sido diseñada para poder soportar las cargas correspondientes al sistema de vibración, sistema de compactación y el sistema de desmoldeo. El material de la estructura es acero estructural A36 conformado en tubos cuadrados de 2 [in] de lado y un espesor de 3/16 [in]. A continuación, se describirán las cargas que deberá soportar la estructura del módulo.

a) Peso del sistema compactador

Peso de la plancha	: 30 kg
Peso de los apisonadores	: 48.7 kg
Peso total	: 78.7 kg
Factor de impacto 1.25	: 98,4 kg = 970 N

b) Peso del sistema de desmoldeo

Peso del molde	: 50 kg
Factor de impacto 1.25	: 62,5 kg = 613 N

c) Peso del sistema de vibración

Peso del soporte de tablas	: 72 kg
Peso del molde	: 50 kg
Peso del tablón	: 3,11 kg
Peso de los bloques	: 42,4 kg
Fuerza el cilindro superior	: 2400 kg
Peso total	: 2570 kg
Factor de impacto 1.25	: 3 212,5 kg= 31 500 N
Peso del sistema de vibración (ejes y levas)	: 20 kg
Peso del motor eléctrico	: 18 kg

d) Peso de los cilindros hidráulicos

Cilindro de compactación : 8,1 kg

Cilindro de desmoldeo : 2 kg

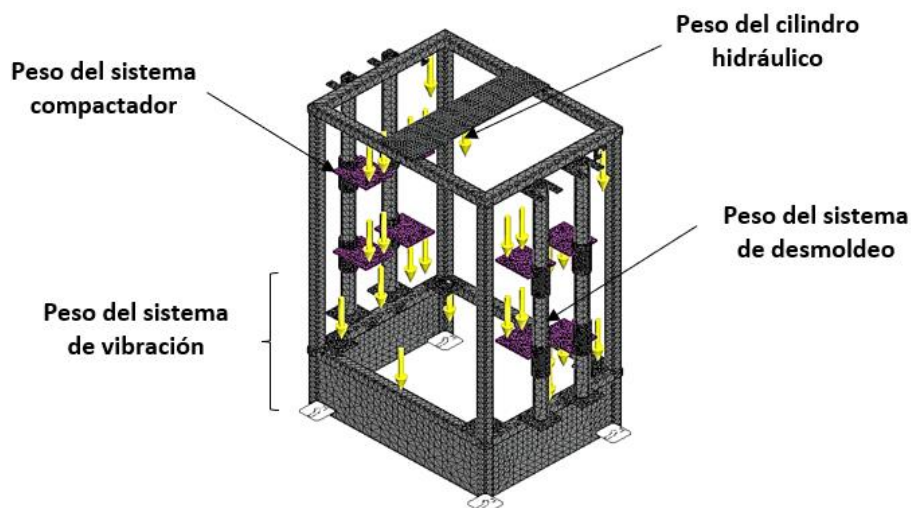


Figura 3.53 Restricción de estructura del módulo 2 y asignación de cargas

Los puntos de restricción se consideran en las placas base del módulo 2.

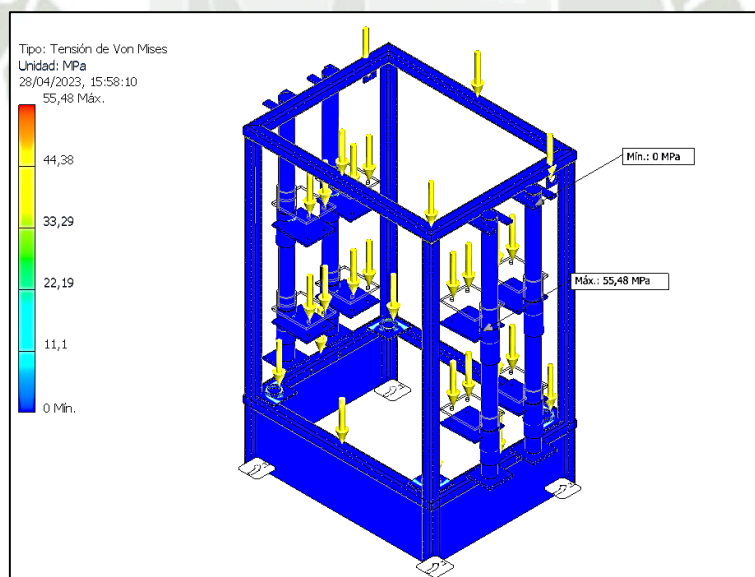


Figura 3.54 Análisis de esfuerzos de la estructura del módulo 2

El máximo esfuerzo de la estructura es de 55.48 [MPa], encontrándose por debajo de lo permitido que es 250 [MPa] por el acero A-36

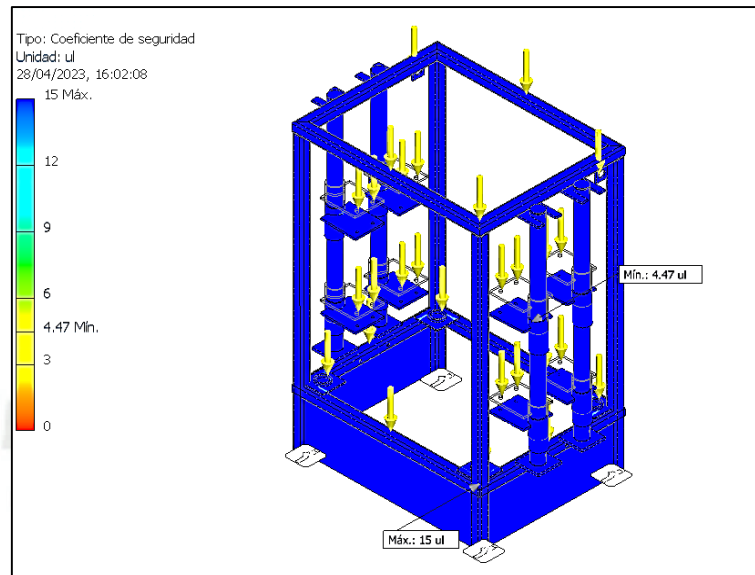


Figura 3.55 Factor de seguridad de la estructura del módulo 2

Considerando que el máximo esfuerzo fue 55.48 [MPa], la estructura tiene un factor de seguridad de 4.47.

Los resultados del análisis de elementos finitos de la estructura del módulo 2 sostienen que la estructura se mantiene estable frente a las cargas de los diferentes sistemas, con un factor de seguridad superior a 2.

3.4. SISTEMA HIDRÁULICO

El diseño del sistema hidráulico debe ser tal que cumpla con los requerimientos funcionales para el funcionamiento integral de la máquina vibrocompactadora semiautomática.

3.4.1. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO

En la siguiente tabla se describen los principales componentes que formarán parte del sistema hidráulico de la máquina de bloques semi automática.

- Electroválvula 4/3
- Tanque de almacenamiento
- Filtro
- Bomba hidráulica de engranajes
- Motor Eléctrico
- Válvula de Alivio
- Válvula Check

- Cilindro del sistema de compactación
- Cilindro del sistema de alimentación de mezcla
- Cilindro del sistema de desmoldeo

3.4.2. SELECCIÓN DE ACTUADORES

Los actuadores serán dimensionados de acuerdo a la fuerza necesaria para vencer las fuerzas de inercia del carro distribuidor, sistema de alimentación de tablonas, sistema de compactación y desmoldeo.

Tabla 3.18 Fuerza necesaria para cada sistema

N°	Sistema	Fuerza [N]	Fuerza [kgf]
1	Distribuidor de mezcla	1 177	120
2	Compactación de mezcla	23 544	2 400
3	Desmoldeo de adoquines	4 280	436

Se elegirán cilindros de doble efecto con una presión de trabajo de 100 bares.

3.4.2.1. Diámetro requerido en los cilindros

Considerando que el porcentaje de pérdida para el sistema de compactación es del 10%, la presión será:

$$P = 100 [\text{bar}] \times 0.9 = 90 [\text{bar}]$$

$$P = 91,8 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

Por ende, el área del cilindro será:

$$A = \frac{F}{P} = \frac{2\,400 [\text{kgf}]}{91,08 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]}$$

$$A = 26,14 [\text{cm}^2]$$

El diámetro del cilindro será:

$$D^2 = \frac{4}{\pi} \times 26,14 [\text{cm}^2]$$

$$D = 5,77 [cm] = 57,7 [mm]$$

Se repite el procedimiento para el resto de actuadores:

Tabla 3.19 Diámetros requeridos

N°	Sistema	Fuerza [kgf]	Área [cm ²]	Diámetro [cm]
1	Distribuidor de mezcla	120	1,31	1,29
2	Compactación de mezcla	1 200	26,14	5,77
3	Desmoldeo de adoquines	436	4,75	2,46

3.4.2.2. Caudal necesario por ciclos de trabajo

Las características de cada actuador permitirán determinar el caudal necesario para seleccionar adecuadamente la bomba:

$$Q = \frac{x}{t} \times A_s \quad (3.48)$$

Donde:

- $Q [cm^3/s]$: Caudal
- $x [cm]$: Carrera
- $t_s [s]$: Tiempo de salida
- $A_s [cm^2]$: Área de trabajo para el vástago accionado

El tiempo para ejecutar cada tarea en los sistemas se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 3.20 Tiempos de salida de los cilindros hidráulicos

N°	Cilindro	Tiempo de Extensión [s]	Área del pistón [cm ²]	Carrera [mm]
1	∅32 × 100	3,5	8,04	100
2	∅60 × 300	3,5	28,27	300
3	∅32 × 100	3,5	8,04	100

El área del pistón se halla mediante la siguiente fórmula:

$$A_s = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (3.49)$$

Para el proceso de compactación se tiene:

Extensión del vástago:

$$Q_e = \frac{30 \text{ [cm]}}{3,5 \text{ [s]}} \times 28,27 \text{ [cm}^2\text{]} = 221,31 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right]$$

$$Q_e = 221,31 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right] \times \frac{0,06 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]}{1 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right]} = 13,28 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$$

Con el mismo tiempo de retorno, el caudal necesario es:

$$Q_r = \frac{30 \text{ [cm]}}{3,5 \text{ [s]}} \times \frac{\pi}{4} \times (3,2^2 - 2,0^2) = 166,04 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right]$$

$$Q_e = 166,04 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right] \times \frac{0,06 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]}{1 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{s}} \right]} = 9,96 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$$

Tabla 3.21 Caudal requerido por los actuadores

N°	Cilindro	Área del	Área	Caudal	Caudal
		Pistón[cm ²]	Anular[cm ²]	Extensión[l/min]	Retracción[l/min]
1	Ø32 × 100	8,04	4,9	1,38	0,84
2	Ø60 × 300	28,27	21,21	13,28	9,96
3	Ø32 × 100	8,04	4,9	1,38	0,84

3.4.3. SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

La bomba es la parte principal del sistema hidráulico, ya que es la encargada de brindar potencia al fluido de trabajo a las velocidades de operación de los cilindros para que puedan desplazarse en un ciclo de trabajo.

El cilindro del sistema de compactación es el que requiere mayor caudal efectivo, por ello, se empleará este dato para determinar el caudal teórico de la bomba, como se expresa en la ecuación:

$$Q_T = \frac{Q_E}{\eta_v} \quad (3.50)$$

Donde:

- $Q_T [cm^3/s]$: Caudal teórico
- $Q_E [cm^3/s]$: Caudal efectivo
- η_v : Eficiencia volumétrica

$$Q_E = 9,96 \left[\frac{l}{min} \right] \times \frac{1\,000 [cm^3]}{1 [l]} = 9\,960 \left[\frac{cm^3}{min} \right]$$

El caudal teórico será:

$$Q_T = \frac{9\,960 \left[\frac{cm^3}{min} \right]}{0,95} = 10\,484 \left[\frac{cm^3}{min} \right]$$

Considerando un motor de 4 polos, con una velocidad de 1740 rpm acoplada a la bomba, la cilindrada se determina mediante la ecuación:

$$C = \frac{Q_T}{N} \quad (3.51)$$

Donde:

- $Q_T [cm^3/s]$: Caudal teórico
- $N [rpm]$: Revoluciones por minuto

$$C = \frac{10\,484 \left[\frac{cm^3}{min} \right]}{1\,750 [rpm]} = 6,0 \left[\frac{cm^3}{rev} \right]$$

Con una presión de trabajo de 100 bar junto a las pérdidas por accesorios, se adiciona 50%, resultando en una presión de 150 bar y una cilindrada de $6,0 \left[\frac{cm^3}{rev} \right]$.

Debido a las características de las bombas oleo hidráulicas, se ha decidido seleccionar una bomba de engranajes exteriores compensado, con una eficiencia total que oscila entre el 80% al 90%. El catálogo BOSCH proporciona las siguientes características de las bombas para diferentes cilindradas y presiones máximas de operación:

Size F

Displacement	cm ³ /rev	4	5.5	8	11	14	16	19	22.5	22.5 ¹⁾	
Inlet pressure		min. 0.7 max. 3 (absolute)									
max. continuous pressure p ₁	bar	250							210	180	210
max. intermittent pressure p ₂		280							230	210	230
max. peak pressure p ₃		300							250	230	250
min. rotational speed at bar	≤ 100	600	500	500	500	500	500	500	500	500	
	100 ... 180	1200	1200	1000	1000	800	800	800	800	800	
	180 ... p ₂	1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000	1000	
max. rotational speed at	p ₁	3500			3000	2500	2000	2000	2000	2000	
	p ₂	4000			3500	3000	3000	3000	2500	3000	

¹⁾ with extended bearings

Figura 3.56 Selección de la bomba de engranajes de tamaño F del fabricante BOSCH

Nota: Catálogo BOSCH

El tamaño F es empleado para aplicaciones de caudal en el rango de 4 – 22,5 $\left[\frac{cm^3}{rev}\right]$

A. Calculando el caudal real:

Q = f (n, V) incl. η_v

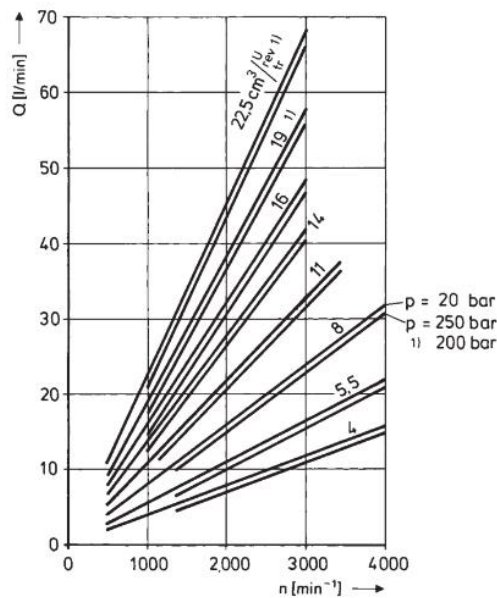


Figura 3.57 Diagrama para determinar el caudal real para bomba de engranaje tamaño F

Nota: Catálogo BOSCH

Caudal Teórico:

$$Q_T = C \times N$$

$$Q_T = 8 \left[\frac{cm^3}{rev}\right] \times 1740 [rpm]$$

$$Q_T = 13\,920 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \right] = 13,9 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$$

Caudal Real:

$$Q_R = 12,5 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$$

3.4.4. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DEL MOTOR

A. Torque Teórico

$$M = \frac{1,59 \times P \times C}{100} \quad (3.52)$$

Donde:

- P [bar] : Presión del sistema
- C [cm³/rev] : Cilindrada

$$M = \frac{1,59 \times 150 \text{ [bar]} \times 8 \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right]}{100}$$

$$M = 19,08 \text{ [N.m]}$$

B. Potencia Teórica

$$W = \frac{P \times Q}{600} \quad (3.53)$$

Donde:

- P [bar] : Presión del sistema
- Q [l/min]: Cilindrada

$$W = \frac{P \times Q}{600}$$

$$W = \frac{150 \text{ [bar]} \times 13,9 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]}{600}$$

$$W = 3,475 \text{ [kW]}$$

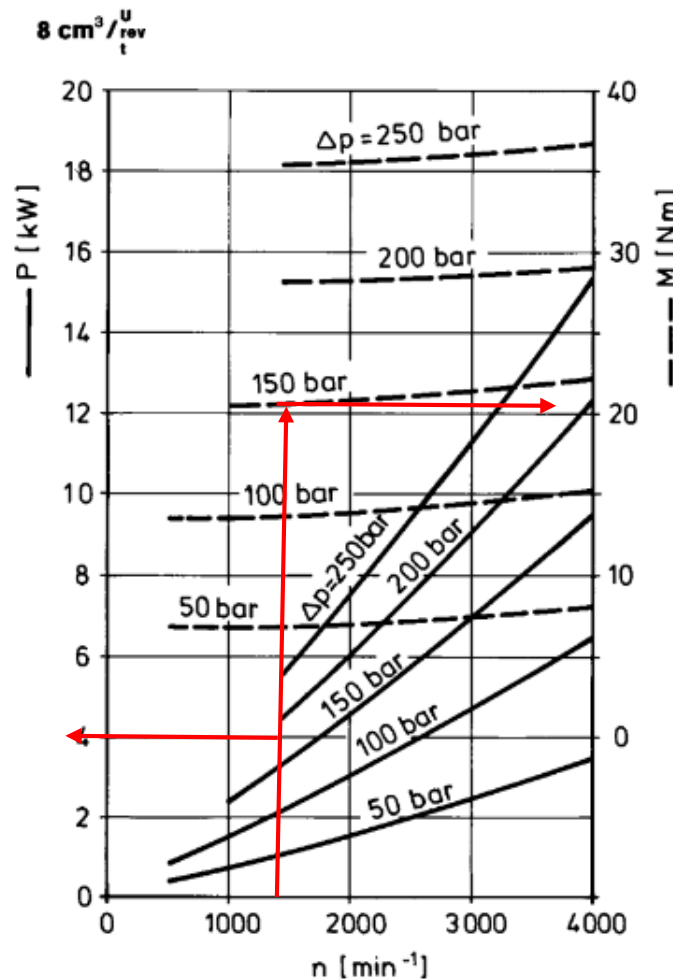


Figura 3.58 Determinación de la potencia y torque teórico

Nota: Catálogo BOSCH

De acuerdo a la gráfica, la potencia y el torque será:

$$M = 20,5 [N.m]$$

$$W = 4 [kW]$$

3.4.5. SELECCIÓN DE MANGUERA HIDRÁULICA

En la selección de la manguera hidráulica se considera el caudal y los requerimientos de velocidad a fin de determinar el diámetro interno. El catálogo general de referencia emplea la *figura 3.54* que relaciona ambos parámetros:

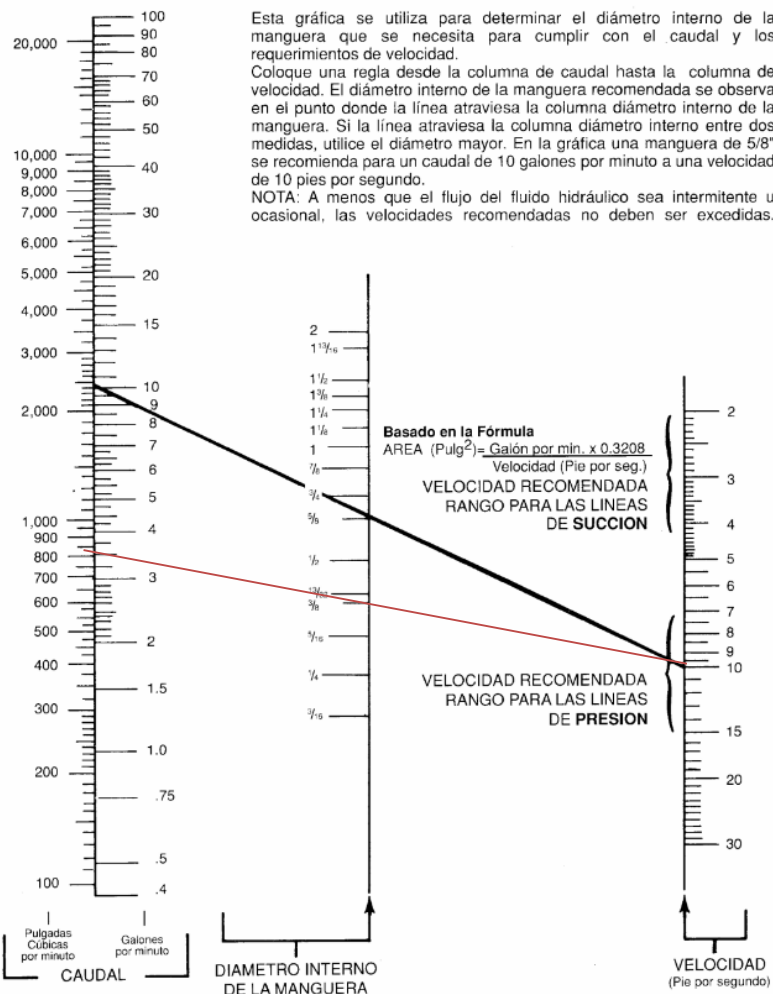


Figura 3.59 Selección del diámetro interno de la manguera

Nota: Catálogo general Soc. Covarrubias e Hijo LTDA

En apartados anteriores se determinó que el caudal teórico de la bomba es de 13,9 [l/min] (3.67 [gal/min]), mientras que la velocidad en las mangueras es de 10 [pies/s]. Por tanto, se calcula que el diámetro interno de la manguera debe ser de 3/8 [in] o 9.2 [mm], la cual tiene una presión de trabajo igual a 150 [bar], según lo especificado en el catálogo de la Manguera Hidráulica DIN 1SN - Medida 6.

3.4.6. SELECCIÓN DEL MOTOR

Considerando un factor de servicio de 1,25, la potencia de diseño será:

$$P_{Diseño} = 4 [kW] \times 1,25 = 5 [kW]$$

- Velocidad de rotación : 1 750 [rpm]
- Potencia requerida : 5 [kW]

De acuerdo al catálogo WEG, el motor que cumple con las especificaciones es de 5,5 kW de 4 polos.

Norma	: IEC
Frecuencia	: 60 [Hz]
Voltaje nominal	: 380 [V]
Polos	: 4
Potencia	: 5.50 [kW]
Peso	: 33,5 [kg]
Factor de servicio	: 1.25
Rotación nominal	: 1770 rpm
Corriente nominal	: 19.2/11.1/9.60 A
Torque nominal	: 15 [Nm]

3.4.7. SELECCIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA

Debido a que la velocidad del motor es mayor a la requerida será necesario utilizar un variador de frecuencia, el cual se selecciona en función de la potencia máxima del motor, así como al amperaje y demás parámetros eléctricos:

Se ha seleccionado el variador de frecuencia de la serie NCF5 con código 5,5/TS4 – B

Potencia Instalada	: 8,6 kVA
Corriente nominal de entrada	: 13,1 A
Corriente nominal de salida	: 13 A
Potencia de motor máxima aplicable	: 5,5 kW

CAPÍTULO IV.

4. ANÁLISIS ECONÓMICO

Para realizar la evaluación económica del proyecto, se desarrollará un presupuesto de la máquina donde se incluirá materiales, equipos mecánicos, mano de obra, entre otros puntos a considerar. Cabe recalcar, que algunos materiales se utilizan en pocas cantidades, por lo cual, se considerará costos unitarios según el valor del mercado del material,

4.1 PRESUPUESTO DE LA MÁQUINA

El presupuesto de la máquina tendrá la contemplación habiendo realizado el metrado de los dos sistemas que son el sistema de alimentación y el sistema de vibrocompresión, para evitar desperdicios de utilización de material de acero y de tiempo en lo referido a mano de obra.

Tanto el sistema de alimentación como el sistema de vibrocompresión incluyen costos de material de acero para la parte estructural, de soporte y para mecanismos de movimiento, existen otros materiales como el bronce, pero en pequeñas cantidades, también incluye costos de equipos de potencia hidráulica y eléctrica (motores, accionadores y bombas) para el accionamiento de los mecanismos en los diferentes sistemas de movimiento y/o vibraciones existentes en la máquina. Además del costo de los materiales en los dos sistemas, se considerará

costos de mano de obra (maquinado, soldeo, corte, esmerilado), así como los equipos que se necesitarán para dichas tareas de ensamble en la construcción de la máquina, por otra parte, existen costos adicionales tales como transporte de materiales y almacén de los mismos. También se va a considerar con costos indirectos, como algunos gastos generales, supervisión, entre otros.

En la máquina vibrocompactadora, existen algunas piezas de acero ya sean planchas, perfiles o tubos que son utilizados en grandes cantidades en la máquina (Clasificación A), por lo que para éstos se está considerando una distribución en formatos comerciales que existen en el mercado nacional.

Tabla 4.1. Costos de Materiales Clasificación A

MATERIALES – CLASIFICACIÓN A				
Descripción	Material	Proveedor	Cantidad	Costo (US\$)
PL6X1200X2400MM	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	1	190.77
PL9X1200X2400MM	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	1	286.16
PL12X1200X2400MM	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	1	381.54
PL3MMX1500X3000MM	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	1	149.04
L2"X2"X1/4" X 6 MTS	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	1	38.96
L2"X2"X1/8" X 6 MTS	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	1	20.87
TUB. CUADRADO 1-1/4"X1-1/4"X1/8" X 6 MTS	ASTM A500	YOHERSA S.A.C.	1	16.9
L1-1/2"X1-1/2"X3/16" X 6 MTS	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	2	39.8
L2"X2"X3/16" X 6 MTS	ASTM A36	YOHERSA S.A.C.	1	28.84
TUBO CUADRADO LAC 2"X2"X3/16" X 6 MTS	ASTM A500	YOHERSA S.A.C.	5	285.6
TUBO RECTANGULAR LAC 2"X1" X 6 MTS	ASTM A500	1961 FIORELLA REPRESENTACIONES S.A.C	1	18.87
TUB. CUADRADO LAC 1-1/4"X1-1/4"X1.2mm X 6 MTS	ASTM A500	YOHERSA S.A.C.	1	8.45
TUBO NEGRO REDONDO Ø2 1/2" SCH40 - LONG: 150MM	ASTM A53 GR. B	FIORELLA REPRESENTACIONES S.A.C	1	3.41
TUBO NEGRO REDONDO Ø1" SCH40 - LONG: 2150MM	ASTM A53 GR. B	FIORELLA REPRESENTACIONES S.A.C	1	8.30
TUBO NEGRO REDONDO Ø2" SCH80 - LONG: 1155MM	ASTM A53 GR. B	FIORELLA REPRESENTACIONES S.A.C	1	12.90
TUBO NEGRO REDONDO Ø3/4" SCH40 - LONG: 450MM	ASTM A53 GR. B	FIORELLA REPRESENTACIONES S.A.C	1	2.16
			TOTAL	1492.57

Sin embargo, existen otros materiales de acero que son utilizados en pequeñas cantidades y son de diferentes tipos (Clasificación B), por lo que adquirir formatos comerciales para estos materiales de poco uso en cantidad sería insulso, es por eso que se considerará costos unitarios con un valor general del costo del material en el mercado actual (US\$/kg), todo ello para evitar grandes desperdicios en la compra de material.

Tabla 4.2. Costos de Materiales Clasificación B

MATERIALES – CLASIFICACIÓN B				
Descripción	Material	Peso	Costo Unitario	Costo Total
		Metrado (kg)	(US\$/kg)	(US\$)
PL16X800X600MM	ASTM A36	60.28	1.4	84.39
BARRA DE Ø100MM - LONG: 172MM	ASTM A36	10.60	1.4	14.85
BARRA REDONDA Ø19MM - LONG: 580MM	ASTM A36	1.29	1.4	1.81
BARRA REDONDA Ø50MM - LONG: 1140MM	ASTM A36	17.57	1.4	24.60
BARRA REDONDA Ø12MM - LONG: 100MM	ASTM A36	0.09	1.4	0.12
BARRA REDONDA ANSI/AISC Acero laminado Ø1" - LONG: 960MM	ANSI/AISC Acero laminado	3.70	1.4	5.18
BARRA REDONDA Ø38MM - LONG: 430MM	ASTM A36	3.83	1.4	5.36
BARRA REDONDA ANSI/AISC Acero laminado Ø1 3/4" - LONG: 860MM	ANSI/AISC Acero laminado	10.27	1.4	14.37
BARRA REDONDA Ø65MM - LONG: 20MM	ASTM A36	0.52	1.4	0.73
CANAL C4X4.5 LBS/PIE - LONG: 600MM	ASTM A36	9.00	1.4	12.60
BUJE DE Bronce Ø35mm - LONG: 40MM	BRONCE	0.29	2.5	0.72
			TOTAL	164.73

Por otra parte, se tienen costos de los equipos y accesorios de la Máquina, en esta clasificación se encuentran los motores eléctricos, accionadores hidráulicos entre otros accesorios o equipos que se encargan de la parte dinámica de la máquina.

Tabla 4.3. Costos de Equipos y Accesorios de la Máquina

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD / LONGITUD	COST UNIT (US\$/UND)	COSTO TOTAL (US\$)
BOMBA DE ENGRANAJES TAMAÑO F - BOSCH	1	1290.00	1290.00
AMORTIGUADORES CILINDRICOS TIPO H50-50 DE CAUCHO	4	1.86	7.44
CHUMACERA SKF_P2BM112-TF + ECY 210	2	18.83	37.66
POLEA RANURADA 1 - Ø95.6	1	25.00	25.00
POLEA RANURADA 2 - Ø85.6	1	23.00	23.00
CORREA INDUSTRIAL LISA EN V TIPO A-38	2	5.07	10.14
MOTOR ELECTRICO	1	214.50	214.50
HORQUILLA CRSG-M16X1.5	2	12.00	24.00
CILINDRO 163451 DNC-80-100-PPV	2	180.00	360.00
CILINDRO 163423 DNC-63-250-PPV	1	150.00	150.00
PERNO ANSI B18.2.6 - Ø1" - 8 UNC -1.75 + TUERCA B18.2.2 - Ø1 - 8 UNC + ARANDELA F436 Ø1"	4	5.30	21.20
PIN DE FIJACIÓN	4	1.50	6.00
6004ZNC 3 RODAMIENTO NTN	2	1.46	2.92
MOTOR ELECTRICO 5.5KW 4 POLOS	1	272.14	272.14
HORQUILLA 6147 SG-M20X1.5	1	15.00	15.00
6006LLUC3EM- RODAMIENTO NTN	12	2.54	30.48
		TOTAL	2489.48

Ya habiendo nombrado todos los equipos de la máquina vibrocompactadora, también se va a considerar costos de la maquinaria y equipos externos los cuales son utilizados para realizar el ensamblado necesario de la máquina.

Tabla 4.4. Costos de Maquinaria y equipos externos

DESCRIPCIÓN	HORAS EQUIPO	COST UNIT (US\$/HORA)	COSTO TOTAL (US\$)
TORNO	30	4.00	120.00
SOLDADURA MIG	100	2.00	200.00
OXICORTE	6	2.00	12.00
TRONZADORA	20	1.00	20.00
PLEGADORA	6	5.00	30.00
COMPRESORA	25	2.00	50.00
		TOTAL	432.00

Dicha maquinaria y equipos descritos en la tabla anterior necesitan personal el cual esté calificado y preparado para poder utilizar cada una de estas herramientas, además de personal de supervisión, todo esto vendría a ser costo por mano de obra.

Tabla 4.5. Tabla: Costos de Mano de Obra

DESCRIPCIÓN	HORAS HOMBRE	COST UNIT (US\$/HH)	COSTO TOTAL (US\$)
SUPERVISOR MECÁNICO (INGENIERO MECÁNICO)	20.00	11.00	220.00
OFICIAL MECÁNICO	80.00	6.00	480.00
OPERARIO MECÁNICO	320.00	4.00	1280.00
AYUDANTE MECÁNICO	320.00	3.00	960.00
SOLDADOR MECÁNICO 3G	160.00	5.00	800.00
TOTAL			3740.00

Por lo tanto, los Costos Directos de Fabricación serían la suma de todos los costos mencionados anteriormente.

Tabla 4.6. Tabla: Costos Directos de Fabricación

DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL
MATERIALES CLASIFICACIÓN A	1492.57
MATERIALES CLASIFICACIÓN B	164.73
EQUIPOS Y ACCESORIOS	2489.48
MAQUINARIA Y EQUIPOS EXTERNOS	432.00
MANO DE OBRA	3740.00
TOTAL	8318.77

Para los Costos Indirectos de fabricación se tomará costos de Diseño y Supervisión; y costos de gastos generales e imprevistos.

Tabla 4.7. Costos Indirectos de Fabricación

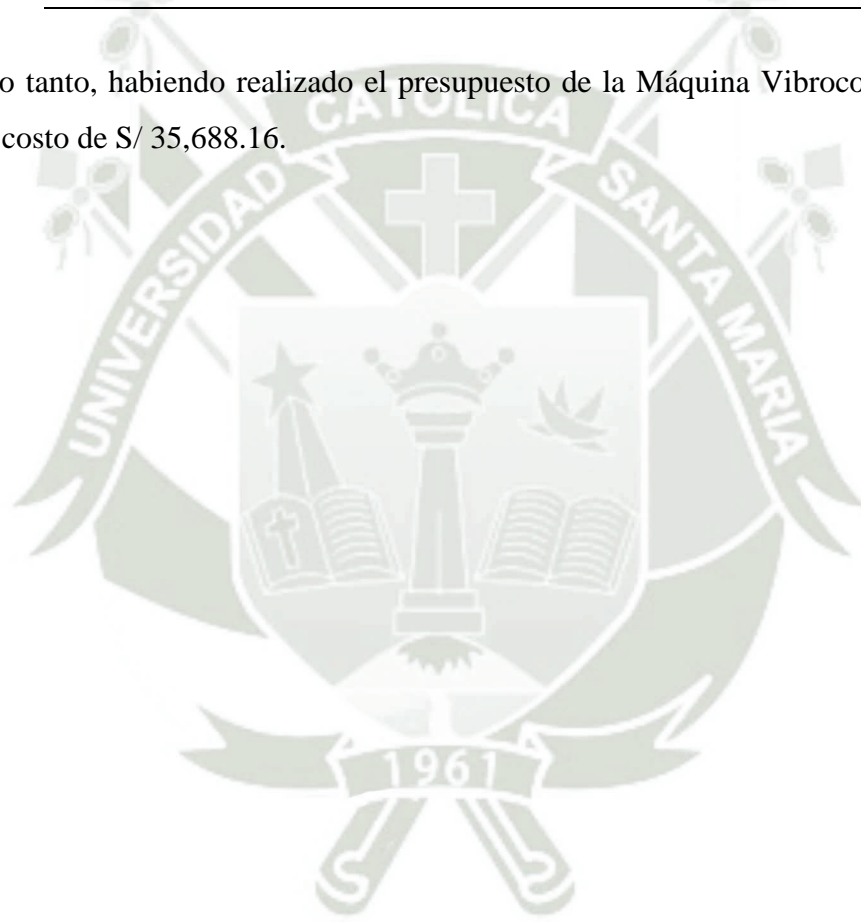
DESCRIPCIÓN - COSTOS DIRECTOS	COSTO (% CD)	COSTO TOTAL (US\$)
INGENIERILES (DISEÑO Y SUPERVISIÓN)	10	831.88
GASTOS GENERALES E IMPREVISTOS	5	415.94
TOTAL		1247.82

El costo total equivale a la suma de Costos Directos y Costos Indirectos de Fabricación, por lo tanto, el Costo Total de la Máquina sería:

Tabla 4.8. Costo Total de la Máquina Vibrocompactadora

TIPO DE COSTO	COSTO TOTAL (US\$)	COSTO TOTAL (S/)
COSTOS DIRECTOS	8318.77	31033.17
COSTOS INDIRECTOS	1247.82	4654.99
TOTAL	9566.59	35688.16

Por lo tanto, habiendo realizado el presupuesto de la Máquina Vibrocompactadora, ésta tendrá un costo de S/ 35,688.16.



CONCLUSIONES

1. Se lograron definir los requerimientos de diseño partiendo del proceso convencional de fabricación de adoquines de hormigón, que involucra una serie de pasos agrupados en sistemas enunciados a continuación: Alimentación de mezcla a través de una compuerta accionada manualmente que dirige el hormigón hacia el carro transportador empleando un mecanismo de tijeras y un cilindro hidráulico de 100 [mm] de carrera; alimentación de tablas con un mecanismo piñón cremallera debido a las dimensiones de la tabla; vibración mediante excéntricas a 3 000 [rpm] accionadas por un motor eléctrico; compactación por medio de un cilindro hidráulico de 300 [mm] de carrera; desmoldeo con un sistema de brazos articulados accionados por un cilindro hidráulico de 100 [mm] de carrera; y descarga, utilizando una serie de rodillos, que gracias a la fuerza del motorreductor del mecanismo piñón cremallera facilitan el recojo de los tablonces con los adoquines sobre ellos.

2. Los sistemas que componen los dos módulos descritos en el desarrollo de la propuesta obtuvieron los siguientes resultados:

Sistema de alimentación de mezcla: Se diseñó la tolva para trabajar en 9 ciclos de operación, considerando un espesor de plancha de 3 [mm] en acero estructural A36. La compuerta de la tolva se activa manualmente mediante un resorte helicoidal de bordes cuadrados en acero templado con un diámetro de alambre de 9 [mm]. Se hicieron los cálculos respectivos de la fuerza necesaria para vencer la fricción entre el acero y la mezcla, asimismo, el análisis cinemático y dinámico realizado al mecanismo tijeras es lo suficientemente rígido y resistente, contemplando un espesor de 12 [mm] con un factor de seguridad a la fatiga de 1,43.

Sistema de alimentación de tablas: El sistema es capaz de trabajar para 27 ciclos continuos, empleando un mecanismo piñón cremallera de 900 [mm] de longitud, con un diámetro primitivo de 50 [mm] a una velocidad del eje del motorreductor de 64 [rpm].

Sistema de vibración: Se han empleado 4 levas con una fuerza centrífuga de 1 500 [N], que trabajan a una velocidad de 3000 [rpm], accionadas por un motor eléctrico que transmite la potencia mediante 2 fajas V del tipo A con una longitud de 995 [mm].

Sistema de compactación: Esencialmente se realizó el cálculo de la fuerza necesaria para compactar los adoquines según la norma DIN 22111. Asimismo, se simuló los

elementos que componen el sistema asegurando que el factor de seguridad sea superior a 2.

Sistema de desmoldeo: Al igual que el sistema de alimentación de mezcla, se emplearon brazos articulados que transmiten el movimiento lineal horizontal del cilindro hidráulico a un movimiento vertical, obteniendo como factor de seguridad mayor a 5.

Sistema de descarga: Adicionalmente se agregó una estructura, que permitirá el paso de los tablonos con adoquines y facilitará su transporte manual a otros procesos.

Sistema hidráulico: De acuerdo a los cálculos se determinó que el sistema hidráulico era idóneo para otorgar la fuerza necesaria para el sistema de compactación. Obteniendo 3 cilindros hidráulicos con diámetros de 32 [mm] y 60 [mm], y carreras de 100 [mm] y 300 [mm], respectivamente.

Estructura: Se simularon las dos estructuras por separado, obteniendo un factor de seguridad superior a 2 en ambos casos.

3. En cuanto a la selección de componentes y accesorios de los diferentes sistemas que componen la máquina vibrocompactadora semiautomática, fueron seleccionados un motor eléctrico del fabricante WEG de 2 [HP] para el sistema de vibración, un motorreductor para el mecanismo cremallera piñón de 0,5 [HP] y un motor eléctrico acoplado a la bomba oleohidráulica de 5 [kW]. Adicionalmente se consideraron los elementos eléctricos y electrónicos como un ítem adicional al desarrollo de la tesis.
4. Tras un análisis detallado, se determinó que el presupuesto necesario para llevar a cabo este proyecto asciende a S/ 35,688.16 mil soles, siendo altamente competente en el mercado actual frente a otras máquinas diseñadas para la misma función.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda consultar materiales sustitutos existentes en el mercado, sobre todo aquellos elementos sometidos a cargas críticas, a fin de prolongar la vida útil de la máquina.
- Para obtener la mezcla en tiempo menor y con una mejor dosificación, se debería colocar un sistema de tolvas y silos para los materiales, así disminuirá el tiempo en este proceso y se conseguirá incrementar la capacidad de producción de la máquina. No se descarta el probar otros tipos de dosificadores buscando aumentar la producción sin que esto afecte a la calidad de producto terminado.
- Es preferible construir diferentes moldes para una variedad de productos vibro prensados.
- Diseñar el circuito eléctrico considerando la seguridad debido al grado de peligro en los diferentes movimientos.
- Una vez expulsado el producto terminado de la máquina, el retiro de los tableros con los prefabricados de hormigón se lo realiza manualmente, un complemento ideal para este proceso sería la dotación de bandas transportadoras a la salida de los tableros que conduzcan hacia las áreas de secado. Así se evitaría el agotamiento físico de los operarios y el deterioro del producto, y por ende se evitaría tiempos muertos en este proceso.
- Contemplar un estudio de proyección económica en la elaboración de adoquines.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Concretos Supermix. (2022). *Plantas Supermix*. Obtenido de <http://www.supermix.com.pe/>
- Guatemala Granada, E. F., & Pullay Paca, P. D. (2017). Diseño y Construcción de una Máquina Semiautomática para la Fabricación de Bloques Vibro-Prensados de 15 Centímetros con Capacidad de Cuatro Unidades por Minuto para la Empresa Mayorga Ponce. *Tesis de Grado*. Universidad Politécnica Salesiana, Quito, Ecuador.
- Herrero, I. C. (2021). *Construyendo Obras y Vías*. Obtenido de <https://coovias.com/adoquines-el-pasado-al-rescate-de-los-pavimentos/>
- Instituto Municipal de Planeamiento de Arequipa - IMPLA . (2016). *Plan de Desarrollo Metropolitano PDM 2016-2025*. Obtenido de <http://impla.gob.pe/publicaciones/pdm-2016-2025/#>
- Instituto Nacional de Cultura. (2007). *Ley General del Patrimonio Cultural de la Nación 28296 y su Reglamento*. Lima: El Peruano.
- Martell, I. C. (2016). *Concretos Supermix*. Obtenido de <https://www.supermix.com.pe/prefabricados/adoquines/proceso-de-produccion.html>
- Municipalidad Provincial de Arequipa. (2020). OBRAS SEPTIEMBRE MPA. *Reactivación Arequipa*, 12.
- Quispe Mamani, J. C. (2015). *Utilización de Adoquines Mecanizados de Concreto en Pavimentos de Mal Estado en las Calles Contiguas a la Plaza de Armas de Arequipa*. Tecnología del Concreto en Pavimentos, Arequipa.
- Riquelme Castillo, R. A. (2018). DISEÑO MECÁNICO Y ESTRUCTURAL DE UN BELT WINDER PARA ENROLLADO DE FAJAS DE CAUCHO DE 72/84” DE ANCHO Y 2” DE ESPESOR PARA FAJAS TRANSPORTADORAS DE UN MÁXIMO DE 90 M DE DESARROLLO. Arequipa, Perú.
- ROMETA. (2022). *Bloquera automática*. Obtenido de <https://www.rometa.es/maquinas-bloqueras/2050>

Sew EuroDrive. (2017). *Industrial Gear Units. P.002 - P.102 Series Planetary Gearmotors (60Hz)*. Sew EuroDrive. doi:23488859/EN

SUPERBLOCK . (2021). *ADOQUINES DE CONCRETO*. Obtenido de <https://www.superblock.com.mx/adoquines.html>

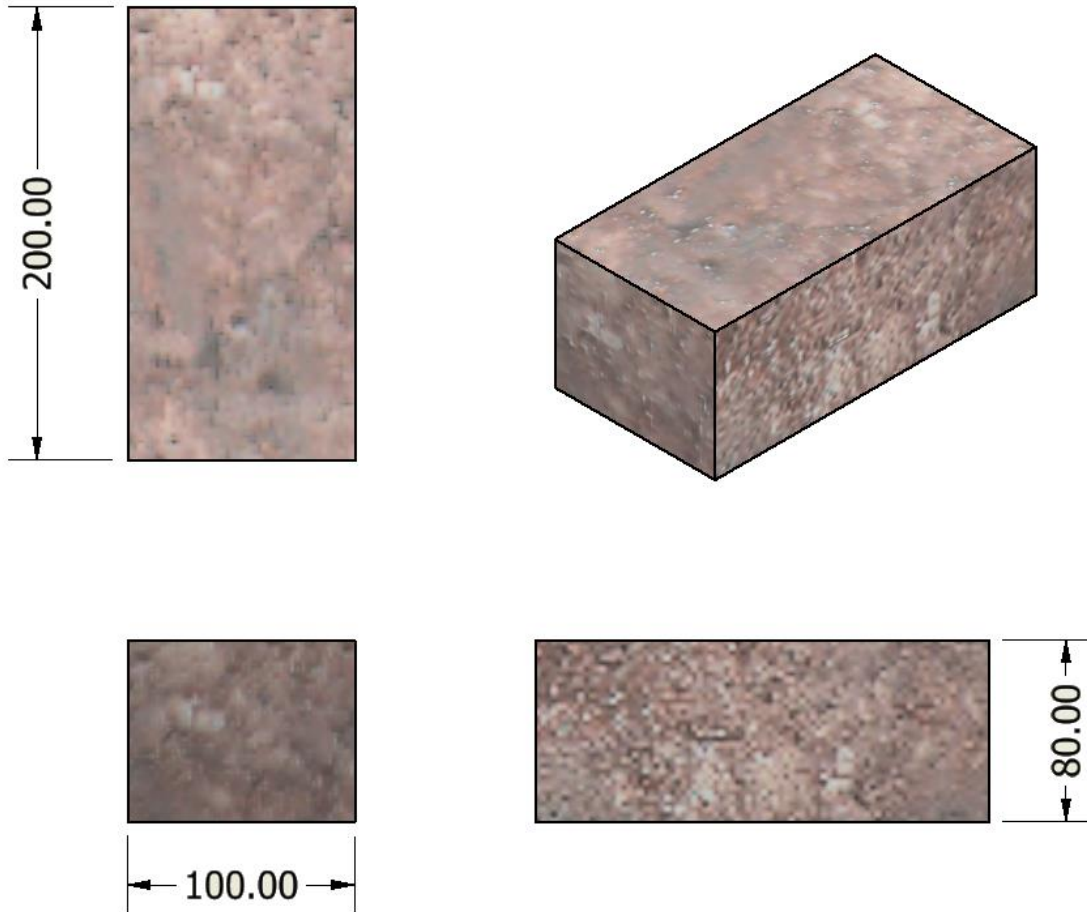
Vanegas Useche, L. V. (2018). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pereira - Colombia: Universidad Tecnológica de Pereira. Obtenido de <https://repositorio.utp.edu.co/server/api/core/bitstreams/535e3631-313d-4967-9c8c-7c18d4feab0e/content>

Vialitec - Especialistas en Vías - Topografía y Construcción. (2018). *VENTAJAS Y APLICACIONES DE PAVIMENTOS ARTICULADOS (ADOQUINES DE CONCRETO)*. Obtenido de [https://www.vialitec.com/contenido/ventajas-y-aplicaciones-de-pavimentos-articulados-\(adoquines-de-concreto\)](https://www.vialitec.com/contenido/ventajas-y-aplicaciones-de-pavimentos-articulados-(adoquines-de-concreto))



ANEXOS

Anexo A. Dimensiones de los adoquines



Anexo B. Factor de servicio

Factor de servicio	<p>Motores eléctricos:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● De corriente alterna monofásicos ● Asíncronas ● Jaula de ardilla de par normal ● De corriente continua bobinado shunt <p>Motores a gas</p> <p>Motores de combustión interna policilíndricas</p>	<p>Motores eléctricos:</p> <ul style="list-style-type: none"> ● De corriente alterna con par de gran potencia ● De rotor bobinado y anillos rozantes ● De corriente continua bobinado compound <p>Motores monocilíndricos</p> <p>Ejes de transmisión</p> <p>Tomas de fuerza con embrague</p>
<p>Agitadores de líquidos</p> <p>Ventiladores pequeños y medianos</p> <p>Bombas centrífugas.</p>	<p>1,0 a 1,2</p>	<p>1,1 a 1,3</p>
<p>Punzonadoras</p> <p>Mezcladoras pequeñas y medianas</p> <p>Generadores</p> <p>Compresores de tornillo</p> <p>Cizallas</p> <p>Prensas</p> <p>Máquinas de imprenta</p> <p>Cribas vibratorias</p>	<p>1,1 a 1,3</p>	<p>1,2 a 1,4</p>

Elevadores		
Compresores de pistones		
Maquinaria de lavanderías		
Bombas de pistones	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6
Ventiladores grandes		
Maquinaria textil		
Máquinas herramientas		
Malacates y huinches		
Molinos		
Chancadoras de mandíbulas	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8
Transportadora de correa sinfin		

Nota: Catálogo ROFLEX

Anexo C. Cálculo y Selección de correas de transmisión

Escoger la sección de correa más adecuada

Con la potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido se consulta el siguiente gráfico en el cual se aprecia las 5 secciones más típicas de las correas.

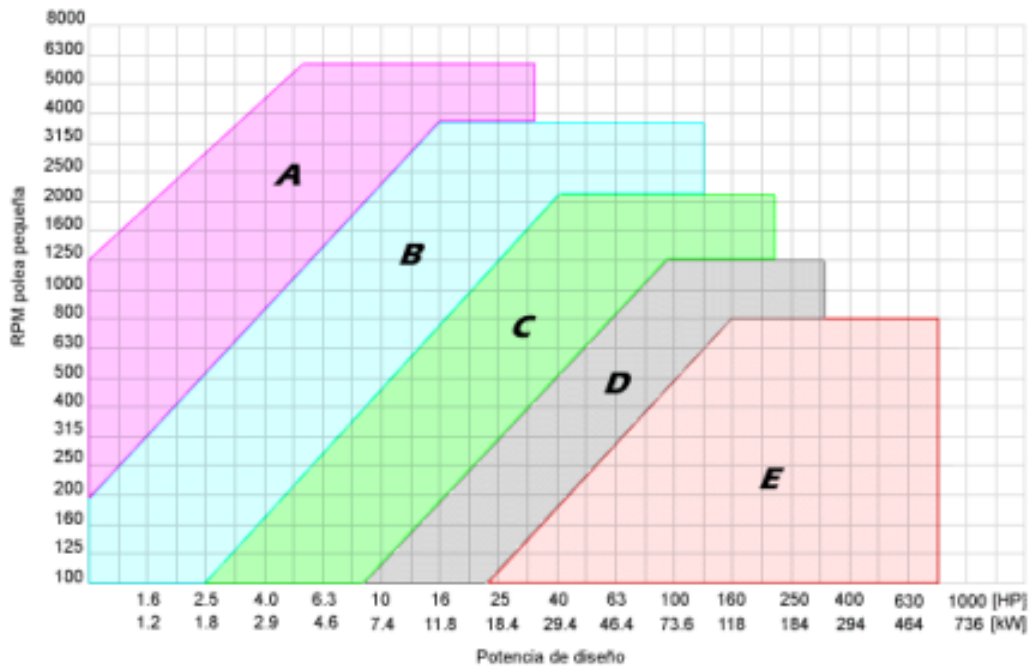
Cada sección aparece como una zona de un color particular.

Con los datos ya indicados se observa en que zona se encuentra. Esto determina la sección de correa que se recomienda usar.

Ejemplo:

para un eje rápido girando a 1500 rpm y una potencia de diseño de 3,5 HP, se recomienda usar correas de sección **A**.

Gráfico de selección del perfil de correa



Fuente: Catálogo Reflex de correas trapezoidales.

Cálculo de la relación de transmisión

Conociendo la sección a utilizar se procede a obtener la relación de transmisión entre ejes "i". Se define como relación "1:i" a la razón entre las velocidades del eje rápido dividido por el eje lento.

Ejemplo:

Si el eje rápido gira a 1440 rpm y el eje lento a 800 rpm, la relación es "1:1.8"

Esta relación debe darse entre los diámetros de las poleas a utilizar:

$$i = D_p / d_p$$

D_p : diámetro primitivo de la polea lenta.

d_p : diámetro primitivo de la polea rápida

Identificar la correa y las poleas a utilizar

Conociendo la relación de transmisión i se procede a calcular los diámetros D_p y d_p . Se recomienda usar como mínimo los siguientes valores:

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

Se procede dándose un valor para d_p y se calcula D_p de la forma siguiente:

$$D_p = i * d_p$$

Con estos valores se puede calcular el largo L aproximado de la correa que se necesita.

$$L = (2 * C) + (1,57 * (D_p + d_p)) + (D_p - d_p)^2 / (4 * C)$$

L: longitud de la correa

C: distancia tentativa entre ejes

D_p, d_p : diámetros primitivos de las poleas

Conociendo este valor y la sección utilizada, se consulta la tabla siguiente, que entrega la identificación de la correa adecuada.

Esta identificación es una letra y un número, la letra indica el tamaño de la sección transversal de la correa (A, B, C, D, E) y el número representa el largo de la correa cuyo largo se aproxima lo más posible al largo L calculado. Como es muy probable que la correa seleccionada tenga un largo diferente de L se debe ajustar la distancia entre centros C acercado o alejando los ejes.

LONGITUDES PRIMITIVAS DE LAS CORREAS					
Nº	Perfil A (13 x 8)	Perfil B (17 x 10,5)	Perfil C (22 x 13.5)	Perfil D (32 x 19)	Perfil E (40 x 25)
26	690				
28	741				
31	817				
35	919	932			
38	995	1008			

42	1097	1110			
46	1198	1211			
51	1325	1338	1347		
55	1427	1440			
60	1554	1567	1576		
64	1656	1669			
68	1757	1770	1779		
71	1833	1846			
75	1935	1948	1957		
80	2062	2079	2084		
81		2100	2109		
85	2189	2202	2211		
90	2316	2329	2338		
96	2468		2490		
97	2494	2507	2516		
105	2697	2710	2719		
112	2875	2888	2897		
120	3078	3091	3100	3117	
128	3281	3294	3303	3320	
136		3497	3506		
144		3701	3710	3727	
158		4055	4065	4082	
162		4158	4167	4184	
173		4437	4446	4463	
180		4615	4624	4641	4656
195		4996	5005	5022	5037
210		5377	5386	5403	5418
240		6106	6105	6102	6109
270		6868	6867	6864	6871
300		7630	7629	7626	7633
330			8391	8388	8395
360			9153	9150	9157
390			9915	9912	9919
420			10677	10674	10681
480				12198	12205
540				13722	13729
600				15246	15253

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

Determinar la potencia que transmite una correa (P_1)

Conociendo la velocidad del eje rápido, la relación de transmisión "i" y la sección usada, se consulta la tabla correspondiente a la sección de correa utilizada. Se obtiene de ella la potencia que es capaz de conducir una sola correa P_1 , este valor se comparará con la potencia de diseño para calcular cuántas correas serán necesarias en su transmisión.

Para realizar el cálculo final se necesitan dos factores de corrección. El primero es el factor C_2 que considera la longitud de la correa. Se obtiene de una tabla pequeña ubicada en la parte baja de la tabla correspondiente a la sección, se ingresa a ella por el número de correa o por la longitud.

<u>A</u>	<u>B</u>	<u>C</u>	<u>D</u>	<u>E</u>
----------	----------	----------	----------	----------

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

160	6.30	1.00	0.85	1.54	2.49	2.79	3.22	3.89	4.51	4.85	5.27	5.65	5.99	6.28	6.51	6.70	6.91	6.87
		1.05	0.87	1.60	2.57	2.89	3.33	4.02	4.66	5.02	5.45	5.84	6.19	6.50	6.74	6.93	7.15	7.12
		1.20	0.90	1.65	2.67	3.00	3.44	4.15	4.82	5.19	5.63	6.04	6.40	6.72	6.97	7.18	7.40	7.36
		1.50	0.94	1.70	2.76	3.08	3.56	4.30	4.99	5.36	5.82	6.24	6.61	6.93	7.20	7.41	7.64	7.59
		>=	3.00	0.96	1.76	2.84	3.18	3.67	4.43	5.14	5.53	6.00	6.44	6.82	7.15	7.42	7.64	7.88
CORREA No.																		
Longitud correa mm																		
Factor de corrección																		

Calculo final de la cantidad de correas necesarias

El último factor de corrección C_3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Con los valores de D_p y d_p se consulta la tabla siguiente y se obtiene C_3 .

($D_p - d_p$)/C	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Fuente: Catálogo Roflex de correas trapezoidales.

Finalmente se calcula:

$$Z = \text{Potencia de Diseño} / (C_2 * C_3 * P_1)$$

Donde **Z** se aproxima al entero superior.

Los datos resultantes son:

- Identificación de la correa a utilizar
- Cantidad de correas en paralelo a utilizar
- Distancia entre ejes definitiva (se debe dejar holgura para instalar la correa y para tensarla)
- Diámetros primitivos de las poleas a utilizar.

Nota: Catálogo ROFLEX

Anexo D. Eficiencias típicas para transmisión de potencia

Machine	Typical Efficiency
V-belt drives	95%
Timing belt drives	98%
Poly-V or ribbed belt drives	97%
Flat belt drives, leather or rubber	98%
Nylon core	98% to 99%
Variable speed, spring loaded, wide range	
V-belt drives	80% to 90%
Compound drive	75% to 90%
Cam-reaction drive	95%
Helical gear reducer	
Single-stage	98%
Two-stage	96%
Worm gear reducer	
10:1 ratio	86%
25:1 ratio	82%
60:1 ratio	66%
Roller chain	98%
Leadscrew, 60 deg helix angle	65% to 85%
Flexible coupling, shear-type	99%+

Nota: Mechanical Engineering Blog (2011) citado en (Riquelme Castillo, 2018)

13

Technical data of the motors

IE3 DRN.. motors, 440 V, 60 Hz, 4-pole

13.3 IE3 DRN.. motors, 440 V, 60 Hz, 4-pole

13.3.1 Information on motors

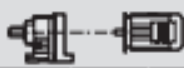

Motor	P _n kW	M _n Nm	n _n min ⁻¹	I _n A	cosφ	η _{100%} %	η _{75%} %	η _{50%} %	I ₂ /I _n	M ₂ /M _n M ₁ /M _n	M ₂ /M _n
DRN 63MS 4	0.12	0.67	1700	0.385	0.58	57.7	63.7	66.0	4.3	3.3 3.2	3.4
DRN 63M 4	0.18	1.01	1695	0.54	0.59	63.5	68.5	70.0	4.5	3.3 3.2	3.3
DRN 71MS 4	0.25	1.39	1720	0.68	0.62	69.2	73.1	74.0	5.1	3.0 2.6	3.0
DRN 71M 4	0.37	2.05	1730	0.96	0.62	74.3	77.7	78.5	5.7	3.4 2.8	3.4
DRN 80MK 4	0.55	3	1745	1.21	0.71	78.1	81.0	81.5	7.4	3.2 2.5	3.6
DRN 80M 4	0.75	4.1	1751	1.63	0.70	82.0	84.9	85.5	8.1	3.7 3.0	4.2
DRN 90S 4	1.1	6	1762	2.4	0.69	83.5	86.1	86.5	8.2	3.3 2.3	4.0
DRN 90L 4	1.5	8.1	1767	3.15	0.70	83.8	86.1	86.5	9.1	3.3 1.9	4.0
DRN 100LM 4	2.2	11.9	1762	4.4	0.73	88.1	89.5	89.5	9.1	3.4 2.4	4.2
DRN 100L 4	2.2	11.9	1765	4.35	0.74	87.5	89.2	89.5	9.4	3.7 2.2	4.2
DRN 100L 4	3	16.2	1763	6	0.73	87.6	89.3	89.5	9.2	3.9 2.6	4.4
DRN 100L 4	3.7	20	1758	7.5	0.72	87.8	89.4	89.5	9.1	4.1 2.0	4.4
DRN 112M 4	4	21.5	1769	7.4	0.79	88.5	89.6	89.5	9.8	3.1 2.4	4.2
DRN 132S 4	5.5	29.5	1768	9.6	0.82	90.9	91.8	91.7	9.8	3.5 2.8	4.3
DRN 132M 4	7.5	40.5	1774	13.9	0.77	91.1	91.9	91.7	8.5	3.7 2.6	3.7
DRN 132L 4	9.2	49.5	1775	17.2	0.76	91.0	91.9	91.7	8.4	4.3 1.7	4.1
DRN 160M 4	11	59	1776	19.3	0.80	91.2	92.3	92.4	7.0	2.6 2.1	3.1
DRN 160L 4	15	81	1777	26.5	0.80	92.3	93.3	93.0	9.0	3.4 2.1	3.8
DRN 180M 4	18.5	99	1781	31	0.84	92.7	93.6	93.6	9.5	4.1 3.4	4.0
DRN 180L 4	22	118	1781	35.5	0.86	93.2	93.8	93.6	9.8	4.2 2.7	3.9
DRN 200L 4	30	161	1783	51	0.82	93.0	94.0	94.1	8.5	3.5 2.5	3.3
DRN 225S 4	37	198	1785	58	0.88	94.2	94.7	94.5	9.2	3.4 2.6	3.0
DRN 225M 4	45	240	1785	73	0.85	94.5	95.1	95.0	8.9	3.4 2.0	2.5
DRN 250ME 4	55	295	1785	92	0.82	94.3	95.2	95.4	8.6	4.6 2.4	2.7
DRN 280S 4	75	400	1785	131	0.79	94.6	95.3	95.4	9.1	4.8 2.7	3.1
DRN 280M 4	90	480	1784	147	0.83	94.8	95.4	95.4	8.0	4.8 2.5	2.9
DRN 315S 4	110	590	1788	171	0.87	95.1	95.7	95.8	6.9	3.0 2.2	3.2
DRN 315ME 4	132	700	1790	205	0.86	95.8	96.4	96.2	7.7	3.5 2.8	3.9
DRN 315L 4	160	860	1787	245	0.88	95.9	96.3	96.2	6.8	2.9 2.3	3.2

27804879EN - 03/2023

8

Helical gearmotors

Selection tables R..DRN.. in kW

P _m = 0.37 kW																
n _n min ⁻¹	M _t Nm	i	F _{2n} ¹ N	SEW f ₂					m kg							
61	57	28.32	4520	3.5	R	37	DRN	71M4	17	364						
66	53	26.03	4410	3.5												
78	45	22.27	4210	4.4												
90	39	19.31	4030	5.1												
96	36	18.05	3950	5.4												
111	31	15.60	3780	6.3												
131	27	13.25	3590	7.0												
146	24	11.83	3470	7.6												
28	125	61.30	3660	1.05	R	27	DRN	71M4	11	361						
31	114	55.87	3620	1.15												
36	98	48.17	3490	1.30												
39	91	44.90	3430	1.40												
44	80	39.25	3320	1.60												
47	75	36.79	3260	1.75												
53	66	32.47	3160	1.95												
60	58	28.78	3060	2.2												
71	49	24.47	2930	2.6												
61	57	28.37	3050	2.2							RF	27	DRN	71M4	11	362
66	53	26.09	2980	2.4												
78	45	22.32	2850	2.9												
89	39	19.35	2740	3.3												
96	36	18.08	2690	3.5												
111	31	15.63	2580	4.1												
130	27	13.28*	2450	4.8												
45	78	38.61	1900	1.10	R	17	DRN	71M4	11	358						
48	73	36.20	1880	1.15												
54	65	31.94	1850	1.30												
61	57	28.32	1810	1.45												
72	49	24.07	1750	1.75												
69	51	25.23	1770	1.65	R	17	DRN	71M4	10	358						
75	47	23.15	1740	1.80												
88	40	19.71	1680	2.1												
102	34	16.99	1630	2.5												
109	32	15.84	1600	2.6												
125	28	13.84	1550	3.0												
133	26	12.98	1520	3.2												
151	23	11.45	1480	3.5												
170	20	10.15	1430	3.7												
200	17	8.63	1370	4.1												
229	15	7.55	1300	3.6												
246	14	7.04	1270	3.8												
281	12	6.15	1230	4.3												
300	11	5.76	1200	4.5												
340	10	5.09	1160	4.9												
384	9.0	4.51	1120	5.2												
451	7.0	3.83	1070	5.8												
94	37	18.31	970	1.35							RF	07	DRN	71M4	9.4	355
103	34	16.73	960	1.45												
123	28	14.12	930	1.75												
143	24	12.06	900	2.0												
155	22	11.18	890	2.2												
179	19	9.67	860	2.5												
192	18	9.01	850	2.7												
220	16	7.85	820	3.0												
231	15	7.48	820	2.8												
253	13	6.83	800	3.1												
300	11	5.76	765	3.4												
351	10	4.92	735	3.7												
379	9.0	4.57	720	3.9												
438	8.0	3.95	690	4.2												
470	7.0	3.68	675	4.4												
539	6.0	3.21	650	4.7												

27004879EN - 03/2023

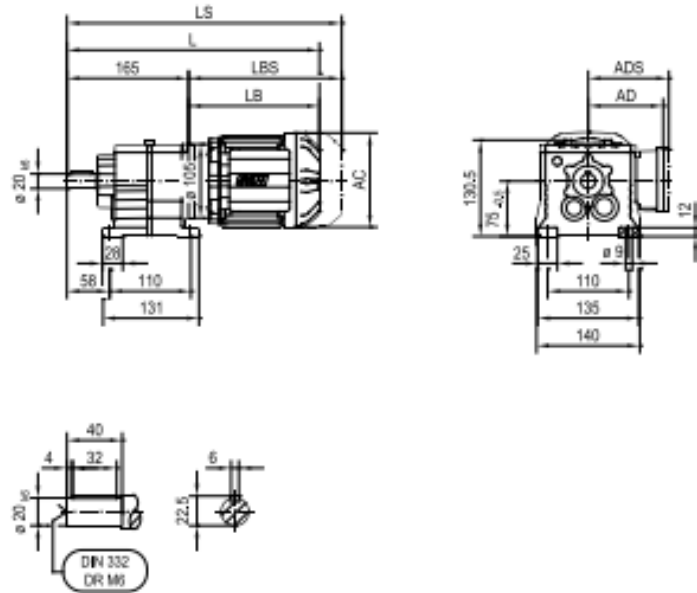
Anexo F. Data Sheet – Motor R17DRN71M4

Helical gearmotors
R..DRN.. dimension sheets in mm

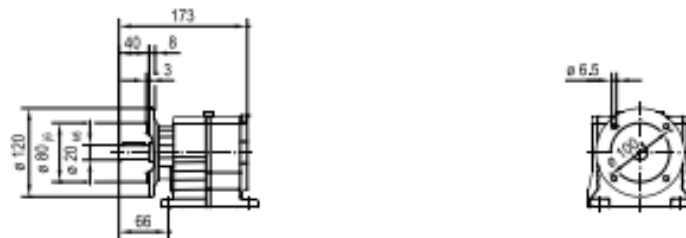
8

01 564 01 17

R17..



R17F..



27804879EN - 03/2023

(+ (7.3))	DR2S	63MS	63M	71MS	DRN	80MK	80MS	80M
AC	109	115	115	139	139	156	156	156
AD	87	98	98	118	118	128	128	128
ADS	87	98	98	129	129	139	139	139
L	325	355	369	371	391	402	414	448
LS	361	411	425	438	458	483	495	529
LB	160	190	204	206	226	237	249	283
LBS	196	246	260	273	293	318	330	364


SEW
EURODRIVE

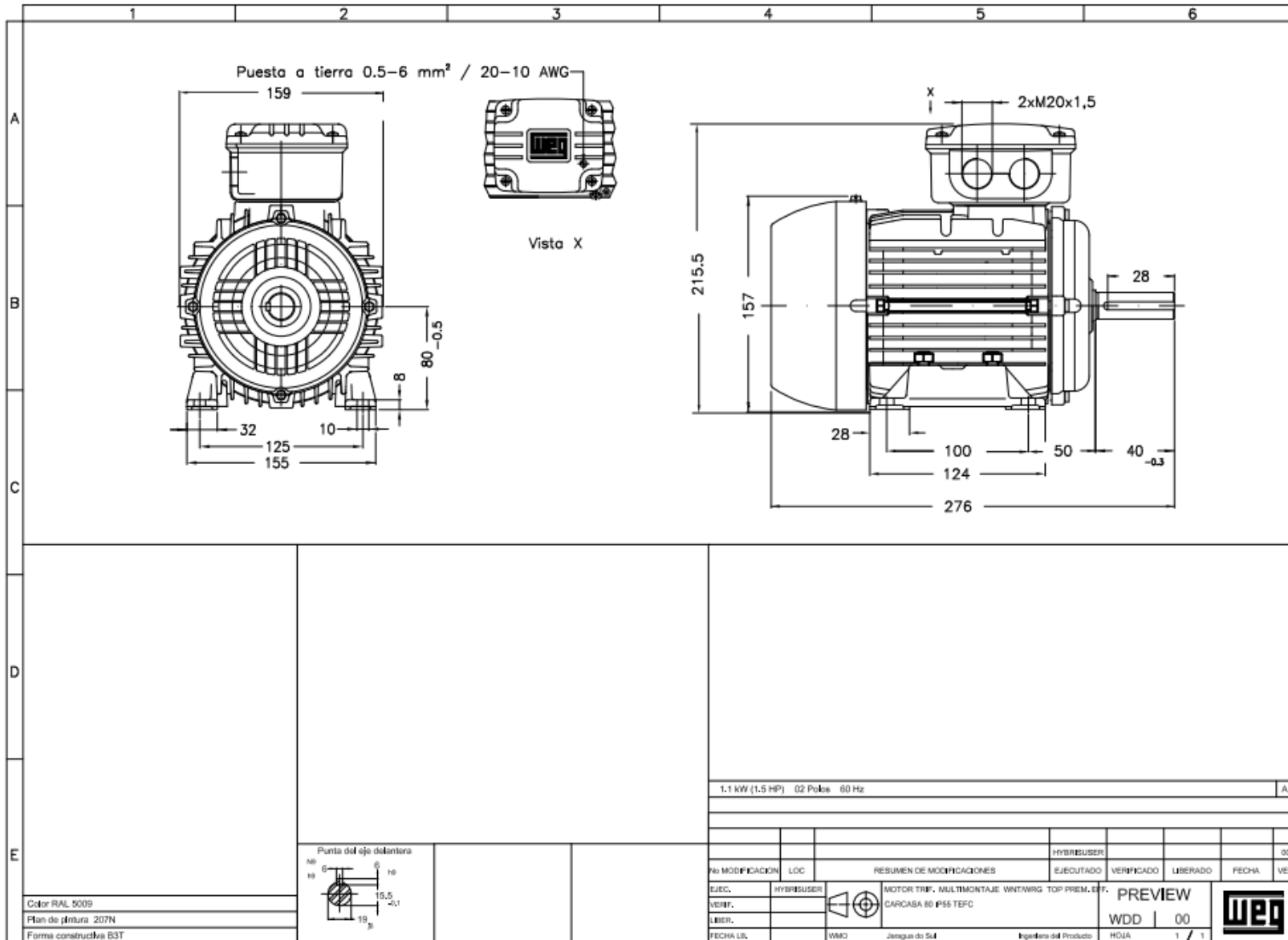
Catalog – DRN.. Gearmotors 60 Hz (IE3)

357


Nota: Catálogo - Series Helical Gearmotors - 60 Hz (Sew EuroDrive, 2017)

Anexo G. Data Sheet Motor Eléctrico WEG de 1,5 [HP]

HOJA DE DATOS							
Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula							
Cliente : s							
Referencia del cliente : s							
Línea del producto : Multimontaje 00047 IE3 Trifásico				Código del producto :		15246091	
Carcasa : 80			Tiempo de rotor bloqueado : 34s (frío) 19s (caliente)				
Potencia : 1.1 kW (1.5 HP)			Elevación de temperatura : 80 K				
Polos : 2			Régimen de servicio : S1				
Frecuencia : 60 Hz			Temperatura ambiente : -20°C hasta +40°C				
Tensión nominal : 220/440 V			Altitud : 1000 m				
Corriente nominal : 4.11/2.06 A			Grado de protección : IP55				
Corriente de arranque : 34.5/17.3 A			Método de refrigeración : IC411 - TEFC				
Ip/In : 8.4			Forma constructiva : B3T				
Corriente en vacío : 2.07/1.04 A			Sentido de giro ¹ : Ambos				
Rotación nominal : 3445 rpm			Nivel de ruido ² : 62.0 dB(A)				
Resbalamiento : 4.31 %			Método de Arranque : Partida directa				
Torque nominal : 0.311 kgfm			Masa aproximada ³ : 10.5 kg				
Torque de arranque : 360 %							
Torque máximo : 380 %							
Clase de aislamiento : F							
Factor de servicio : 1.15							
Momento de inercia (J) : 0.0009 kgm ²							
Categoría : N							
Potencia 50% 75% 100%			Fuerzas en la fundación				
Rendimiento (%) 81.0 84.0 84.6			Tracción máxima : 32 kgf				
Cos Φ 0.64 0.76 0.83			Compresión máxima : 43 kgf				
Pérdidas en puntos de funcionamiento estándar (velocidad; par), en porcentaje de la potencia nominal							
P1 (0,9;1,0)	P2 (0,5;1,0)	P3 (0,25;1,0)	P4 (0,9;0,5)	P5 (0,5;0,5)	P6 (0,5;0,25)	P7 (0,25;0,25)	
16.7	12.8	13.0	9.7	5.7	4.2	2.6	
Tipo de cojinete :		<u>Delantero</u> 6204 ZZ		<u>Trasero</u> 6203 ZZ			
Sello :		VRing		VRing			
Intervalo de lubricación :		-		-			
Cantidad de lubricante :		-		-			
Tipo de lubricante :		Mobil Polyrex EM					
Notas							
Esta revisión reemplaza y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.				Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma IEC 60034-1.			
Rev.	Resumen de los cambios			Ejecutado	Verificado	Fecha	
Ejecutor							
Verificador					Página	Revisión	
Fecha	03/07/2023				1 / 1		



Anexo H. Data Sheet Motor Eléctrico WEG de 7,5 [HP]

HOJA DE DATOS						
Motor Trifásico de Inducción - Rotor de Jaula						
Cliente :						
Linea del producto : Multimontaje 00047 IE2 Trifásico			Código del producto :		15361863	
Carcasa : 112M Potencia : 5.5 kW (7.5 HP) Polos : 4 Frecuencia : 60 Hz Tensión nominal : 220/380/440 V Corriente nominal : 20.0/11.6/10.0 A Corriente de arranque : 160/92.6/80.0 A Ip/In : 8.0 Corriente en vacío : 10.4/6.02/5.20 A Rotación nominal : 1740 rpm Resbalamiento : 3.33 % Torque nominal : 30.2 Nm Torque de arranque : 240 % Torque máximo : 280 % Clase de aislamiento : F Factor de servicio : 1.15 Momento de inercia (J) : 0.0180 kgm² Categoría : N			Tiempo de rotor bloqueado : 21s (frío) 12s (caliente) Elevación de temperatura : 80 K Régimen de servicio : S1 Temperatura ambiente : -20°C hasta +40°C Altitud : 1000 m Grado de protección : IP55 Método de refrigeración : IC411 - TEFC Forma constructiva : B3T Sentido de giro¹ : Ambos Nivel de ruido² : 58.0 dB(A) Método de Arranque : Partida directa Masa aproximada³ : 36.6 kg			
Potencia 50% 75% 100% Rendimiento (%) 88.7 90.0 90.0 Cos Φ 0.61 0.73 0.80			Fuerzas en la fundación Tracción máxima : 1600 N Compresión máxima : 1959 N			
Pérdidas en puntos de funcionamiento estándar (velocidad; par), en porcentaje de la potencia nominal						
P1 (0.9;1.0)	P2 (0.5;1.0)	P3 (0.25;1.0)	P4 (0.9;0.5)	P5 (0.5;0.5)	P6 (0.5;0.25)	P7 (0.25;0.25)
10.8	9.7	9.4	5.2	3.9	2.7	2.1
Tipo de cojinete :		<u>Delantero</u> 6207 ZZ		<u>Trasero</u> 6206 ZZ		
Sello :		VRing		VRing		
Intervalo de lubricación :		-		-		
Cantidad de lubricante :		-		-		
Tipo de lubricante :		Mobil Polyrex EM				
Notas						
Esta revisión reemplaza y cancela la anterior, la cual deberá ser eliminada. (1) Mirando la punta delantera del eje del motor. (2) Medido a 1m y con tolerancia de +3dB(A). (3) Masa aproximada sujetos a cambios después del proceso de fabricación. (4) Al 100% de la carga completa.				Los valores indicados son valores promedio con base en ensayos y para alimentación en red senoidal, sujetos a las tolerancias de la norma IEC 60034-1.		
Rev.	Resumen de los cambios			Ejecutado	Verificado	Fecha
Ejecutor						
Verificador					Página	Revisión
Fecha	04/07/2023				1 / 1	

Tubo ASTM A500 LAC y GALV

PARA ESTRUCTURAS

DENOMINACIÓN:

TNM RED ND A500, TNM RED OD A500, TNM CUA A500, TNM REC A500.
TGM RED OD A500, TGM RED ND A500, TGM CUA A500, TGM REC A500.

DESCRIPCIÓN:

Tubo fabricado con acero al carbono laminado en caliente o con superficie galvanizada, utilizando el sistema de soldadura de resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW). Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

USOS:

Diversas estructuras livianas y pesadas, correceñas, tijaeras, postes, etc.

NORMAS TÉCNICAS DE FABRICACIÓN:

Las propiedades mecánicas, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500 - Grados A y B según lo solicitado.

PRESENTACIÓN:

- Longitud:
 - Redondos: 6.40 m y 6 m.
 - Cuadrados y rectangulares: 6 m.
 - Otras longitudes a pedido.
- Acabado de extremos: Refrentado (plano), limpios de rebordes.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m:

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)									
		1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	3.3	4.0			
REDONDO NOMINAL	1/4"	13.70	0.53	0.58	0.65						
	3/8"	17.10	0.68	0.75	0.84						
	1/2"	21.30	0.87	0.95	1.08	1.16	1.35				
	3/4"	26.70	1.11	1.22	1.38	1.49	1.75				
	1"	33.40	1.40	1.55	1.76	1.91	2.25				
	1 1/4"	42.20	1.79	1.98	2.26	2.45	2.90				
	1 1/2"	48.30	2.06	2.28	2.61	2.82	3.35	3.66	4.37		
	2"	60.30	2.60	2.88	3.29	3.56	4.24	4.64	5.56		
	2 1/2"	73.00		3.50		4.35	5.18	5.67	6.81		
	3"	88.90		4.29		5.33	6.36	6.97	8.38		
	4"	114.30		5.54		6.90	8.24	9.04	10.88		

■ Negro y Galvanizado.
(*) Dimensiones y Tolerancias.

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)									
		1.5	1.8	2.0	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0		
CUADRADO L.E.	-	25 x 25	1.06		1.46						
	-	30 x 30	1.30		1.70						
	-	40 x 40	1.78		2.24		3.32				
	-	50 x 50	2.25		3.12	3.87	4.32				
	2"	50.8			3.12	3.87	4.32				
	-	75 x 75			4.50	5.56	6.81				
-	100 x 100			6.17	7.68	9.17	12.13	13.59	16.98		

■ Negro y Galvanizado.

SISTEMA INGLÉS:

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)								
		1.5	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0
CUADRADO L.E.	1"	-		1.36	1.50	1.70	1.84	2.17		
	1 1/4"	-		1.71	1.90	2.16	2.34	2.77		
	1 1/2"	-		2.07	2.29	2.62	2.84	3.37		
	2"	-		2.79	3.09	3.54	3.83	4.56	5.99	
	3"	-		4.69	5.37	5.83	6.96	9.18		
4"	-		6.28		7.82	9.35	12.37	13.86		
RECT L.E.	1" x 2"	-		2.10	2.32					
	2" x 3"	-		3.54	3.92		4.87	5.81		
	2" x 4"	-				4.71	5.85	6.88	9.21	10.31
	2" x 6"	-				6.34	7.89	9.43	12.48	13.98
	4" x 10"	-								34.60

■ Negro y Galvanizado.

SISTEMA MÉTRICO:

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)													
		1.5	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0	8.0	10.0	12.0		
CUADRADO L.E.	25mm	1.12	1.33	1.47		1.81									
	30mm		1.62	1.79											
	38mm		2.07	2.29		2.83	3.36								
	40mm		2.18	2.41		2.99	3.55								
	50mm		2.75	3.04		3.77	4.49		6.57	8.53					
	75mm			4.61		5.73	6.84		9.03	10.10	13.24				
	80mm			4.93		6.13	7.31		9.65	10.81					
	100mm			6.18		7.70	9.20		12.17	13.63	17.95				
	125mm					11.55			17.16	22.66					
	150mm						13.91		20.70	27.37	36.10	44.64			
	200mm						18.62		27.76	36.79	48.66	60.34			
	250mm								34.83	46.21	61.22	76.04			
	300mm										73.79	91.74	108.48		
	400mm												123.14	147.18	

■ Negro y Galvanizado.

QCQA01-F219 / 02 / MAY 16



Anexo J. Catálogo de cilindros hidráulicos

Cilindros estándar de doble efecto [Serie 700]

Double acting standard cylinders [Series 700] / Vérins standard double effet [Série 700]

01

REF.	∅A	∅B	Z Carrera Stroke Course	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol. (L)	Peso (kg) Weight Poids	
700/05			50	205											0,04	1,7	
700/10			100	255											0,08	2,0	
700/15			150	305											0,12	2,3	
700/20			200	355											0,16	2,6	
700/250			250	405											0,20	2,9	
700/30			300	455											0,24	3,2	
700/350			350	505											0,28	3,4	
700/400			400	555											0,32	3,6	
700/500			500	655											0,40	4,2	
700/600			600	755											0,48	4,8	
700/700	20	32	700	855	16	16,2	35	40	28	30	47	35	9,5	1/4	0,56	J70N	5,3
700/800			800	955											0,64	6,2	
700/900			900	1055											0,72	6,8	
700/1000			1000	1155											0,80	7,2	
700/1100			1100	1255											0,89	8,0	
700/1200			1200	1355											0,97	8,6	
700/1300			1300	1455											1,05	9,2	
700/1400			1400	1555											1,13	9,8	
700/1500			1500	1655											1,21	10,4	
701/1			100	270											0,13	2,9	
701/150			150	320											0,19	3,4	
701/2			200	370											0,25	3,8	
701/250			250	420											0,31	4,4	
701/3			300	470											0,38	4,7	
701/350			350	520											0,44	5,3	
701/4			400	570											0,50	5,7	
701/450			450	620											0,57	6,2	
701/5			500	670											0,63	6,6	
701/600	25	40	600	770	17,5	20,25	40	50	64,5	35	37,5	40	15	3/8	0,75	J71N	7,6
701/700			700	870											0,88	8,6	
701/800			800	970											1,01	9,5	
701/900			900	1070											1,13	10,5	
701/1000			1000	1170											1,26	11,5	
701/1100			1100	1270											1,38	12,3	
701/1200			1200	1370											1,51	13,3	
701/1300			1300	1470											1,63	14,2	
701/1400			1400	1570											1,76	15,2	
701/1500			1500	1670											1,89	16,1	

- Recuerde consultar nuestras tablas de pandeo al elegir su cilindro.
- Please, consult the buckling chart before choosing your cylinder.
- Veuillez consulter les tableaux de flambage avant de choisir votre vérin.

[10]



La fuerza de un equipo a tu servicio

www.cicrosa.com • info@cicrosa.com • Tel [+34] 979 761 434

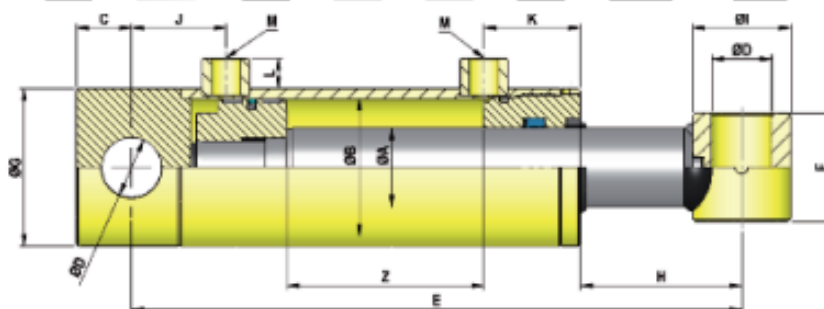
Nota: Obtenido de CICROSA

Cilindros estándar de doble efecto [Serie 700]

Double acting standard cylinders [Series 700] / Vérins standard double effet [Série 700]

01

REF.	φ A	φ B	Z Carrera Stroke Course	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol. (L) Litres Litres	Peso (kg) Weight Poids
702/1			100	300											0,20	4,3
702/150			150	350											0,29	5,1
702/2			200	400											0,39	5,6
702/250			250	450											0,49	6,3
702/3			300	500											0,59	6,8
702/350			350	550											0,69	7,6
702/4			400	600											0,79	8,0
702/450			450	650											0,88	8,8
702/5			500	700											0,98	9,5
702/6	30	50	600	800	22	25,25	45	60	85	40	42	43	15	3/8	1,18	10,5
702/7			700	900											1,37	11,7
702/800			800	1000											1,57	13,1
702/900			900	1100											1,77	14,3
702/1000			1000	1200											1,96	15,5
702/1100			1100	1300											2,16	16,8
702/1200			1200	1400											2,35	18,03
702/1300			1300	1500											2,55	19,26
702/1400			1400	1600											2,77	20,1
702/1500			1500	1700											2,94	21,72
703/1			100	300											0,28	5,4
703/150			150	350											0,42	6,3
703/2			200	400											0,57	7,0
703/250			250	450											0,71	7,63
703/3			300	500											0,85	8,1
703/350			350	550											0,99	9,1
703/4	30	60	400	600	22	25,25	45	70	83	40	42	45	15	3/8	1,13	9,5
703/450			450	650											1,27	10,4
703/5			500	700											1,41	10,8
703/6			600	800											1,70	12,2
703/7			700	900											1,98	13,5
703/800			800	1000											2,26	15,0
703/900			900	1100											2,56	16,4



La fuerza de un equipo a tu servicio
www.cicrosa.com • info@cicrosa.com • Tel [+34] 979 761 434

[11]

Nota: Obtenido de CICROSA



MANGUERAS HIDRAULICAS

MEDIANA PRESION



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma DIN 20022-1SN

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de mediana presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y $+100^{\circ}$ C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

Refuerzo: Una malla trenzada de alambre de acero endurecida y templado

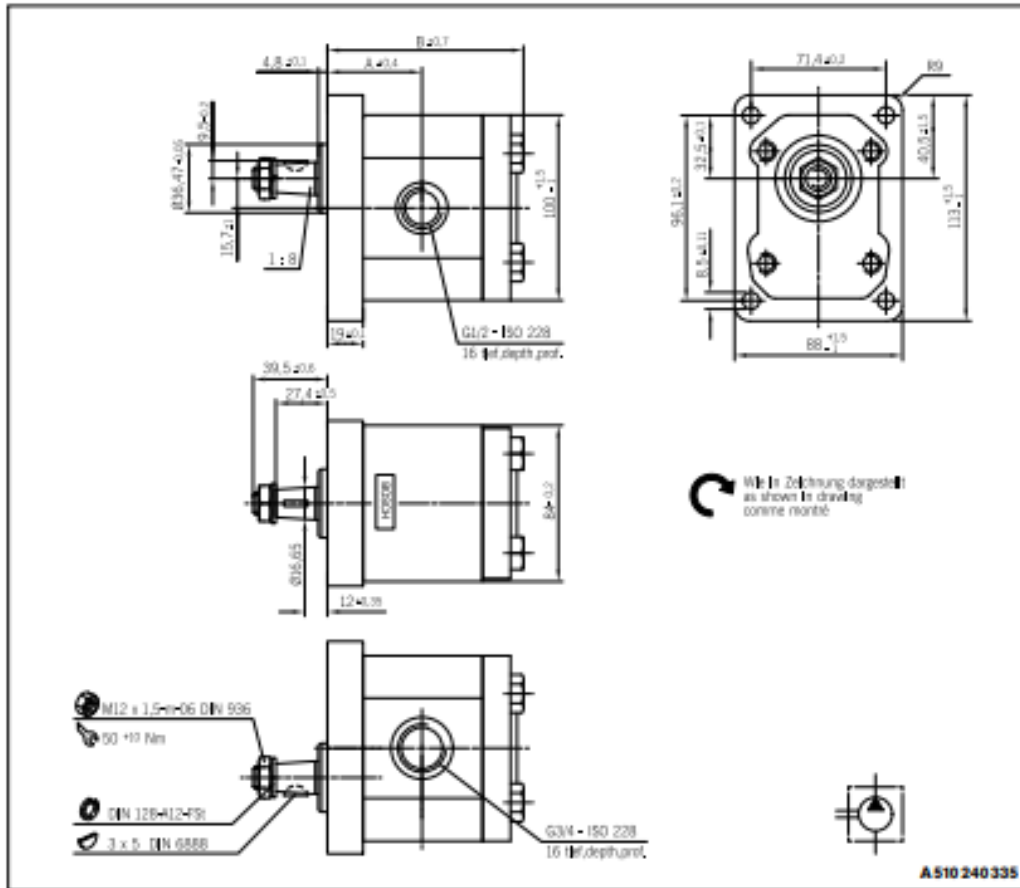
Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

Nota: Obtenido del Catálogo general Soc. Covarrubias e Hijo LTDA

Anexo L. Data Sheet Bomba Hidráulica BOSH tipo F



Kenngrößen, Diagramme, Antriebe, allgem. Hinweise usw. siehe Seite 10...35.

Specifications, diagrams, drives, general notes a.s.o. see page 12...35.

Caractéristiques, diagrammes, modes d'entraînement, notices générales etc. voir pages 14...35.

Typformel Type code Codification	Fördervolumen Displacement Cylindrée	Maß Dimension Cote			kg	Rotation	
		A	B			⊕ ↺	⊕ ↻
HY/ZFS 11/...	V [cm ³ /min]						
4 R 248	4	41,4	86,5		3,0		0510225015
5,5 R 248	5,5	42,6	89		3,1		0510325018
8 R 248	8	44,7	93,1		3,2		0510425027
11 R 248	11	48,5	98,1		3,3		0510525039
14 R 248	14	49	103,1		3,4		0510525040
16 R 248	16	49	106,5		3,6		0510625047
19 R 248	19	49	111,5		3,6		0510625052
22,5 R 248	22,5	56,6	116,4		3,8		0510725084

Nota: Obtenido del Catálogo BOSCH

Anexo M. Cálculos de los diagramas de corte y momento flector para el eje principal

Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano X-Y

Tramo A-B : $0 \leq x \leq 0,1$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AY}$$

$$V(0) = 3\,027 = 3\,027 \text{ [N]}$$

$$V(0,1) = 3\,027 = 3\,027 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AY} * \langle x \rangle$$

$$M(0) = 3\,027 * \langle 0 \rangle = 0 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,1) = 3\,027 * \langle 0,1 \rangle = 302,7 \text{ [Nm]}$$

Tramo B-C : $0,1 \leq x \leq 0,2$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AY} - F_c$$

$$V(0,1) = 3\,027 - 1\,500 = 1\,527 \text{ [N]}$$

$$V(0,2) = 3\,027 - 1\,500 = 1\,527 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AY} * \langle x \rangle - F_c * \langle x - 0,1 \rangle$$

$$M(0,1) = 3\,027 * \langle 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,1 - 0,1 \rangle = 302,7 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,2) = 3\,027 * \langle 0,2 \rangle - 1\,500 * \langle 0,2 - 0,1 \rangle = 455,4 \text{ [Nm]}$$

Tramo C-D : $0,2 \leq x \leq 0,3$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AY} - F_c - F_c$$

$$V(0,2) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 = 27 \text{ [N]}$$

$$V(0,3) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 = 27 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AY} * \langle x \rangle - F_c * \langle x - 0,1 \rangle - F_c * \langle x - 0,2 \rangle$$

$$M(0,2) = 3\,027 * \langle 0,2 \rangle - 1\,500 * \langle 0,2 - 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,2 - 0,2 \rangle = 455,4 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,3) = 3\,027 * \langle 0,3 \rangle - 1\,500 * \langle 0,3 - 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,3 - 0,2 \rangle = 458,1 \text{ [Nm]}$$

Tramo D-E : $0,3 \leq x \leq 0,4$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AY} - F_c - F_c - F_v$$

$$V(0,3) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 - 54 = -27 \text{ [N]}$$

$$V(0,4) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 - 54 = -27 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AY} * \langle x \rangle - F_c * \langle x - 0,1 \rangle - F_c * \langle x - 0,2 \rangle - F_v * \langle x - 0,3 \rangle$$

$$M(0,3) = 3\,027 * \langle 0,3 \rangle - 1\,500 * \langle 0,3 - 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,3 - 0,2 \rangle - 54 * \langle 0,3 - 0,3 \rangle = 458,1 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,4) = 3\,027 * \langle 0,4 \rangle - 1\,500 * \langle 0,4 - 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,4 - 0,2 \rangle - 54 * \langle 0,4 - 0,3 \rangle = 455,4 \text{ [Nm]}$$

Tramo E-F : $0,4 \leq x \leq 0,5$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AY} - F_c - F_c - F_v - F_c$$

$$V(0,4) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 - 54 - 1\,500 = -1\,527 \text{ [N]}$$

$$V(0,5) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 - 54 - 1\,500 = -1\,527 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AY} * \langle x \rangle - F_c * \langle x - 0,1 \rangle - F_c * \langle x - 0,2 \rangle - F_v * \langle x - 0,3 \rangle - F_c * \langle x - 0,4 \rangle$$

$$M(0,4) = 3\,027 * \langle 0,4 \rangle - 1\,500 * \langle 0,4 - 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,4 - 0,2 \rangle - 54 * \langle 0,4 - 0,3 \rangle - 1\,500 * \langle 0,4 - 0,4 \rangle = 455,4 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,5) = 3\,027 * \langle 0,5 \rangle - 1\,500 * \langle 0,5 - 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,5 - 0,2 \rangle - 54 * \langle 0,5 - 0,3 \rangle - 1\,500 * \langle 0,5 - 0,4 \rangle = 302,7 \text{ [Nm]}$$

Tramo F-G : $0,5 \leq x \leq 0,6$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AY} - F_c - F_c - F_v - F_c - F_c$$

$$V(0,5) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 - 54 - 1\,500 - 1\,500 = -3\,027 \text{ [N]}$$

$$V(0,6) = 3\,027 - 1\,500 - 1\,500 - 54 - 1\,500 - 1\,500 = -3\,027 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AY} * \langle x \rangle - F_c * \langle x - 0,1 \rangle - F_c * \langle x - 0,2 \rangle - F_v * \langle x - 0,3 \rangle - F_c * \langle x - 0,4 \rangle - F_c * \langle x - 0,5 \rangle$$

$$M(0,5) = 3\,027 * \langle 0,5 \rangle - 1\,500 * \langle 0,5 - 0,1 \rangle - 1\,500 * \langle 0,5 - 0,2 \rangle - 54 * \langle 0,5 - 0,3 \rangle - 1\,500 * \langle 0,5 - 0,4 \rangle - 1\,500 * \langle 0,5 - 0,5 \rangle = 302,7 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,6) = 3\,027 * <0,6> - 1\,500 * <0,6 - 0,1> - 1\,500 * <0,6 - 0,2> - 54 * <0,6 - 0,3> - 1\,500 * <0,6 - 0,4> - 1\,500 * <0,6 - 0,5> = 0 \text{ [Nm]}$$

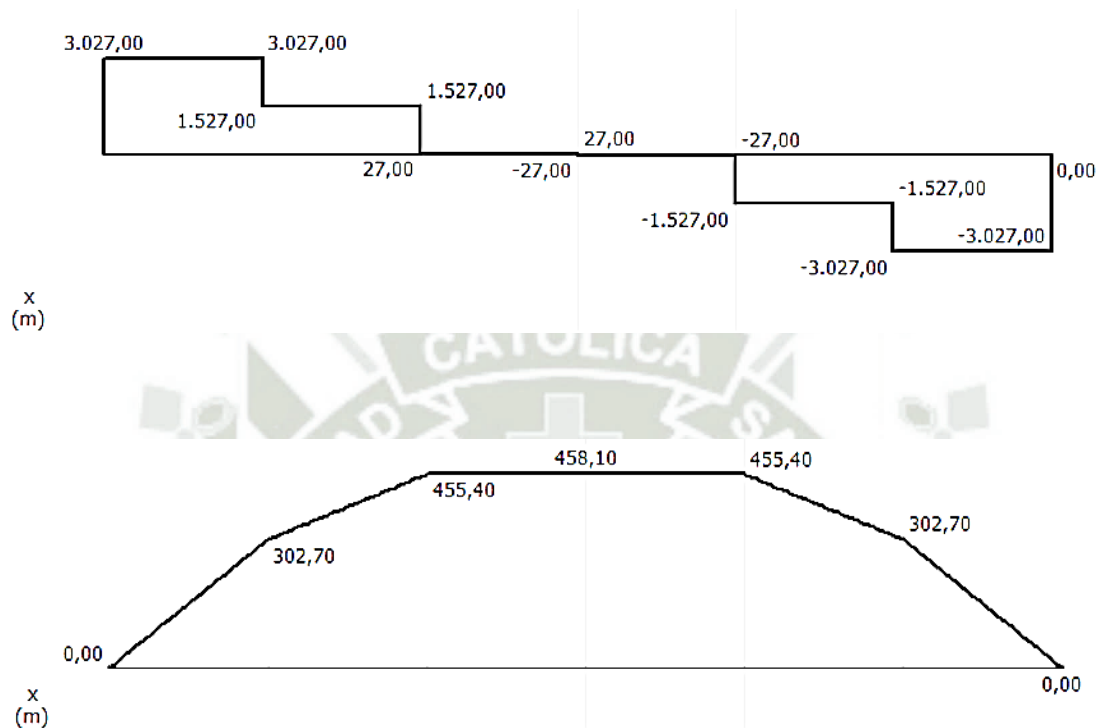


Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano X-Z

Tramo A-B : $0 \leq x \leq 0,1$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AZ}$$

$$V(0) = 50 = 50 \text{ [N]}$$

$$V(0,1) = 50 = 50 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AZ} * <x>$$

$$M(0) = 50 * <0> = 0 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,1) = 50 * <0,1> = 5,0 \text{ [Nm]}$$

Tramo B-C : $0,1 \leq x \leq 0,2$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AY}$$

$$V(0,1) = 50 = 50 \text{ [N]}$$

$$V(0,2) = 50 = 50 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AY} * \langle x \rangle$$

$$M(0,1) = 50 * \langle 0,1 \rangle = 5,0 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,2) = 50 * \langle 0,2 \rangle = 10,0 \text{ [Nm]}$$

Tramo C-D : $0,2 \leq x \leq 0,3$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AZ}$$

$$V(0,2) = 50 = 50 \text{ [N]}$$

$$V(0,3) = 50 = 50 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AZ} * \langle x \rangle$$

$$M(0,2) = 50 * \langle 0,2 \rangle = 10,0 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,3) = 50 * \langle 0,3 \rangle = 15,0 \text{ [Nm]}$$

Tramo D-E : $0,3 \leq x \leq 0,4$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AZ} - F_H$$

$$V(0,3) = 50 - 100 = -50 \text{ [N]}$$

$$V(0,4) = 50 - 100 = -50 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AZ} * \langle x \rangle - F_H * \langle x - 0,3 \rangle$$

$$M(0,3) = 50 * \langle 0,3 \rangle - 100 * \langle 0,3 - 0,3 \rangle = 15,0 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,4) = 50 * \langle 0,4 \rangle - 100 * \langle 0,4 - 0,3 \rangle = 10,0 \text{ [Nm]}$$

Tramo E-F : $0,4 \leq x \leq 0,5$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AZ} - F_H$$

$$V(0,4) = 50 - 100 = -50 \text{ [N]}$$

$$V(0,5) = 50 - 100 = -50 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AZ} * \langle x \rangle - F_H * \langle x - 0,3 \rangle$$

$$M(0,4) = 50 * <0,4> - 100 * <0,4 - 0,3> = 10,0 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,5) = 50 * <0,5> - 100 * <0,5 - 0,3> = 5,0 \text{ [Nm]}$$

Tramo F-G : $0,5 \leq x \leq 0,6$

Determinación de las ecuaciones para la fuerza de corte (V):

$$V(x) = R_{AZ} - F_H$$

$$V(0,5) = 50 - 100 = -50 \text{ [N]}$$

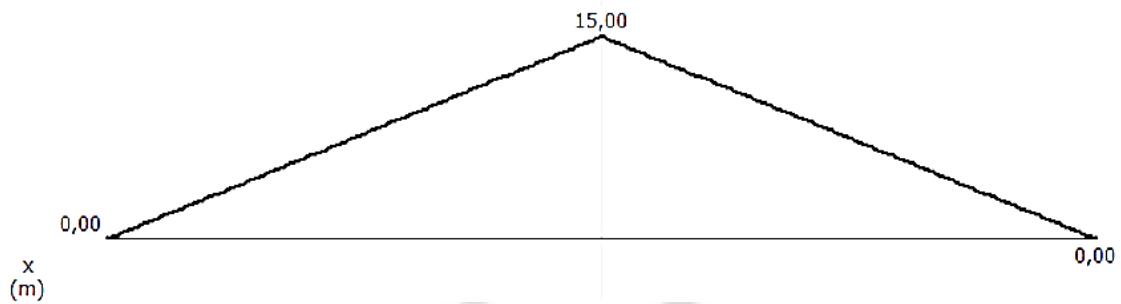
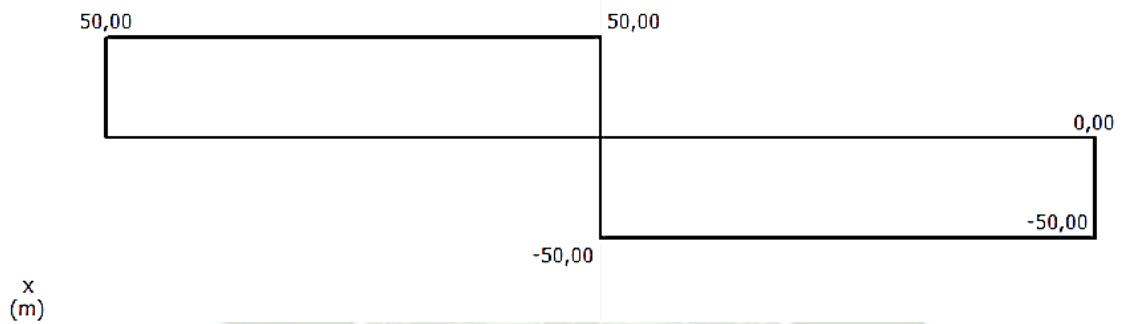
$$V(0,6) = 50 - 100 = -50 \text{ [N]}$$

Determinación de las ecuaciones para el momento flector (M):

$$M(x) = R_{AZ} * <x> - F_H * <x - 0,3>$$

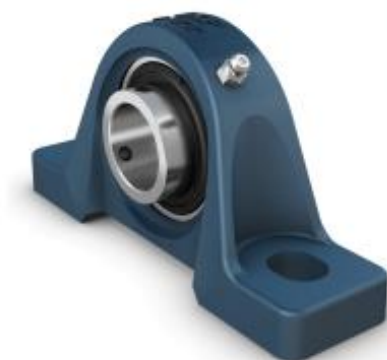
$$M(0,5) = 50 * <0,5> - 100 * <0,5 - 0,3> = 5,0 \text{ [Nm]}$$

$$M(0,6) = 50 * <0,6> - 100 * <0,6 - 0,3> = 0,0 \text{ [Nm]}$$





P2BM 112-TF



Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición, normas norteamericanas

Las unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de fundición que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Esta versión es adecuada para aplicaciones con sentidos de giro constantes y alternados. Tiene un aro interior prolongado en ambos lados, y se fija en el eje ajustando un tornillo de fijación en el aro interior, lo que la hace fácil de montar.

- Fuertes
- Diseñados para una rotación constante y alternada
- Listos para montar
- Rodamiento lubricado y sellado
- Fijación rápida en el eje
- Rentables

Overview

Dimensiones

Diámetro del eje	44.45 mm
Altura del centro (soporte de pie)	57.15 mm
Ancho total del soporte	55.6 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	158.75 mm
Ancho del rodamiento, total	51.6 mm

Rendimiento

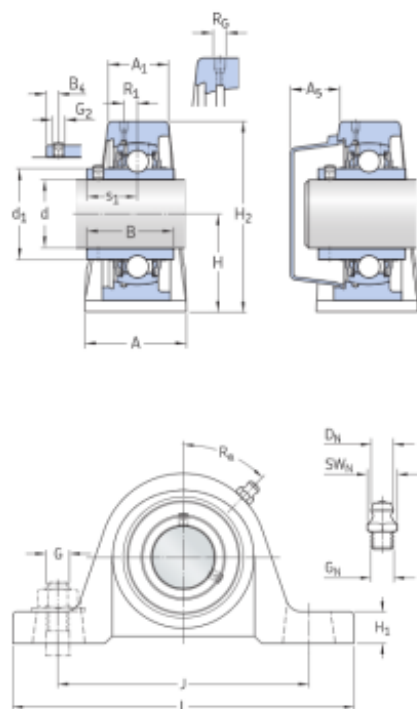
Capacidad de carga dinámica básica	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica	23.2 kN
Velocidad límite	4 000 r/min
Note	Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Propiedades

Tipo de soporte	Soporte de pie
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	2
Tipo de orificio para tornillos de fijación	Plano
Elemento de retención, aro interior	Tornillos de fijación
Tipo de agujero	Cilíndrico
Aro de asiento de caucho	Sin
Material, soporte	Fundición

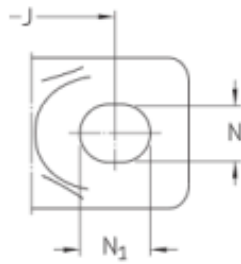
Especificación técnica

Cumplimiento con el estándar	Norma estadounidense
Para un propósito específico	Para aplicaciones de manipulación de materiales
Material, soporte	Fundición
Sellado, rodamiento	Sello y aro deflector en ambos lados
Sellado Tipo, rodamiento	Contacto estándar
Sellado, unidad	Tapa lateral opcional
Recubrimiento	Sin



Dimensiones

d	44.45 mm	Diámetro interno
d ₁	≈ 62.51 mm	Diámetro del resalte del aro interior
A	55.6 mm	Ancho de la base
A ₁	30.7 mm	Ancho superior
A ₅	29.5 mm	Parte que sobresale de la tapa lateral
B	51.6 mm	Ancho del aro interior
B ₄	9 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	57.15 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	19.05 mm	Altura del pie
H ₂	115.89 mm	Altura total
J	158.75 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max. 165.105 mm	Distancia entre los tornillos de fijación



J	min. 152.395 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
L	206.38 mm	Longitud total
N	19.84 mm	Diámetro del agujero del tornillo de fijación
N ₁	22.23 mm	Longitud del agujero del tornillo de fijación
S ₁	32.6 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura

Orificio roscado

R ₁	1/8-27 NPT	Rosca del soporte para la boquilla engrasadora
R	2.8 mm	Posición axial de la rosca del soporte
R ₁	45 °	Posición angular de la rosca del soporte

Boquilla engrasadora

D ₁	6.579 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
S ₁	11.113 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
G ₁	1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	23.2 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.98 kN
Velocidad límite		4 000 r/min
		Velocidad límite con tolerancia de eje h6

Masa

Anexo O. Factores que afectan la resistencia a la fatiga

Nota: Obtenido del libro Diseño de Elementos de Máquinas de (Vanegas Useche, 2018)

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga son:

- (a) Estado superficial
- (b) Tamaño de la pieza
- (c) Variabilidad en los procesos de manufactura
- (d) Temperatura
- (e) Efectos varios (corrosión, esfuerzos residuales y otros)
- (f) Tipo de carga
- (g) Concentradores de esfuerzos

Los efectos de los aspectos (a) hasta (f) sobre la resistencia a la fatiga se cuantifican mediante los factores K_a , K_b , K_c , K_d , K_e y K_{car} , cuyo producto se designa con el término K :

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car}$$

Factor de superficie (K_a)

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

La manera de introducir el efecto del acabado superficial, así como el de otros aspectos que se estudian en las secciones 5.8.2 a 5.8.6, es definiendo factores **multiplicadores** de la resistencia a la fatiga.

El factor de superficie, K_a , es el coeficiente que tiene en cuenta el efecto del acabado superficial sobre la resistencia del material a las cargas variables y está en el intervalo $[0, 1]$. Para el caso de elementos pulidos a espejo $K_a = 1$, ya que este tipo de superficie es el que tienen las probetas para determinar el límite de fatiga; por lo tanto, no habría necesidad de hacer corrección por estado superficial. Un valor menor que uno implica que el estado superficial reduce en cierto grado la resistencia. Si, por ejemplo, $K_a = 0.35$, la resistencia a la fatiga corregida para vida infinita sería el 35% del límite de fatiga, si se considerara sólo el efecto de la rugosidad.

La figura presenta los resultados de ensayos experimentales efectuados sobre probetas de **acero** con diferentes acabados superficiales. Las curvas de los acabados más pulidos están por encima (los valores de K_a son mayores) de curvas de procesos que producen mayores rugosidades o que generan descarbonación de la superficie, como ocurre con el laminado en caliente y el forjado; una superficie descarbonada contiene menor porcentaje de carbono, lo cual reduce la resistencia del acero.

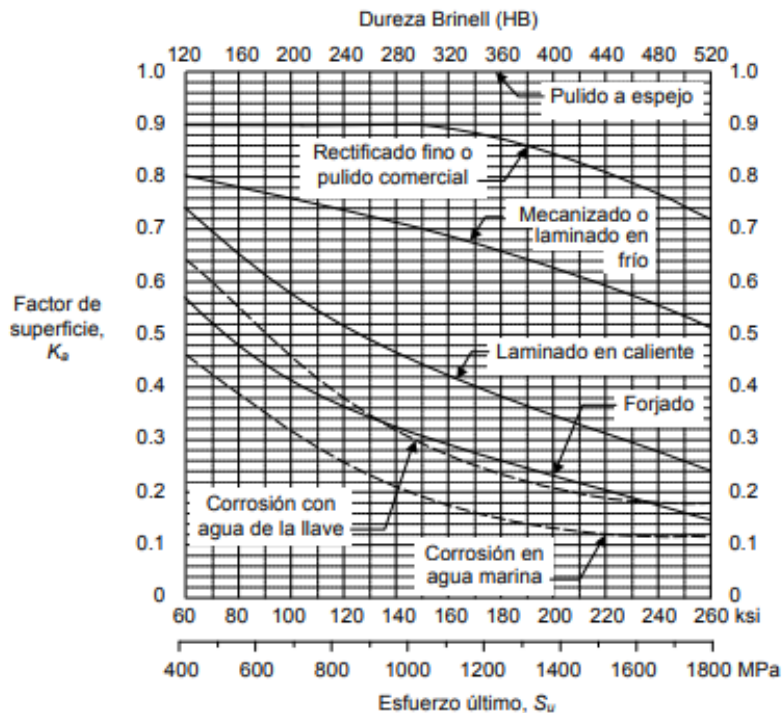


Figura K-1. Factores de superficie para el acero.

Nota: Pueden aplicarse a otros metales dúctiles, pero como valores aproximados

Factor de tamaño (K_b)

Debe tenerse en cuenta que las piezas de gran tamaño tienden a ser menos resistentes a todas las sollicitaciones y tipos de carga; se recomienda ser precavidos al trabajar con piezas de gran tamaño.

La curva ABC de la figura muestra la forma en que varía el factor de tamaño, de acuerdo con la ecuación 5.21. Por ejemplo, $K_b \approx 0.64$ para $d_e = 250$ mm, es decir, una probeta de 250 mm de diámetro sometida a flexión giratoria podría soportar un esfuerzo máximo de $\sim 0.64S_e$ sin que ocurra falla. Para diámetros menores a 8 mm (que es aproximadamente el tamaño usual de las probetas de ensayo para fatiga), la resistencia a la fatiga de la pieza se toma (conservadoramente) igual al límite de fatiga, es decir, se toma $K_b = 1$ (línea AB).

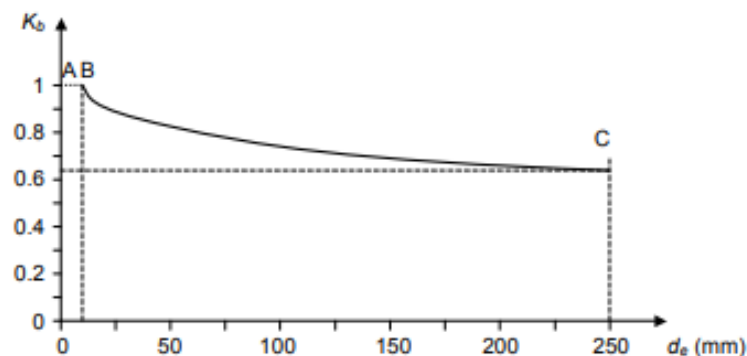


Figura K-2. Variación del factor de tamaño con respecto al diámetro equivalente

Factor de confiabilidad (K_c)

El factor de confiabilidad, K_c , corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la siguiente tabla:

Confiabilidad (%)	K_c
50	1
90	0.897
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Figura K-3. Factor de confiabilidad K_c

Para propósitos prácticos, una confiabilidad teórica del 99.9% sería suficiente en muchos casos.

Factor de temperatura (K_d)

Para determinar el factor de temperatura de los **aceros**, puede utilizarse una de las siguientes ecuaciones empíricas. La ecuación 5.26.a es sugerida por Shigley y Mitchell^[10, citado en 1] y la 5.26.b por Budynas y Nisbett^[4]:

$$K_d = 1, \quad \text{si } T_{emp} \leq 450 \text{ }^\circ\text{C},$$
$$K_d = 1 - (0.0058/^\circ\text{C})(T_{emp} - 450 \text{ }^\circ\text{C}), \quad \text{si } 450 \text{ }^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.26.a)$$

$$K_d \approx 0.988 + (0.651 \times 10^{-3}) T_{emp} - (3.41 \times 10^{-6}) T_{emp}^2 + (5.62 \times 10^{-9}) T_{emp}^3$$
$$- (6.25 \times 10^{-12}) T_{emp}^4, \quad \text{si } 20 \text{ }^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.26.b)$$

De acuerdo con la ecuación 5.26.a, a 450 °C la resistencia a la fatiga de los aceros no se ha alterado con la temperatura, y a 550 °C ésta se ha reducido en un 58% ($K_d = 0.42$). Contradictoriamente, la aplicación de la ecuación 5.26.b indica que $K_d \approx 1$ para $20 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{emp} \leq 250 \text{ }^\circ\text{C}$; a partir de 250 °C K_d se reduce hasta un valor de 0.68 para 550 °C. Teniendo en cuenta esto, en este texto se usará:

$$K_d = 1, \quad \text{si } 20 \text{ }^\circ\text{C} \leq T_{emp} \leq 250 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (5.26.c)$$

La ecuación 5.26 **sólo** debe utilizarse para **aceros**.

Factor de efectos varios (K_e)

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor K_e . Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. En general, $0 \leq K_e \leq 1$; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar $K_e = 1$. Algunos de los fenómenos a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyen:

Factor de carga (K_{car})

La relación entre la resistencia a la fatiga para cada tipo de carga y el límite de fatiga se denomina **factor de carga**, K_{car} . Entonces, de acuerdo con lo dicho en el párrafo anterior, en este texto se asumirá que:

$$K_{car} = 1, \text{ para flexión.} \quad (5.28.a)$$

$$K_{car} \approx 0.7, \text{ para carga axial.} \quad (5.28.b)$$

$$K_{car} \approx 0.577, \text{ para torsión.} \quad (5.28.c)$$

El caso de torsión se puede tratar calculando los esfuerzos de von Mises equivalentes a los esfuerzos aplicados^[1]. Entonces, se obtienen esfuerzos medios y alternativos normales y no es necesario usar el factor 0.577, indicado arriba para torsión. Entonces:

$$K_{car} = 1, \text{ para torsión, calculando los esfuerzos equivalentes de von Mises.} \quad (5.28.d)$$



Anexo P. Concentradores de esfuerzos

El factor de concentración de esfuerzos por fatiga, K_f , es un valor que multiplica al esfuerzo nominal, con el fin de obtener un valor “corregido” del esfuerzo, que tenga en cuenta el efecto de la discontinuidad. Este factor se aplica al **esfuerzo alternativo**^[1] cuando se diseña para vida infinita. De acuerdo con estudios experimentales, K_f depende de: (a) el factor de concentración de esfuerzos, K_t , (b) el material y (c) el radio, r , de la discontinuidad.

Para tener en cuenta estos dos últimos, se define el **índice de sensibilidad a la entalla**, q , que es un coeficiente cuyo valor representa qué tan sensible es el material a la discontinuidad de radio r (qué tanto se afecta su resistencia a la fatiga). El coeficiente q varía desde 0, cuando el material no tiene sensibilidad a la discontinuidad, hasta 1, cuando el material es totalmente sensible a ésta.

El índice de sensibilidad a la entalla se ha definido matemáticamente como:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}, \quad (5.29)$$

de donde:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1). \quad (5.30)$$

Como q varía entre 0 y 1, de acuerdo con la ecuación 5.30, el valor de K_f varía entre 1 (cuando el material no tiene sensibilidad a la entalla) y K_t (cuando el material es totalmente sensible a la entalla).

Al encontrar los coeficientes K_t y q se obtiene, entonces, el valor de K_f . El coeficiente K_t se obtiene de las curvas del apéndice 5 o de algunas similares. El valor de q se obtiene a partir de:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a/\sqrt{r}}}, \quad (5.31)$$

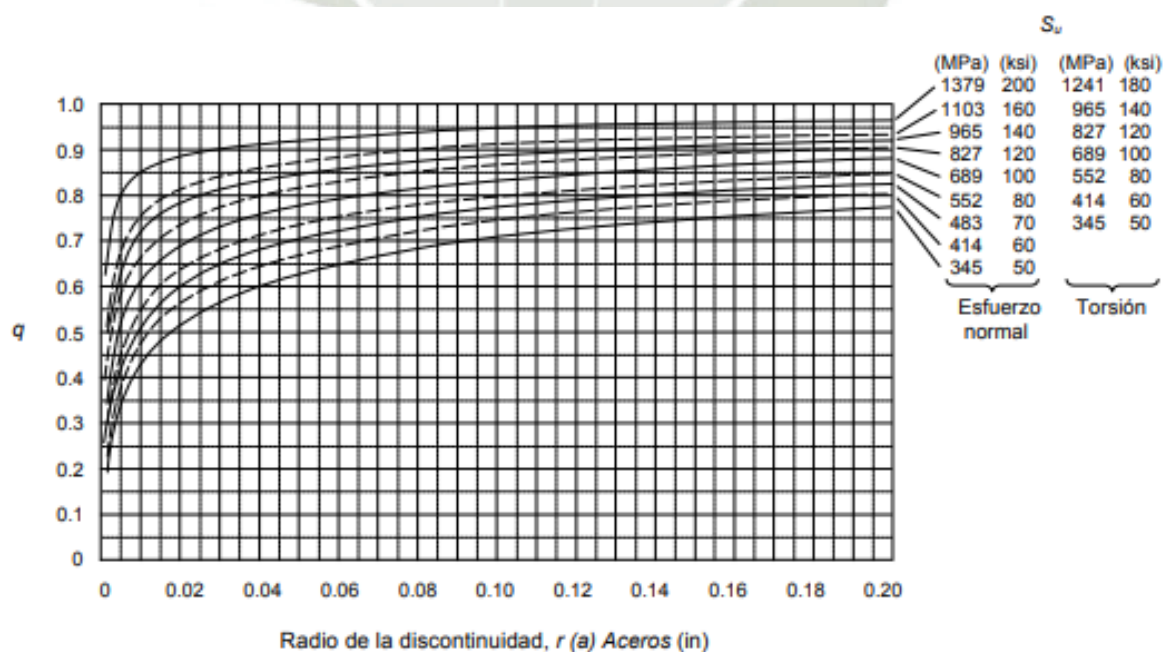
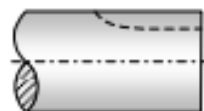
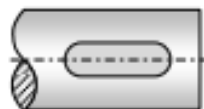


Figura L-1. Curvas para la determinación del índice de sensibilidad a la entalla

Clase de rosca	K_f (tracción o flexión)			
	Recocida Dureza < 200 HB Grado SAE ≤ 2 Clase SAE (ISO) ≤ 5.8		Endurecida Dureza > 200 HB Grado SAE ≥ 4 Clase SAE (ISO) ≥ 6.6	
	Laminada	Tallada	Laminada	Tallada
Unified National Standard (UNS) con raíces planas Cuadrada	2.2	2.8	3.0	3.8
Unified Nacional Standard (UNS) con raíces redondeadas	1.4	1.8	2.6	3.3

Figura L-2. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para roscas, válidos para elementos de acero sometidos a tracción o flexión

Características del acero	Chavetero de perfil		Chavetero de patín	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Recocido, dureza menor que 200 HB	1.6	1.3	1.3	1.3
Endurecido, dureza mayor que 200 HB	2.0	1.6	1.6	1.6



Chavetero de perfil

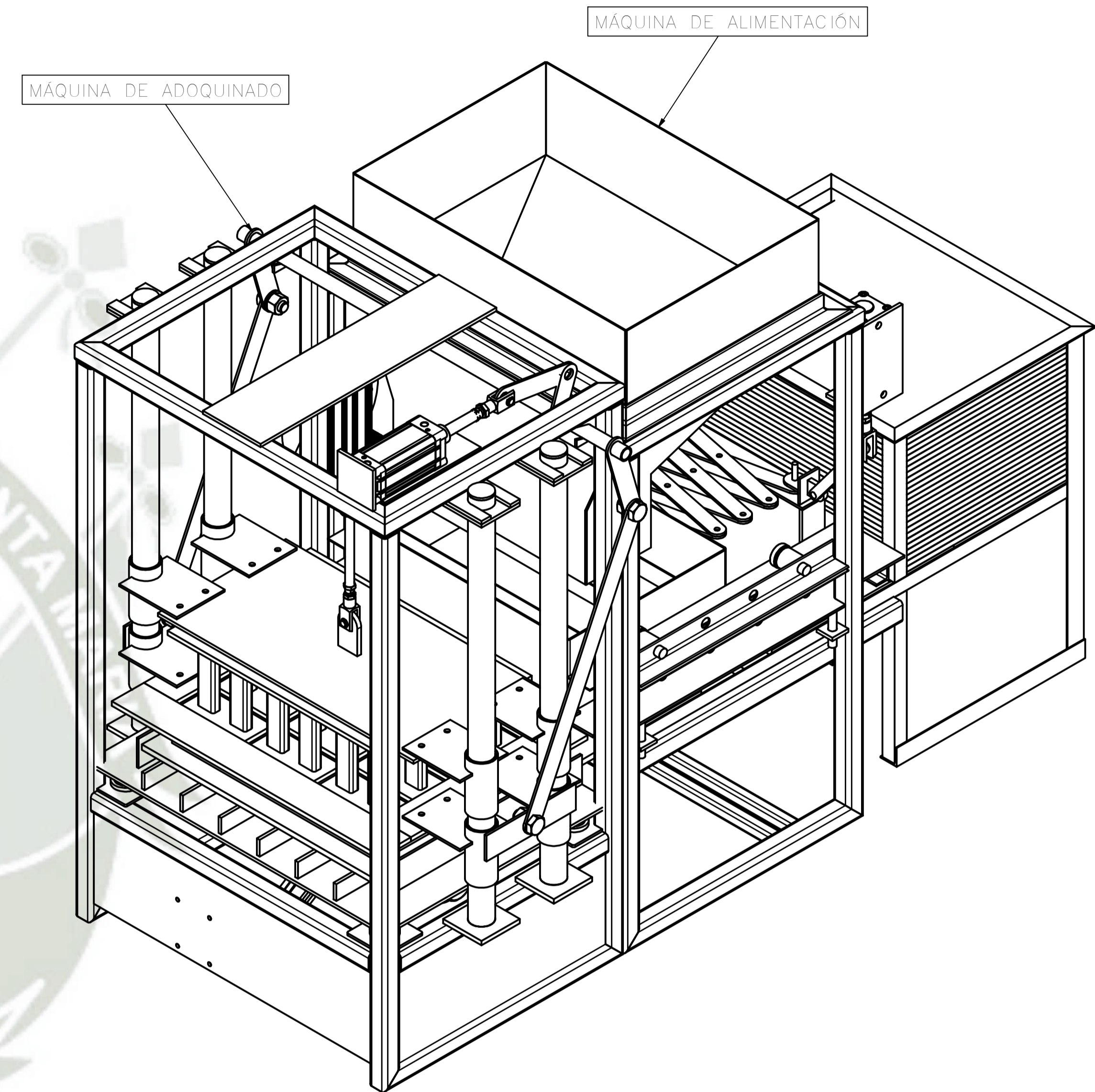
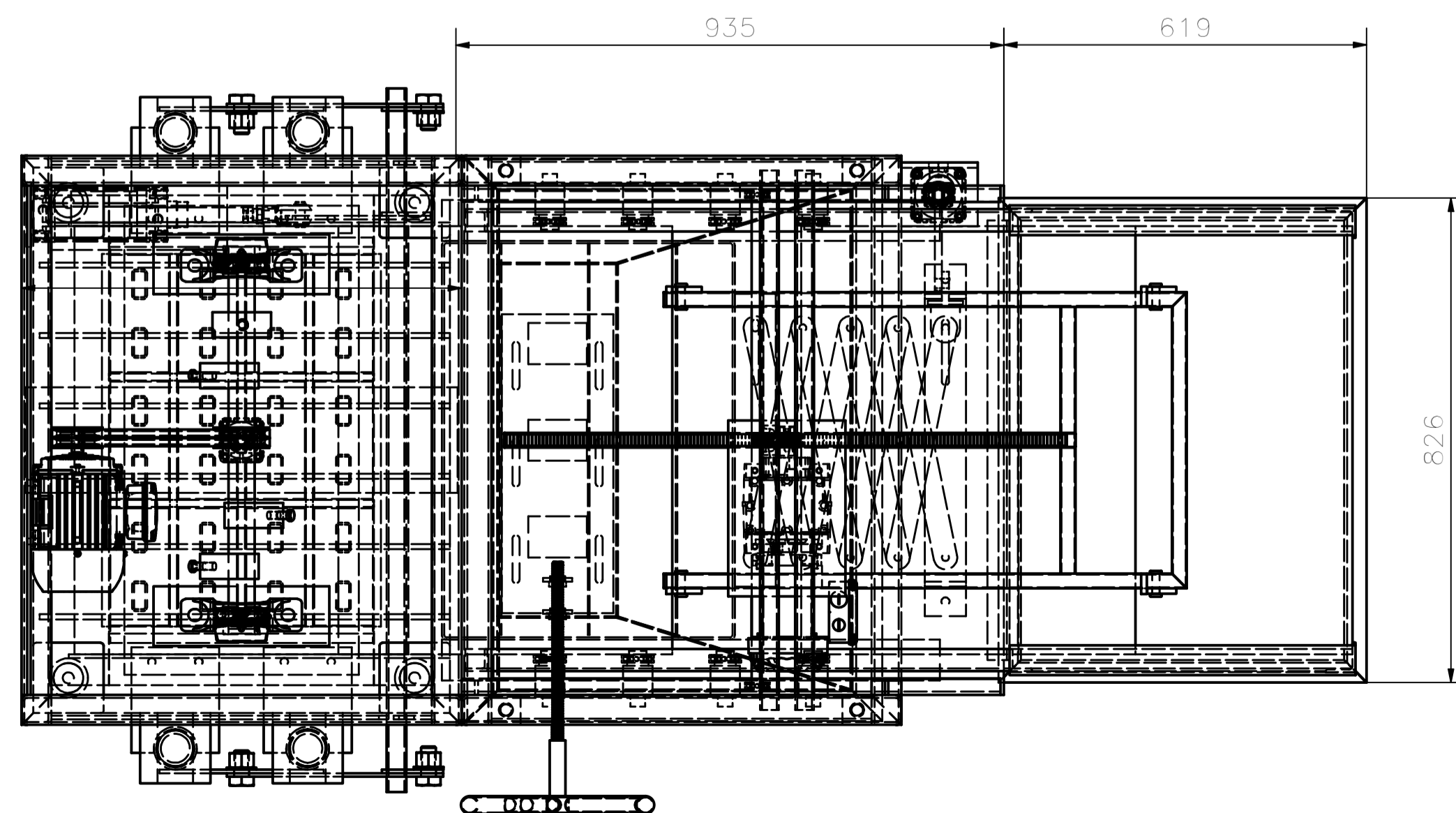
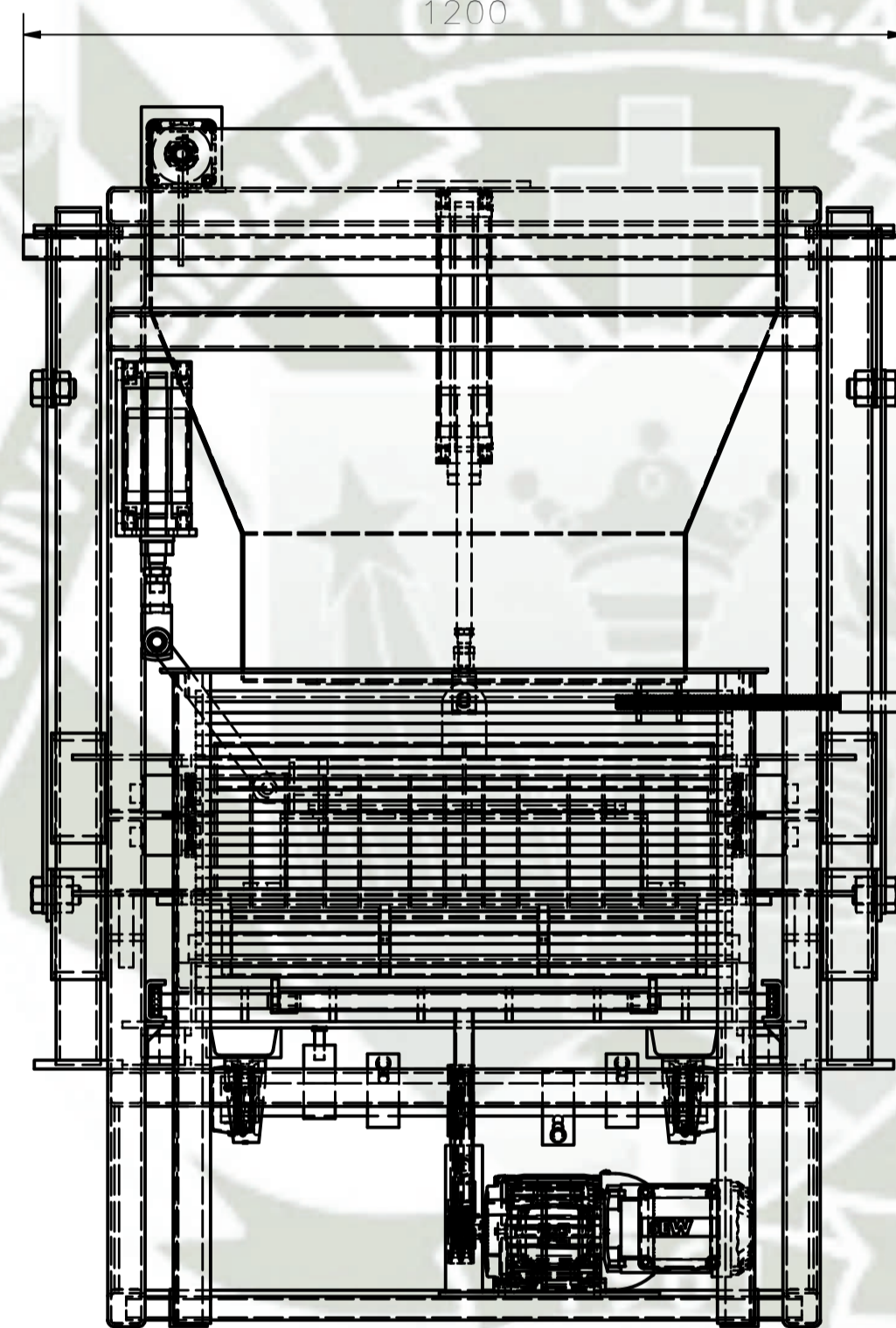
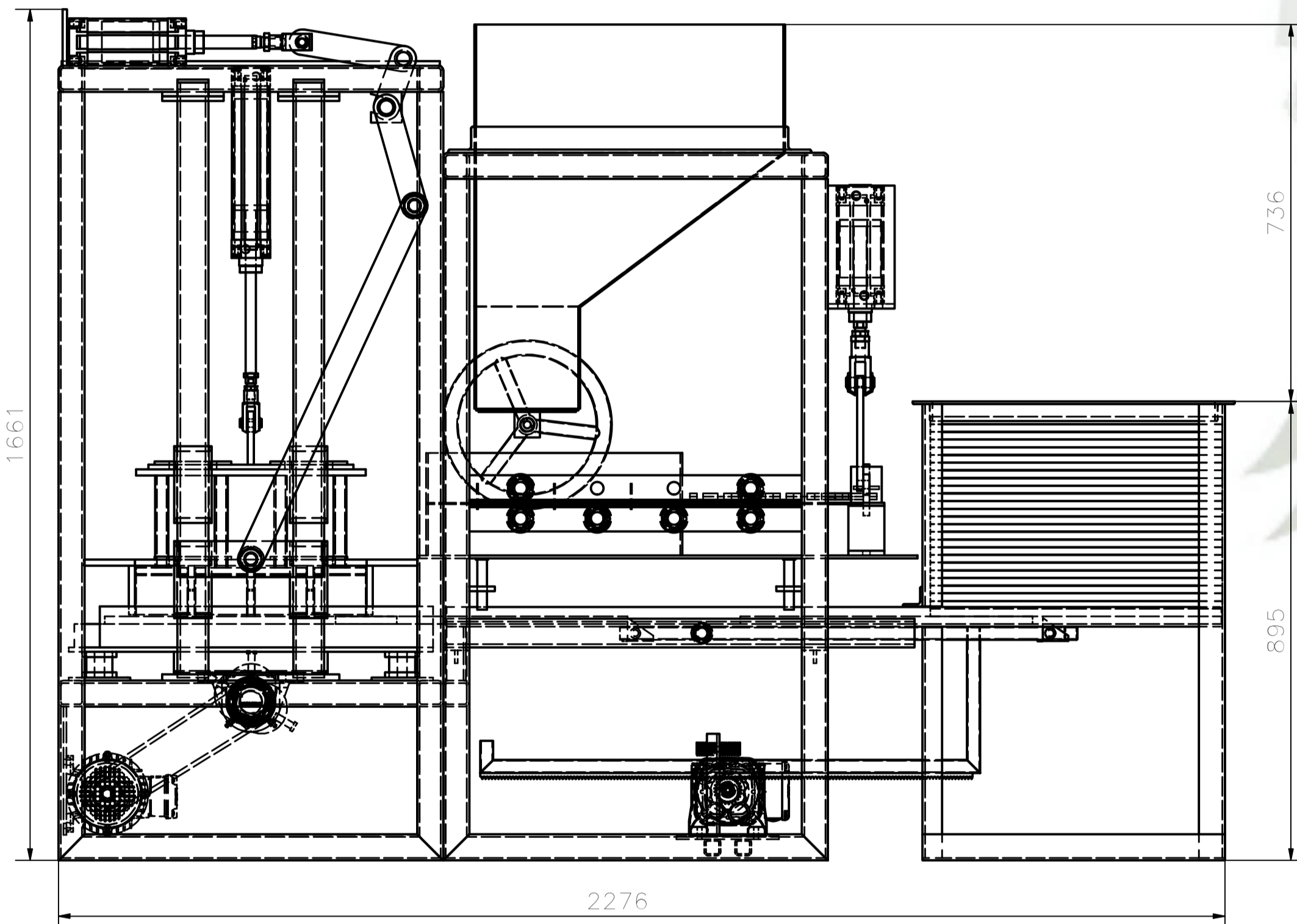
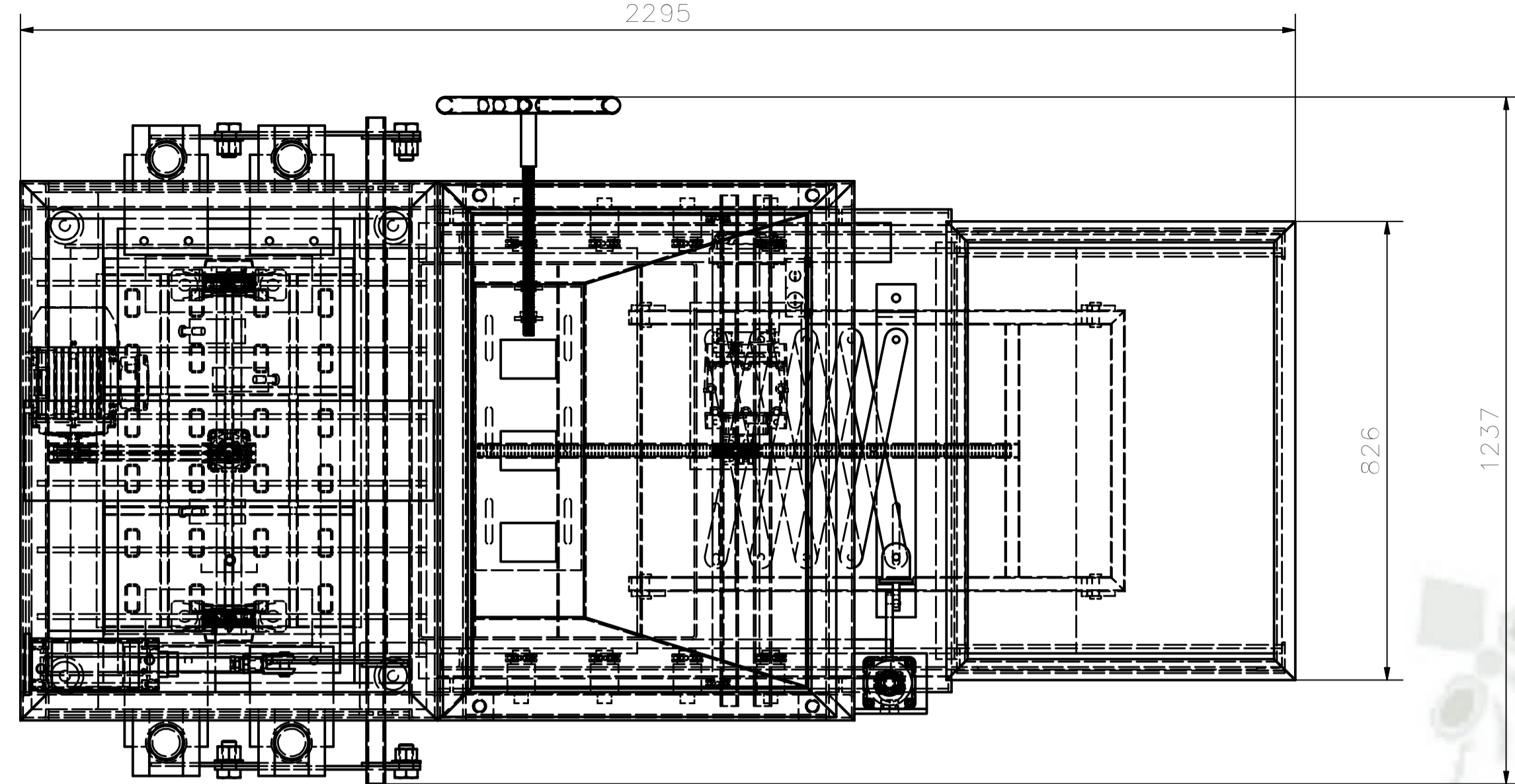
Chavetero de patín


Figura L-3. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros en ejes de acero de sección circular maciza

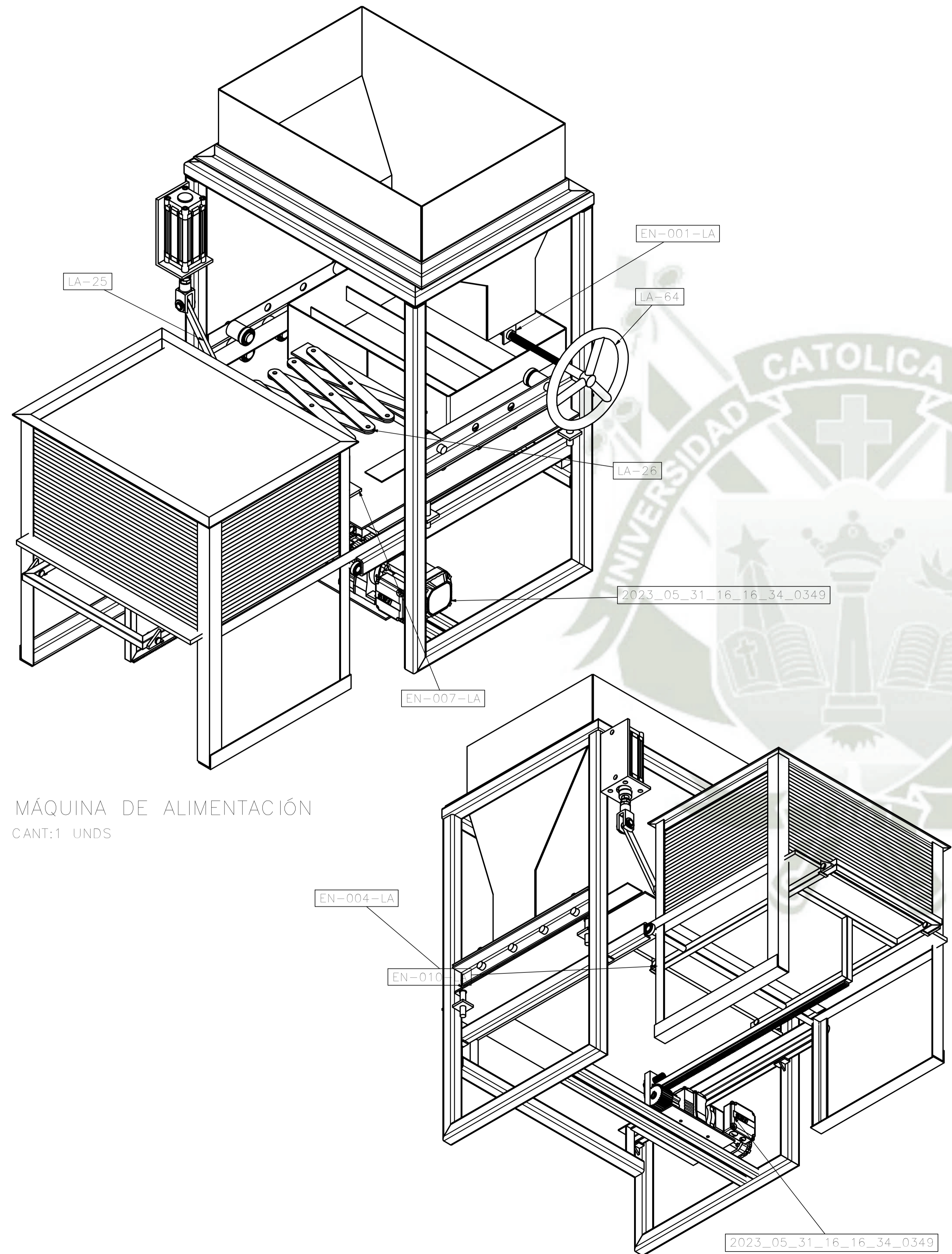
Anexo Q. Anexos de planos de ingeniería



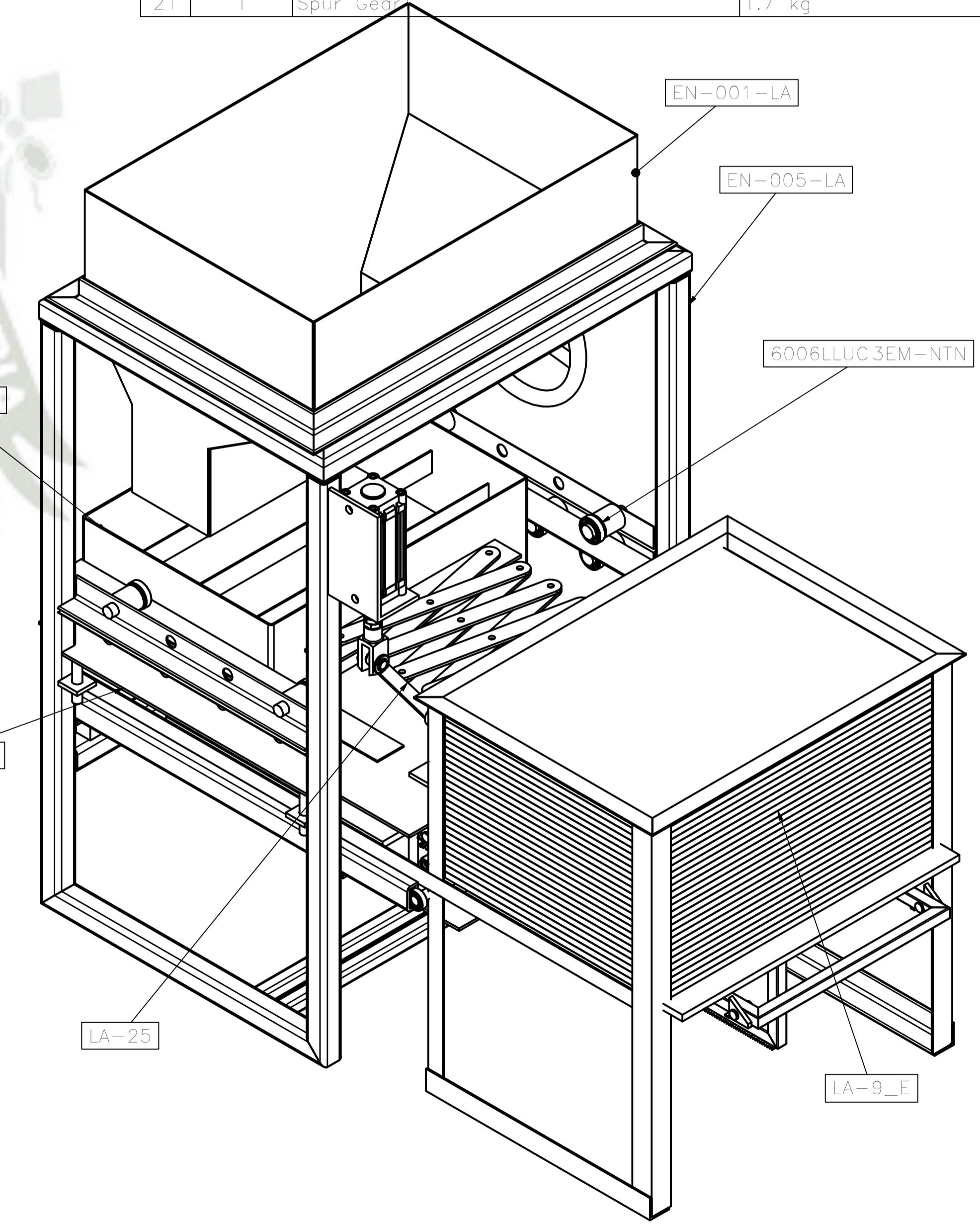
LISTA DE MATERIALES			
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	PESO
1	1	MÁQUINA DE ALIMENTACIÓN	427.9 kg
2	1	MÁQUINA DE ADOQUINADO	519.3 kg



Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	 Universidad Católica de Santa María
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: - PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			MÁQUINA VIBROCOMPACTADORA DE ADOQUINES PLANO GENERAL MÁQ. VIBROCOMPACTADORA -001		

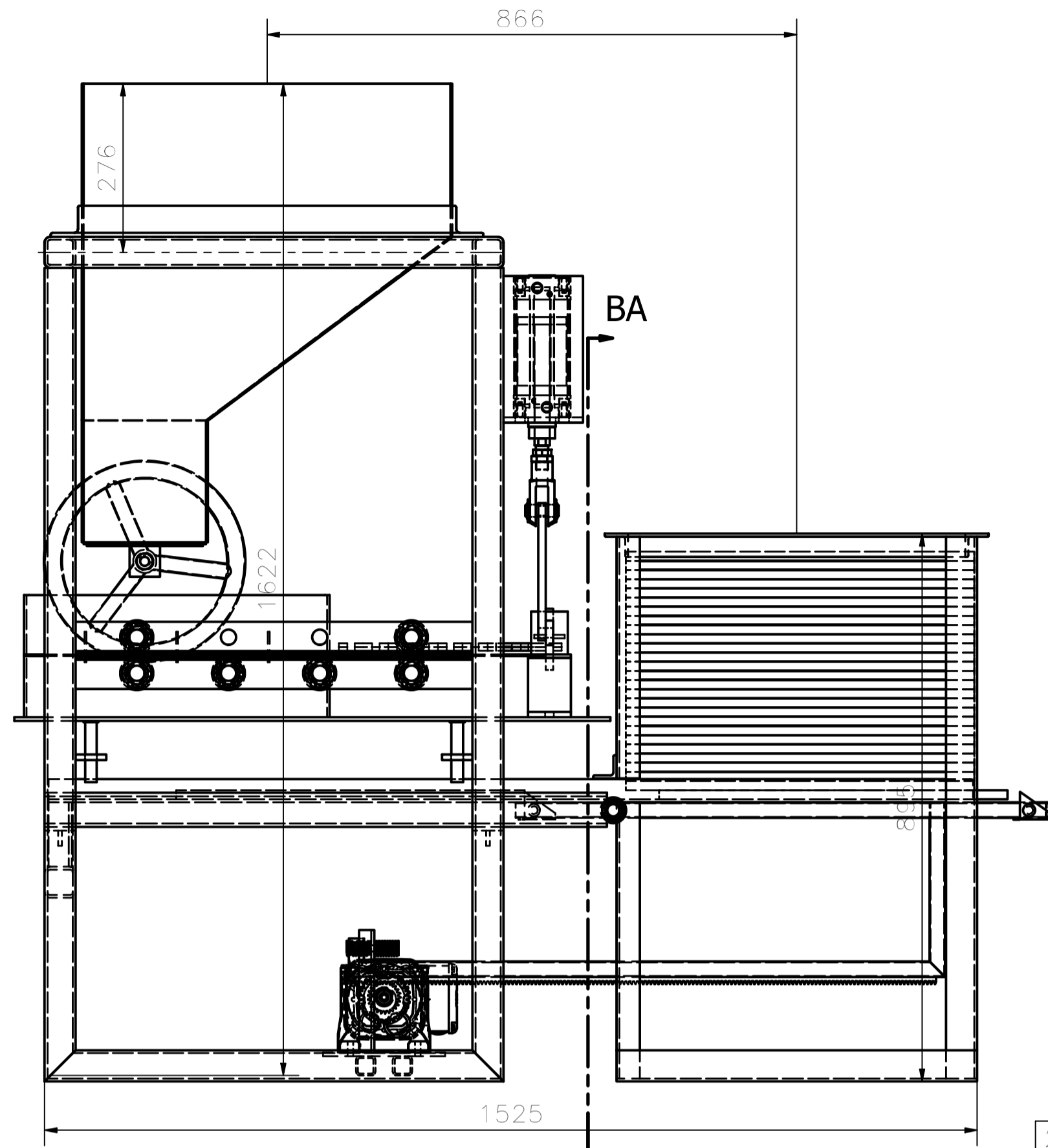


LISTA DE MATERIALES			
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	PESO
1	1	EN-001-LA	61.4 kg
2	1	EN-002-LA	0.3 kg
3	1	EN-003-LA	21.4 kg
4	1	EN-004-LA	43.3 kg
5	1	EN-005-LA	138.6 kg
6	1	EN-007-LA	3.0 kg
7	1	EN-008-LA	0.6 kg
8	1	LA-25	0.6 kg
9	8	LA-26	0.8 kg
10	1	EN-010-LA	9.0 kg
11	2	MA-11	4.7 kg
12	1	LA-9_E	123.3 kg
13	1	2023_05_31_16_16_34_0349	5.6 kg
14	1	LA-53	0.2 kg
15	1	LA-56	0.0 kg
16	2	LA-57	0.0 kg
17	1	6147 SG-M20x1,5	0.8 kg
18	1	163451 DNC-80-100-PPV---(asm_0)	3.9 kg
19	1	LA-64	Propiedades físicas no disponibles
20	12	6006LLUC3EM-NTN	0.0 kg
21	1	Spur Geom	1.7 kg

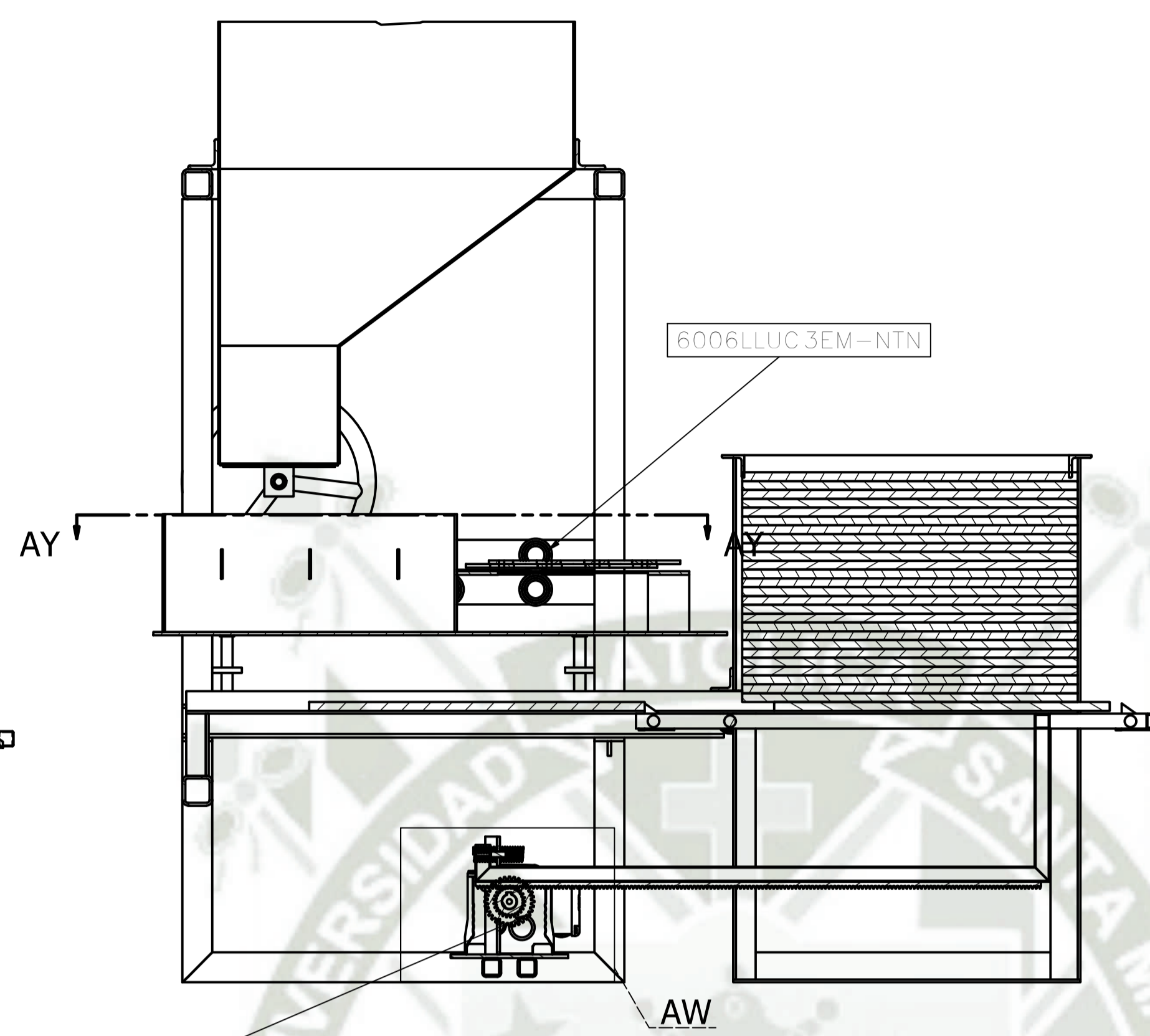


MÁQUINA DE ALIMENTACIÓN
CANT:1 UNDS

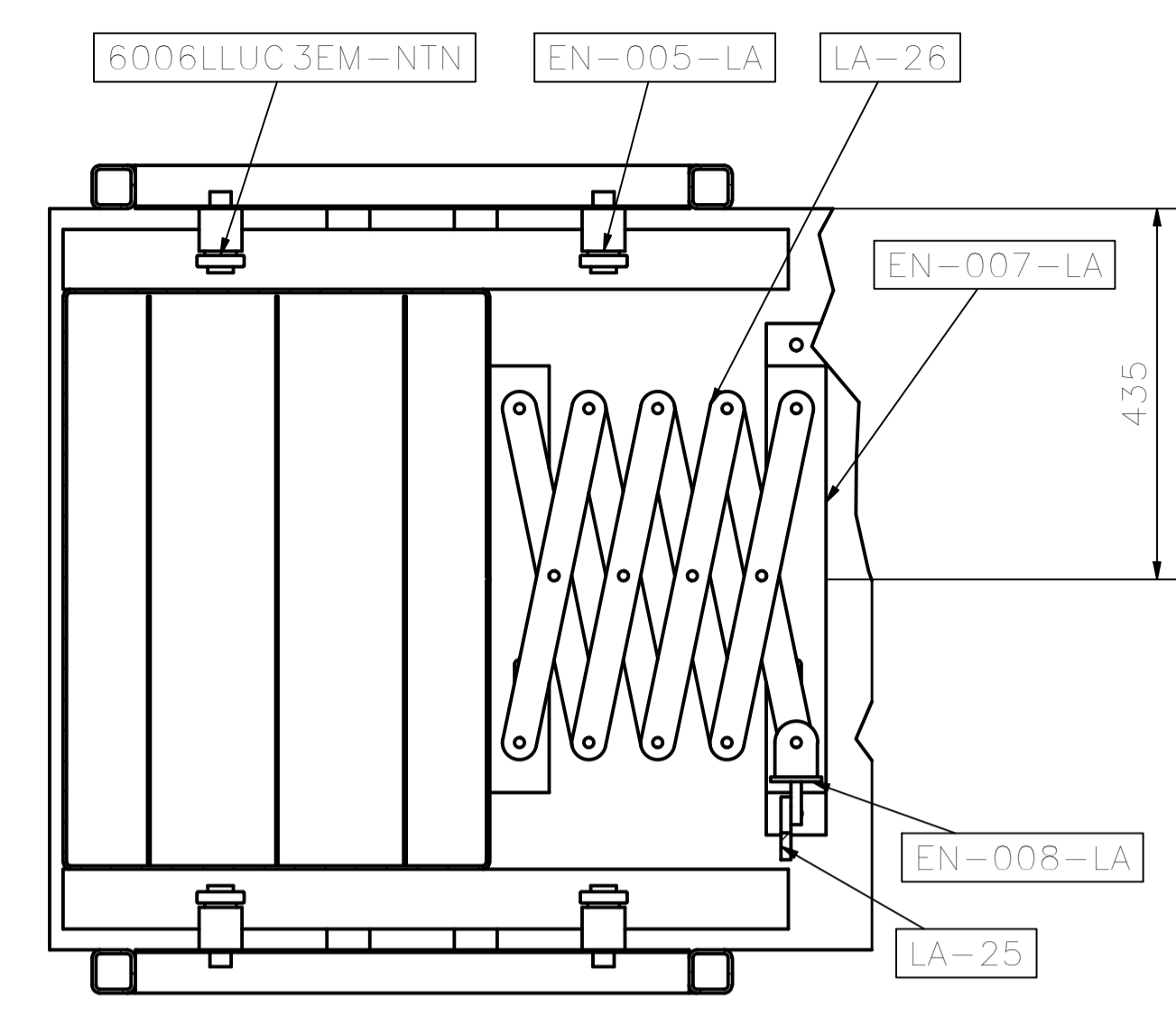
Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			ISOMÉTRICO DE MÁQUINA DE ALIMENTACIÓN PLANO ENSAMBLE - MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -001		



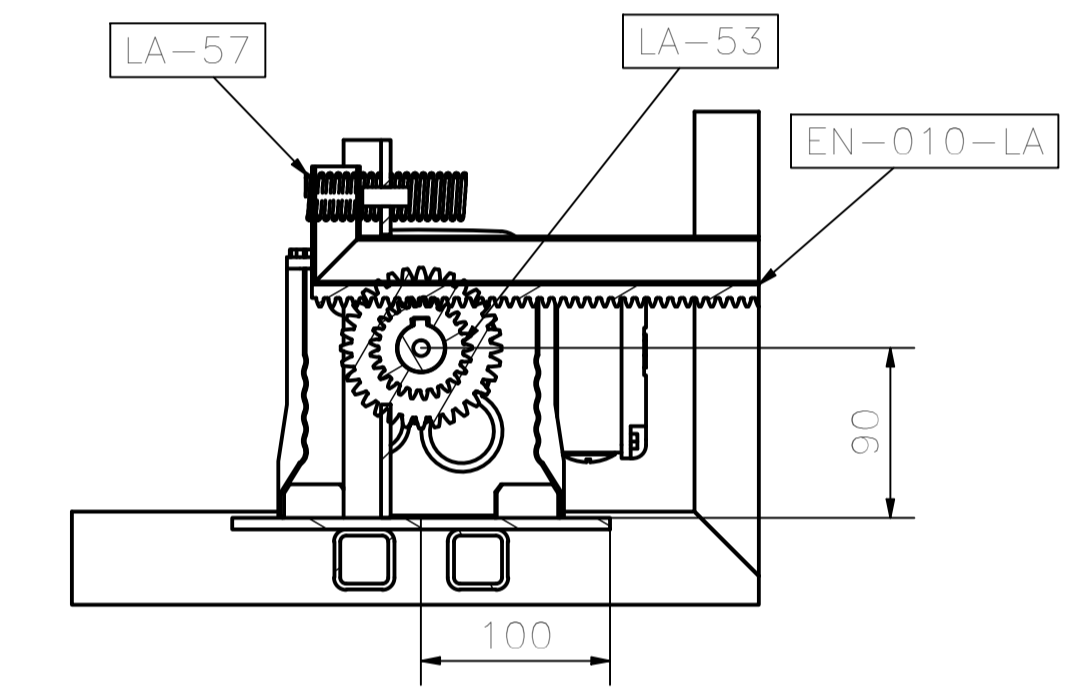
VISTA:ABA
ESCALA:(1 : 8)



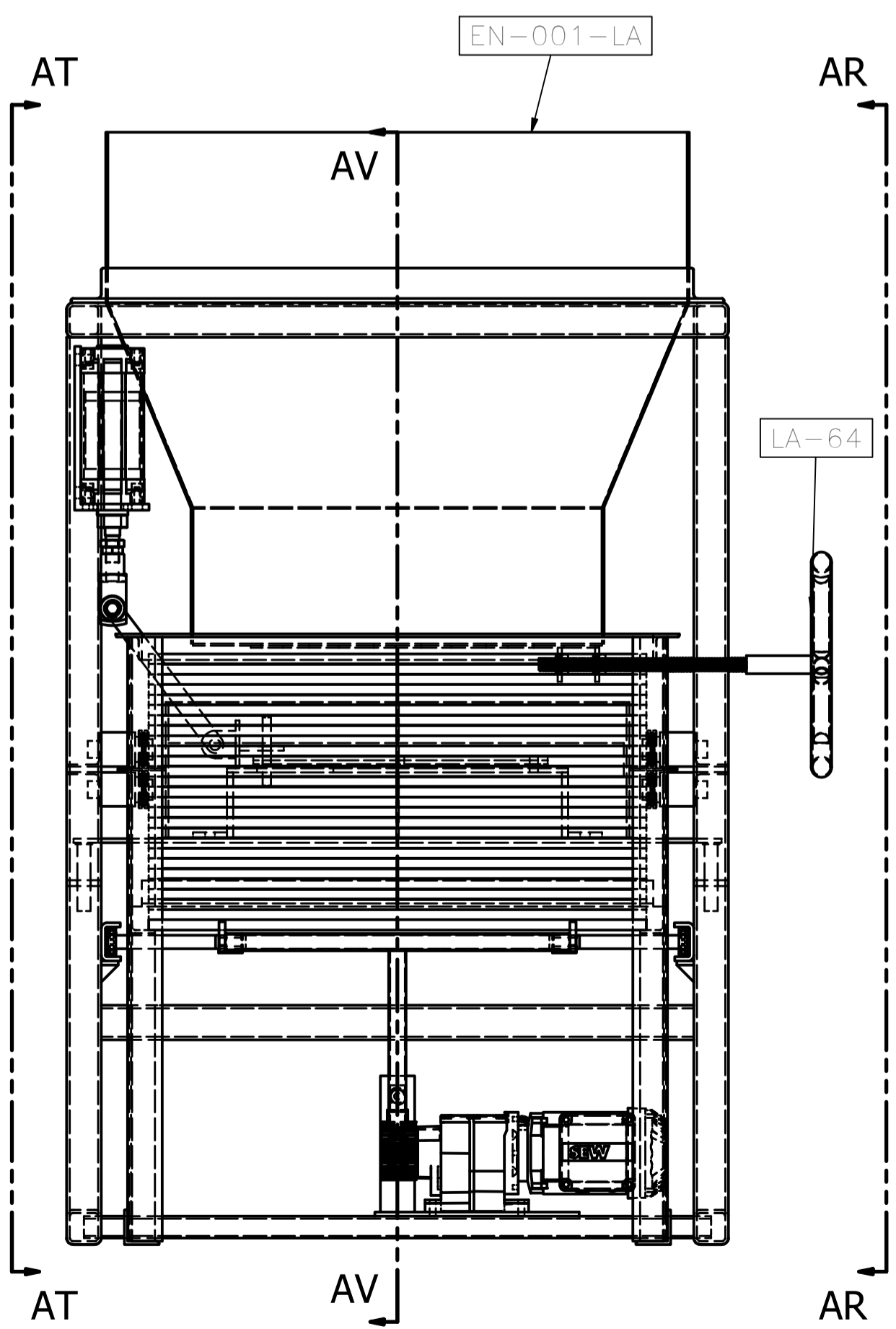
SECCIÓN:AV-AV
ESCALA:(1 : 8)



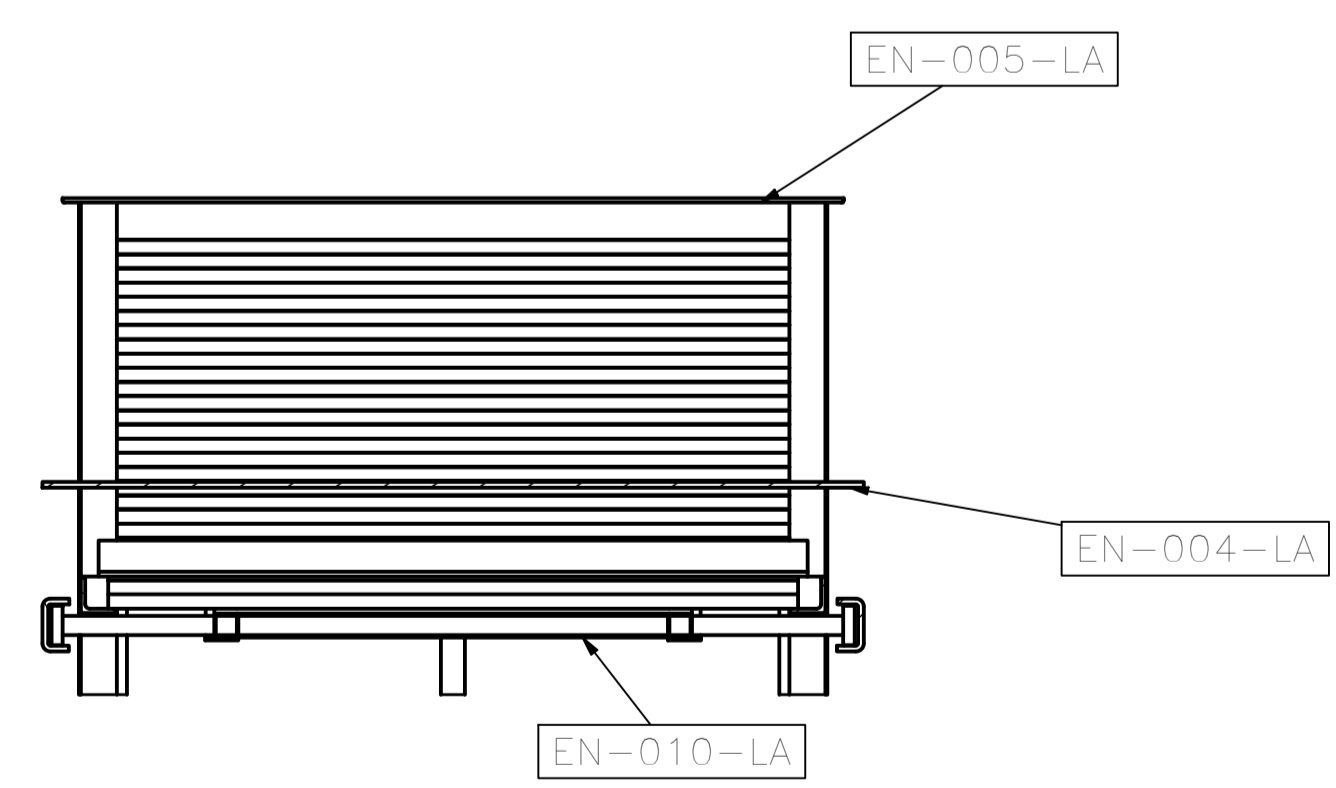
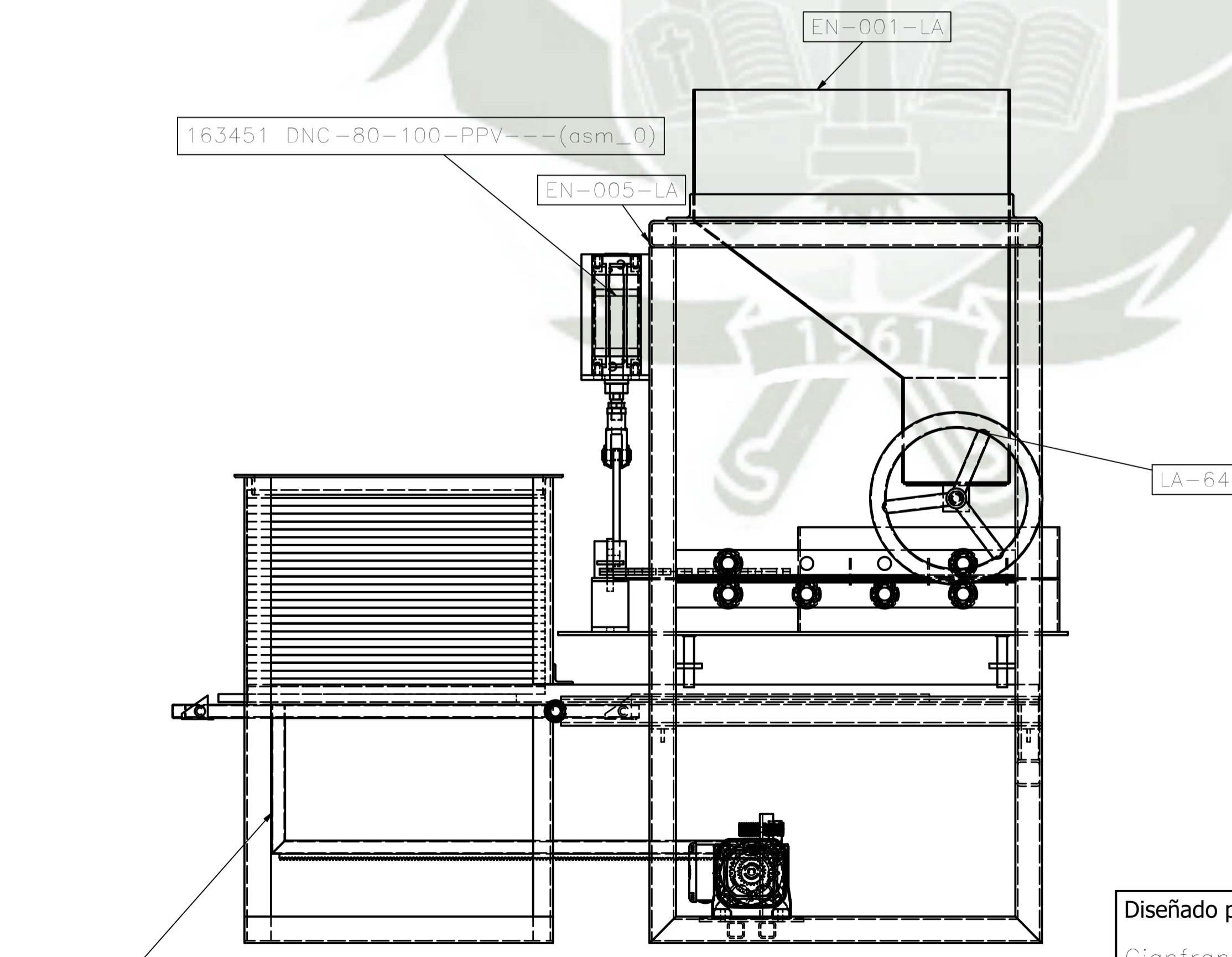
SECCIÓN:AY-AY
ESCALA:(1 : 8)




VISTA:AW
ESCALA:(1 : 4)



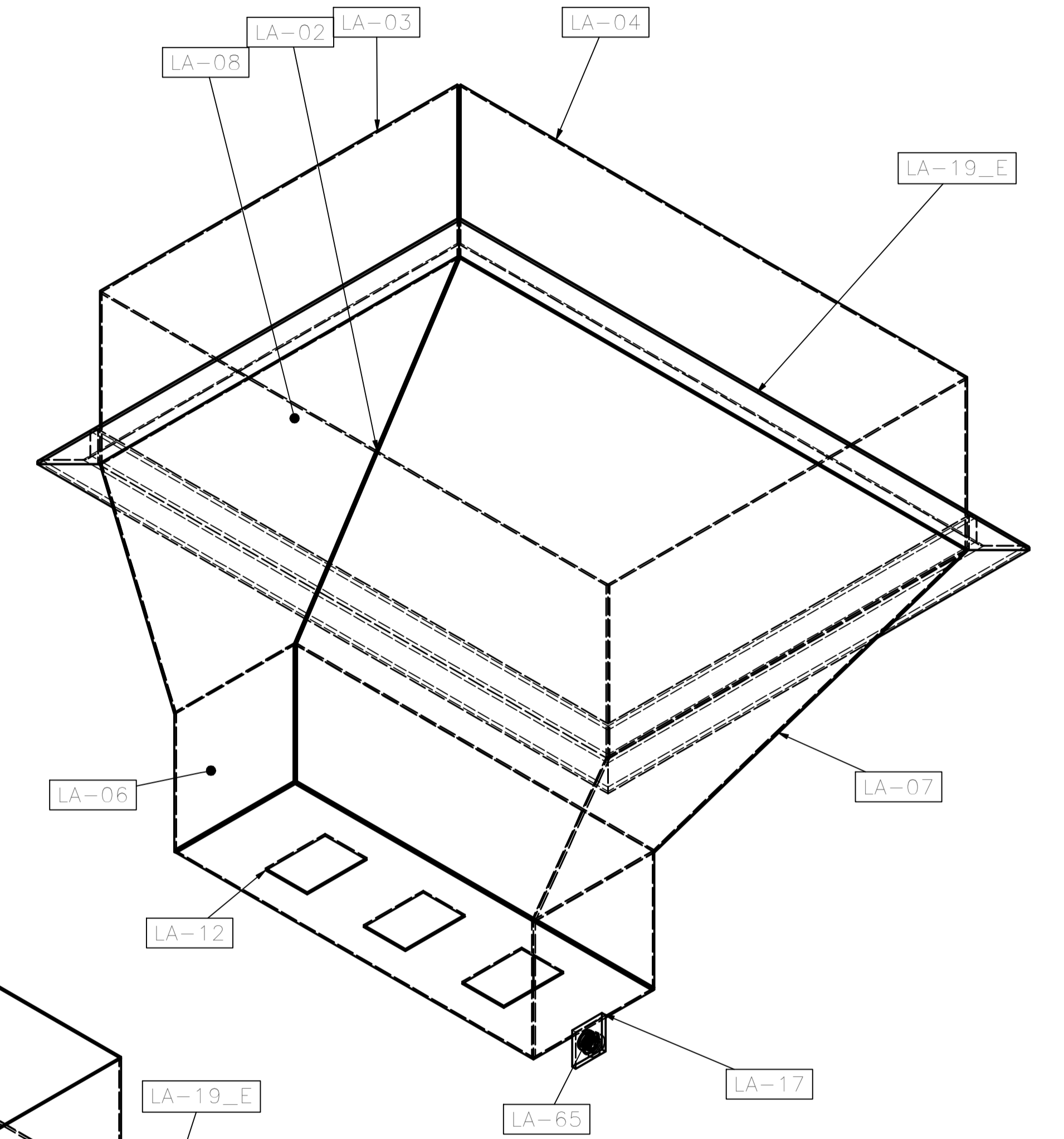
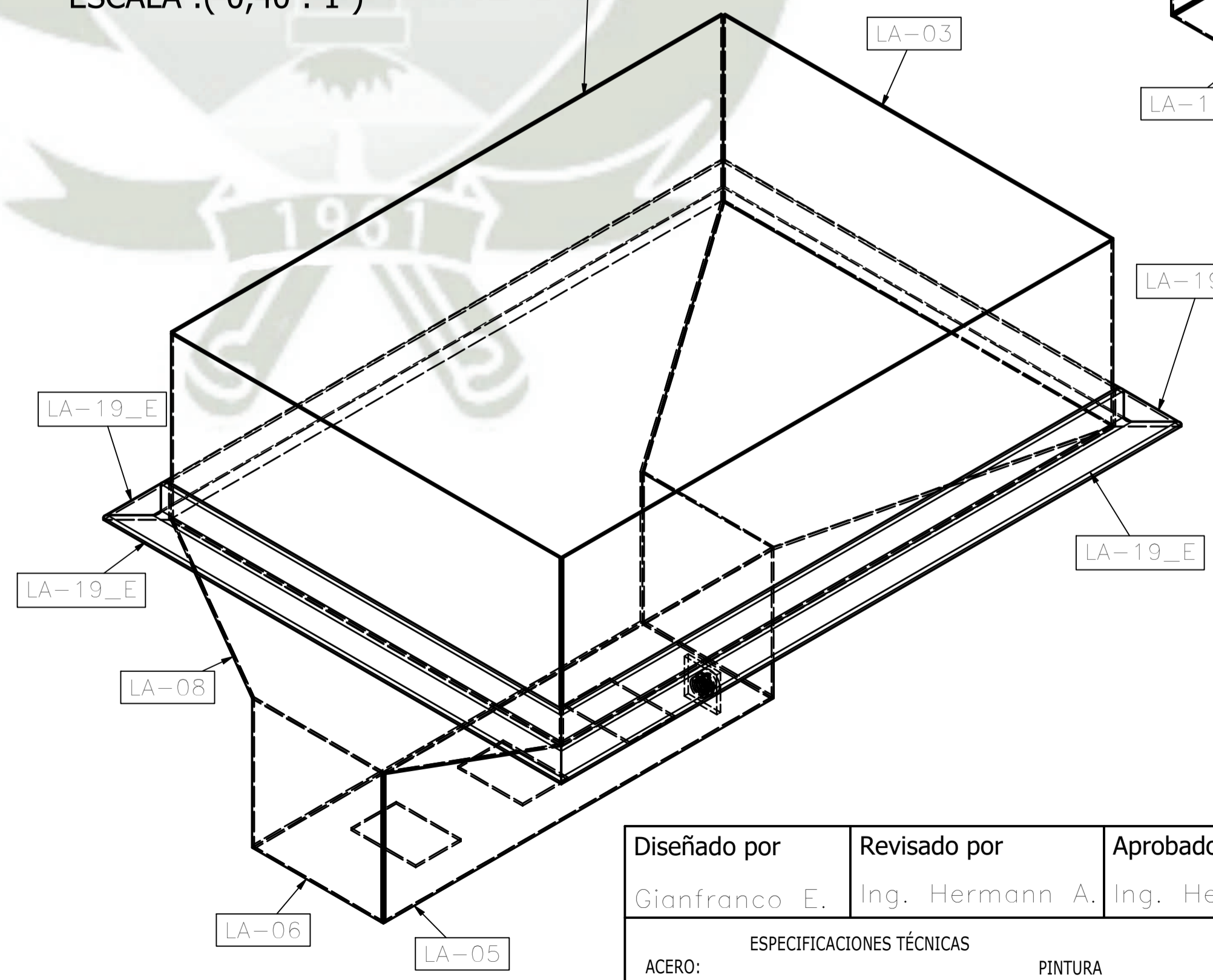
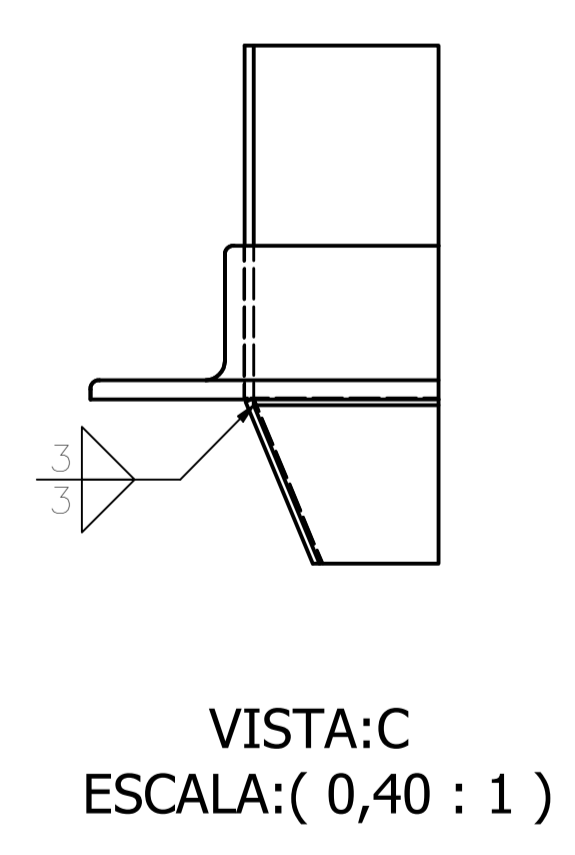
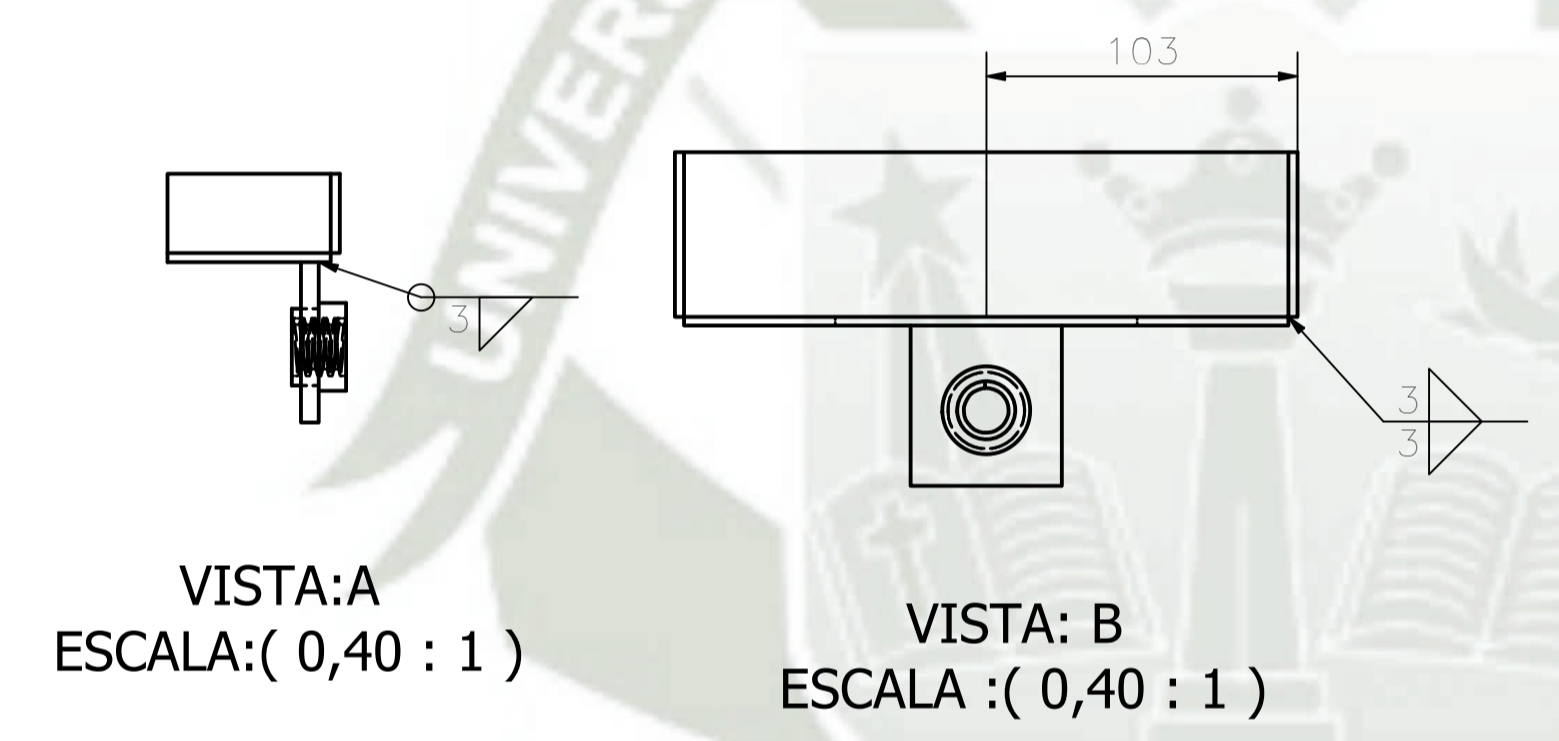
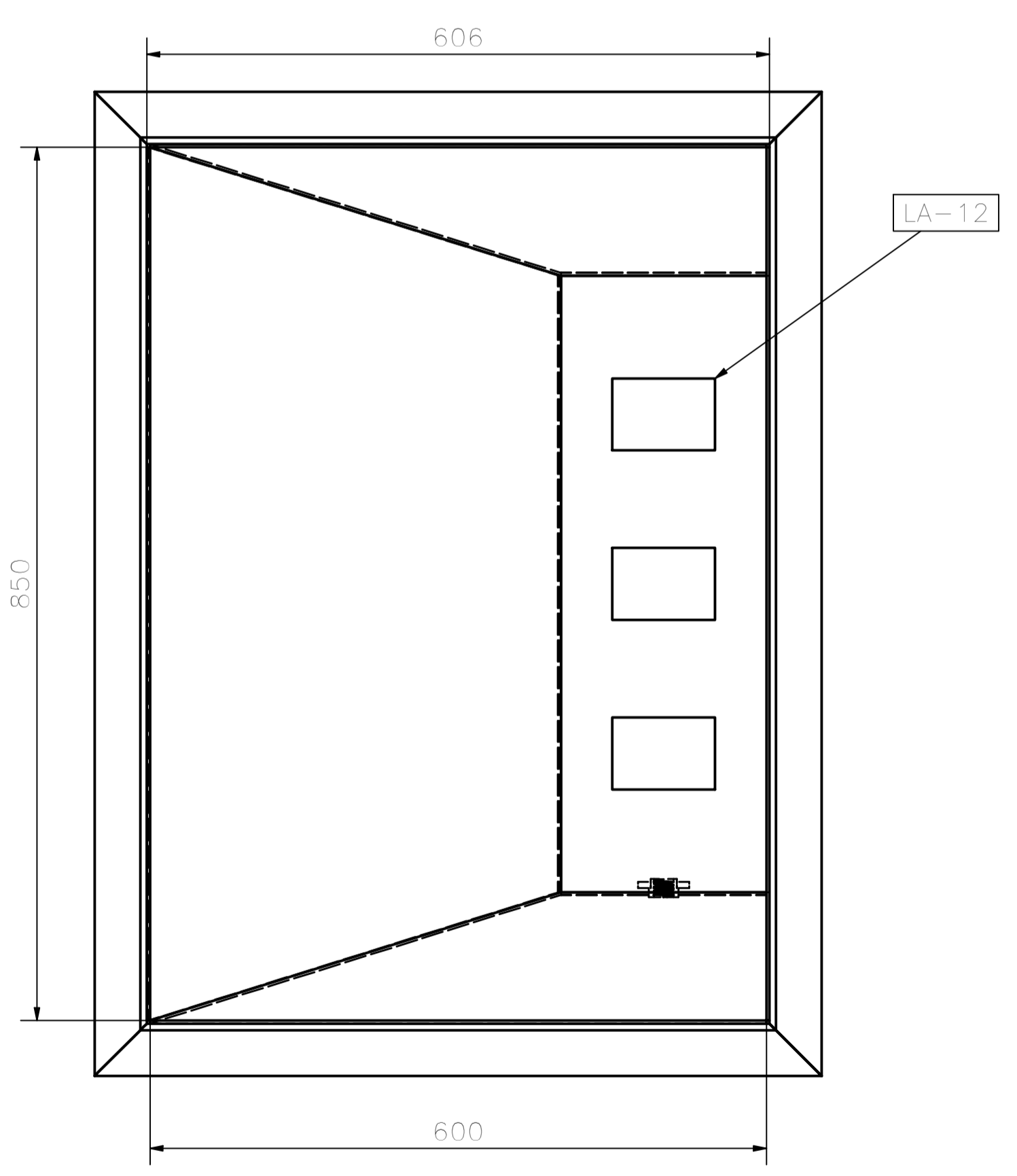
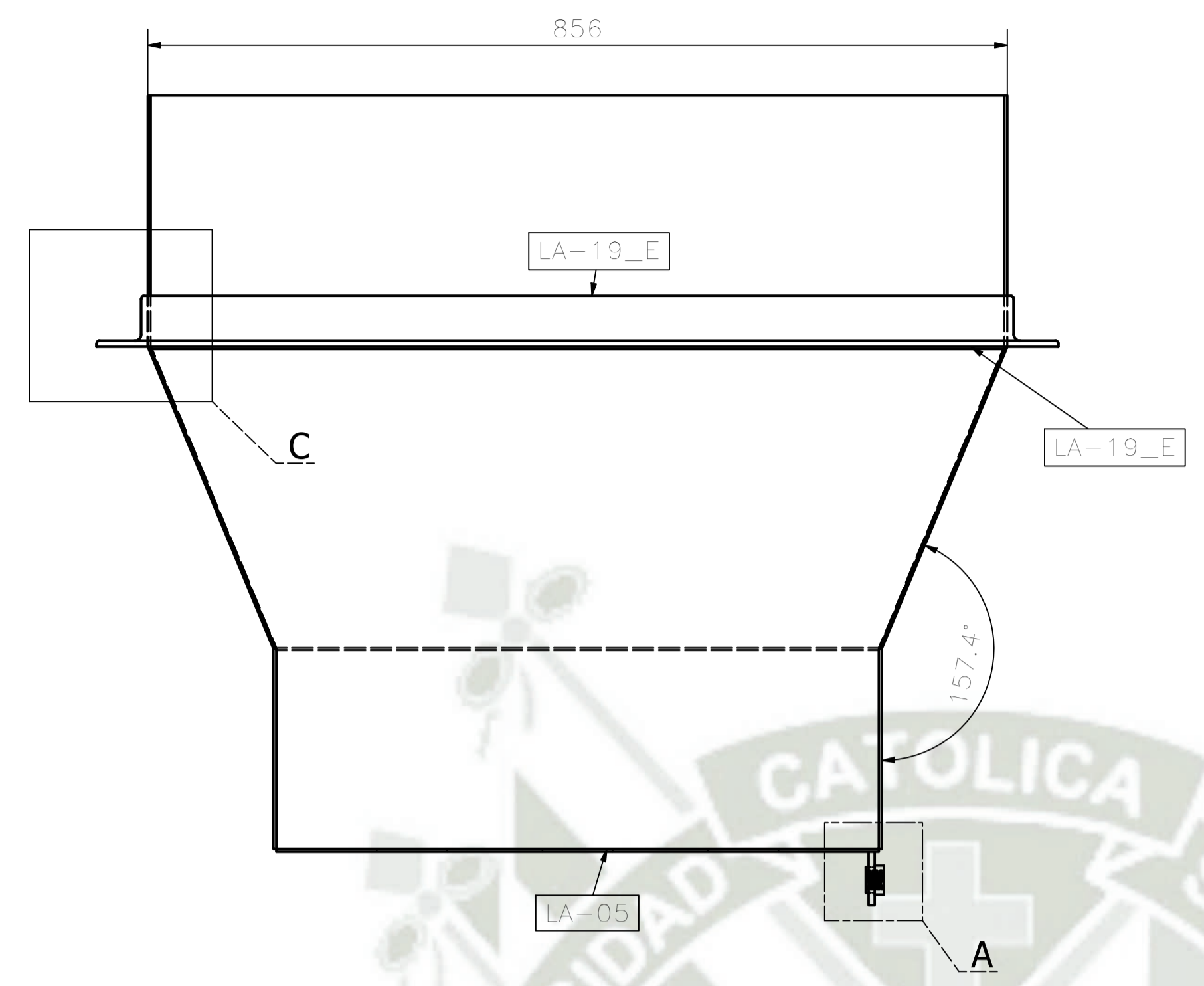
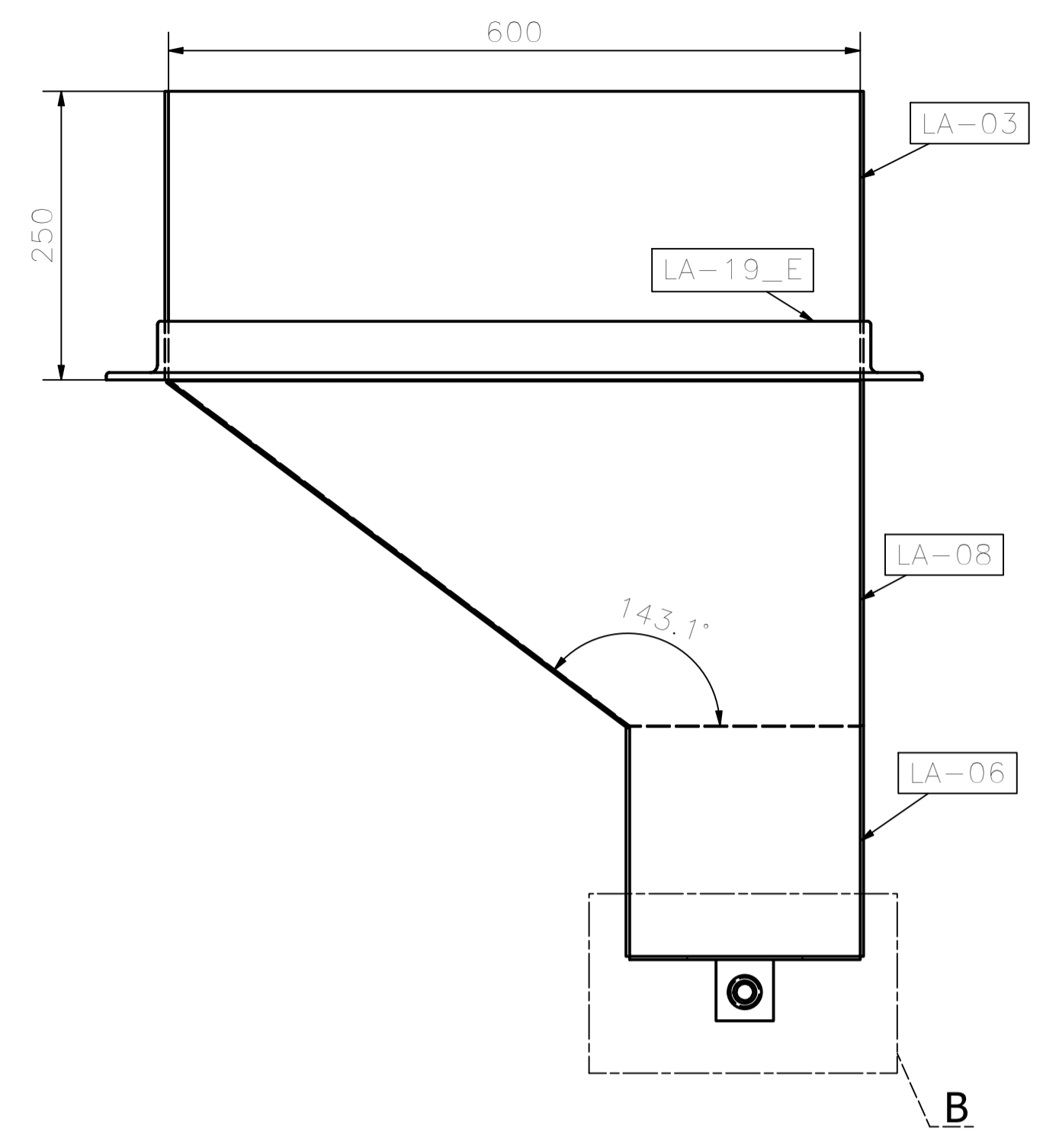
VISTA:AT
ESCALA:(1 : 8)




VISTA:BA-BA
ESCALA:(1 : 8)

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	 Universidad Católica de Santa María
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			VISTAS Y SECCIONES DE MÁQUINA DE ALIMENTACIÓN PLANO ENSAMBLE - MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -002		

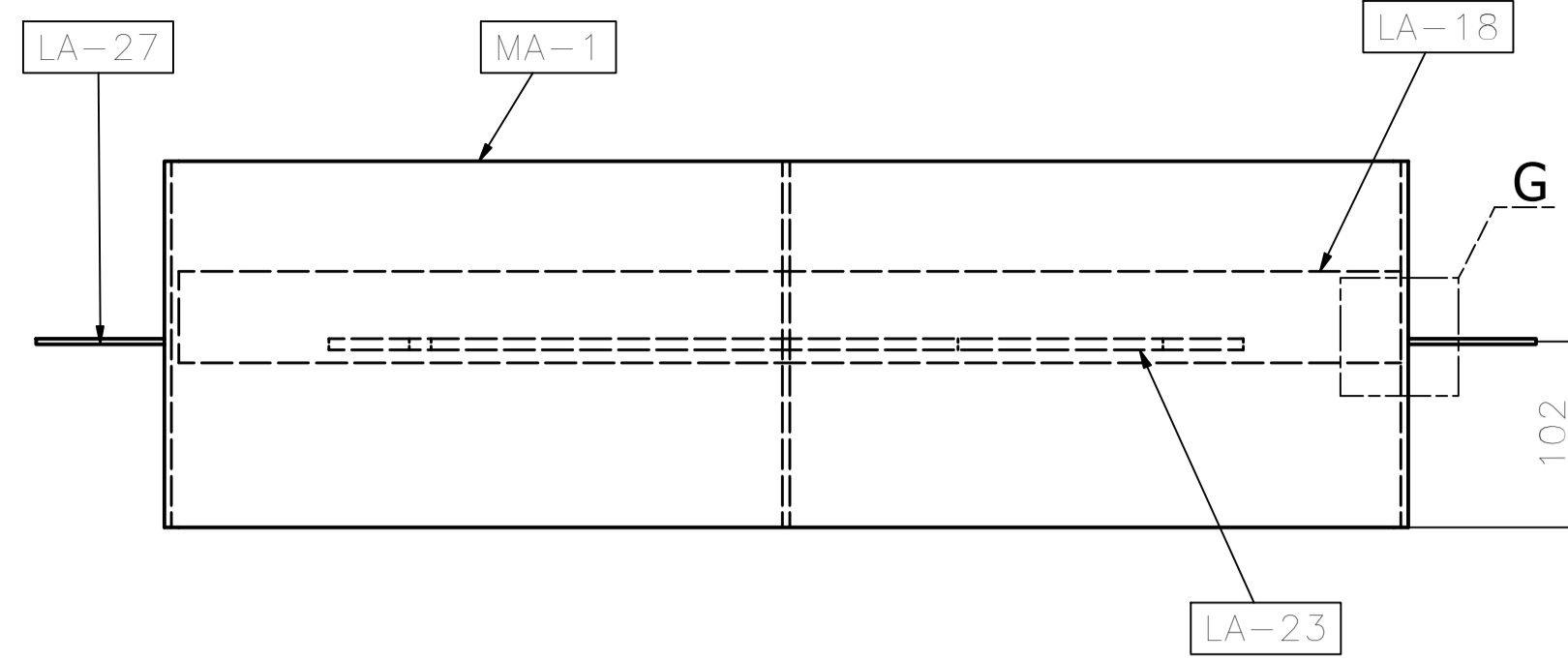
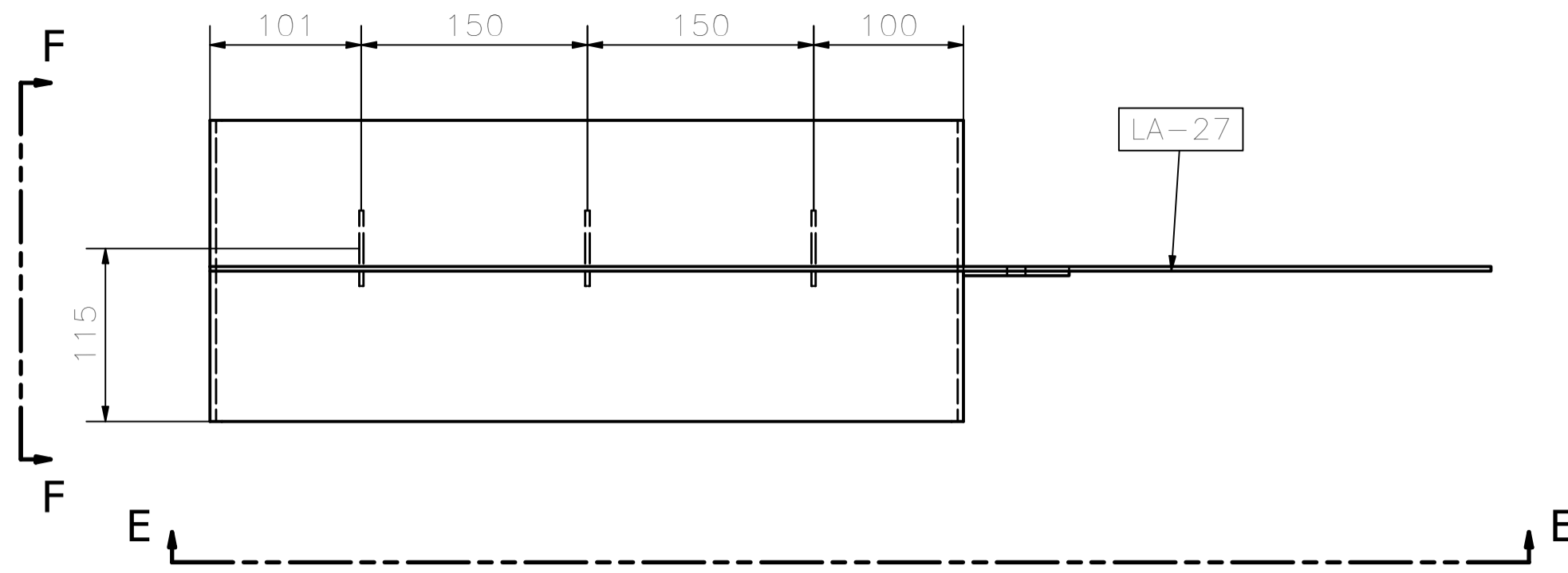
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NUMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-02	Acero ASTM A36	12,953 kg
2	2	LA-03	Acero ASTM A36	3,533 kg
3	1	LA-04	Acero ASTM A36	5,004 kg
4	1	LA-05	Acero ASTM A36	2,826 kg
5	2	LA-06	Acero ASTM A36	0,942 kg
6	1	LA-07	Acero ASTM A36	8,537 kg
7	2	LA-08	Acero ASTM A36	3,062 kg
8	1	LA-12	Acero ASTM A36	2,331 kg
9	1	LA-17	Acero ASTM A36	0,101 kg
10	1	LA-19_E		14,562 kg
11	1	LA-65	Bronce, estaño suave	0,056 kg



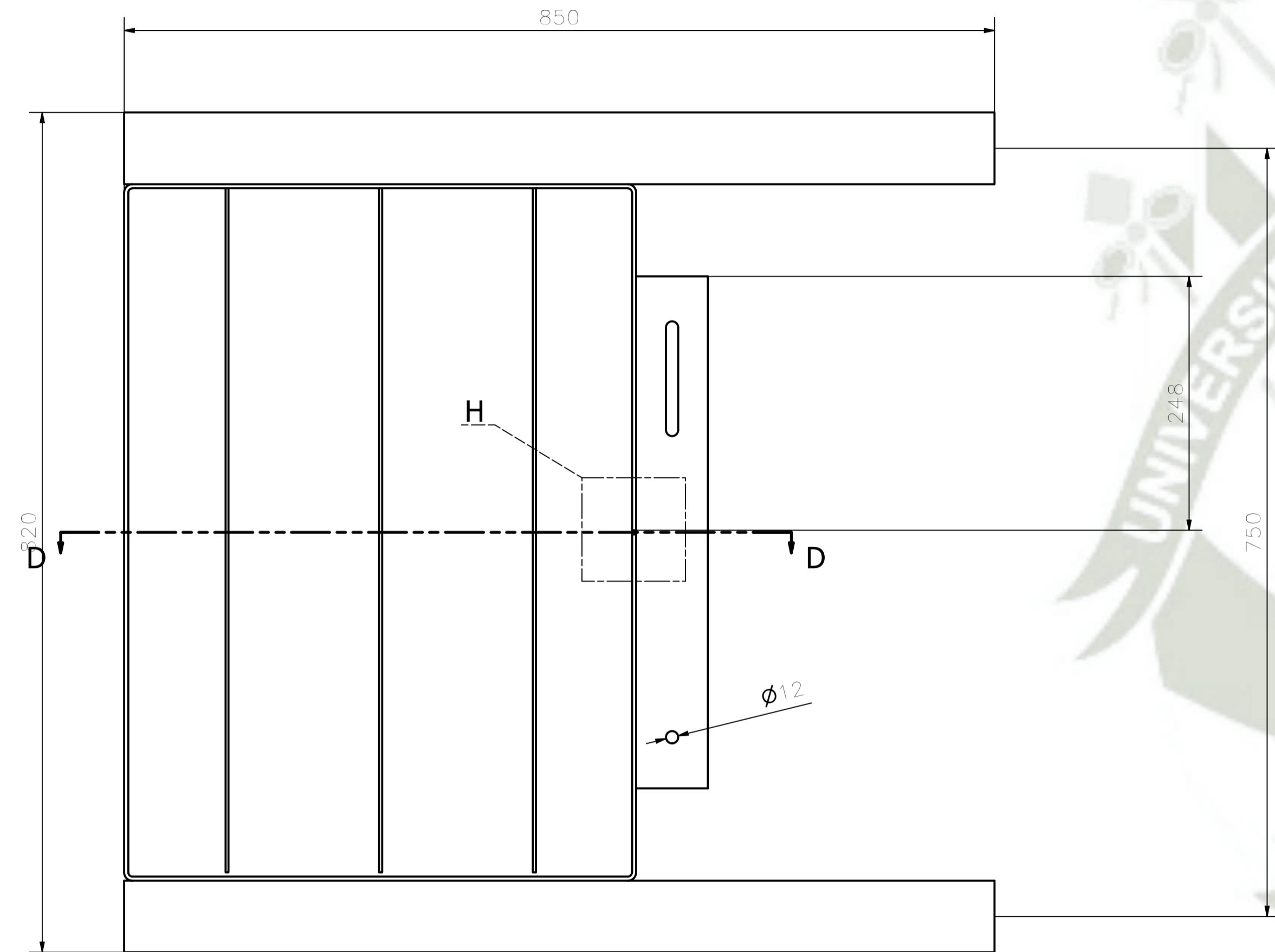
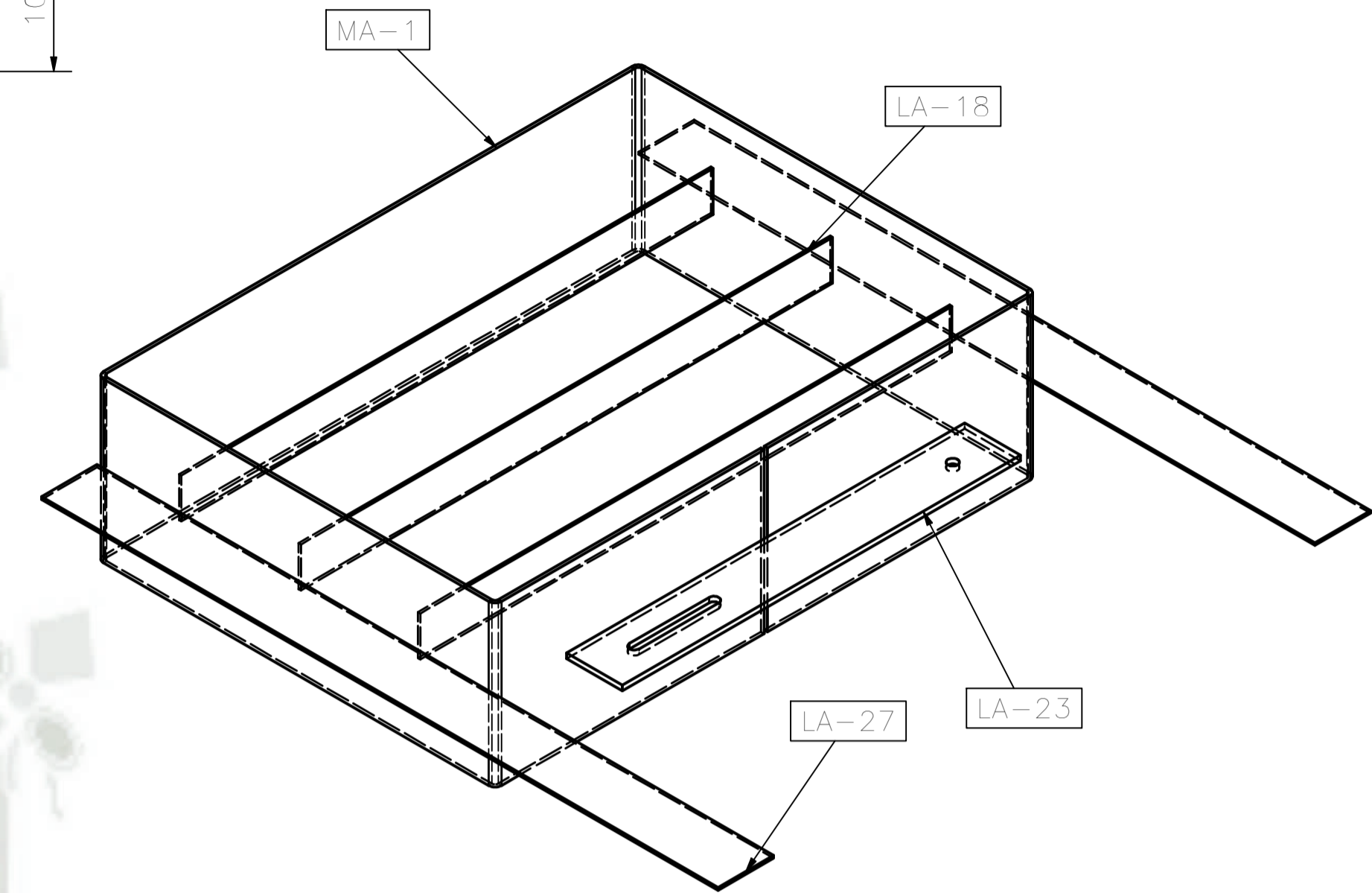
EN-001-LA
CANT:1 UNDS

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			EN-001-LA		
PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -001					Rev 0

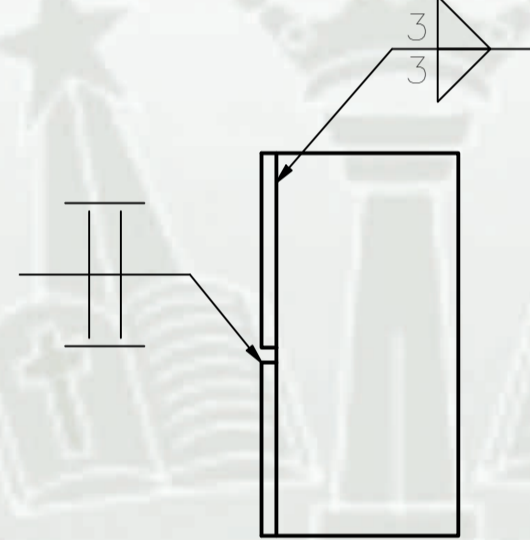
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NUMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	MA-1	Acero ASTM A36	14,631 kg
2	3	LA-18	Acero ASTM A36	0,787 kg
3	1	LA-23	Steel ASTM A36	1,581 kg
4	2	LA-27	Acero ASTM A36	1,401 kg



VISTA:F
ESCALA:(1 : 4)

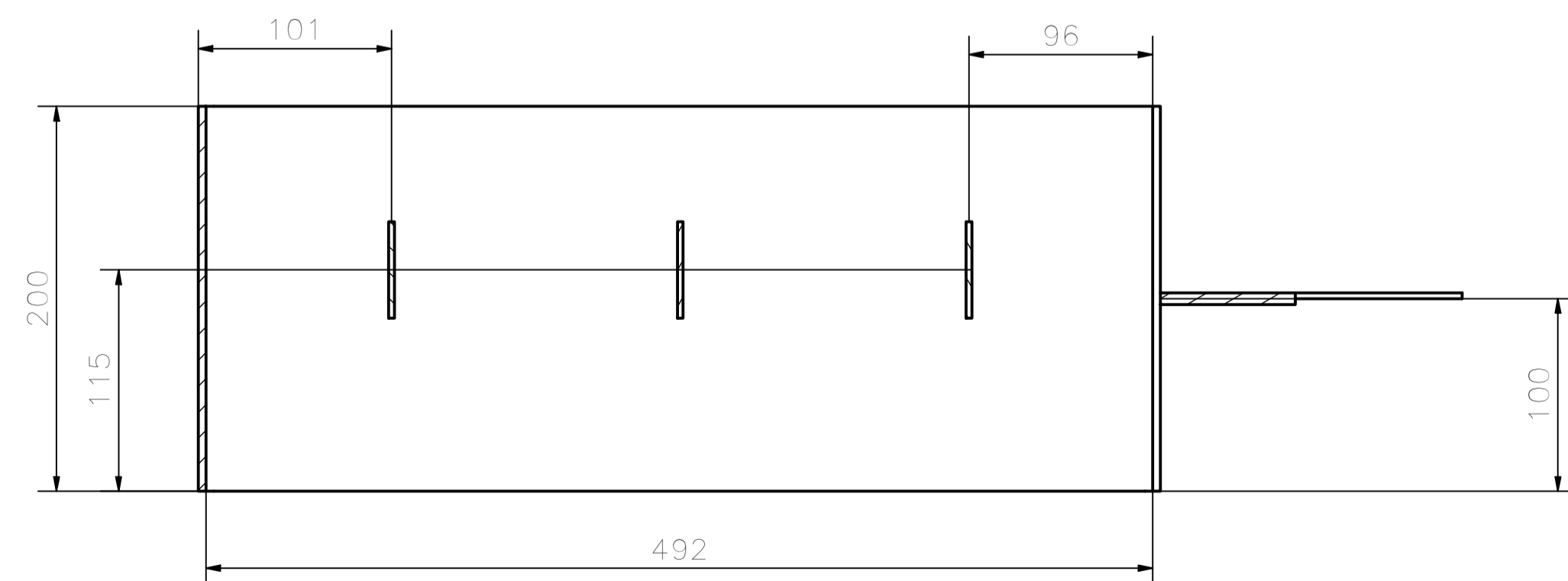


VISTA:G
ESCALA:(1 : 2)



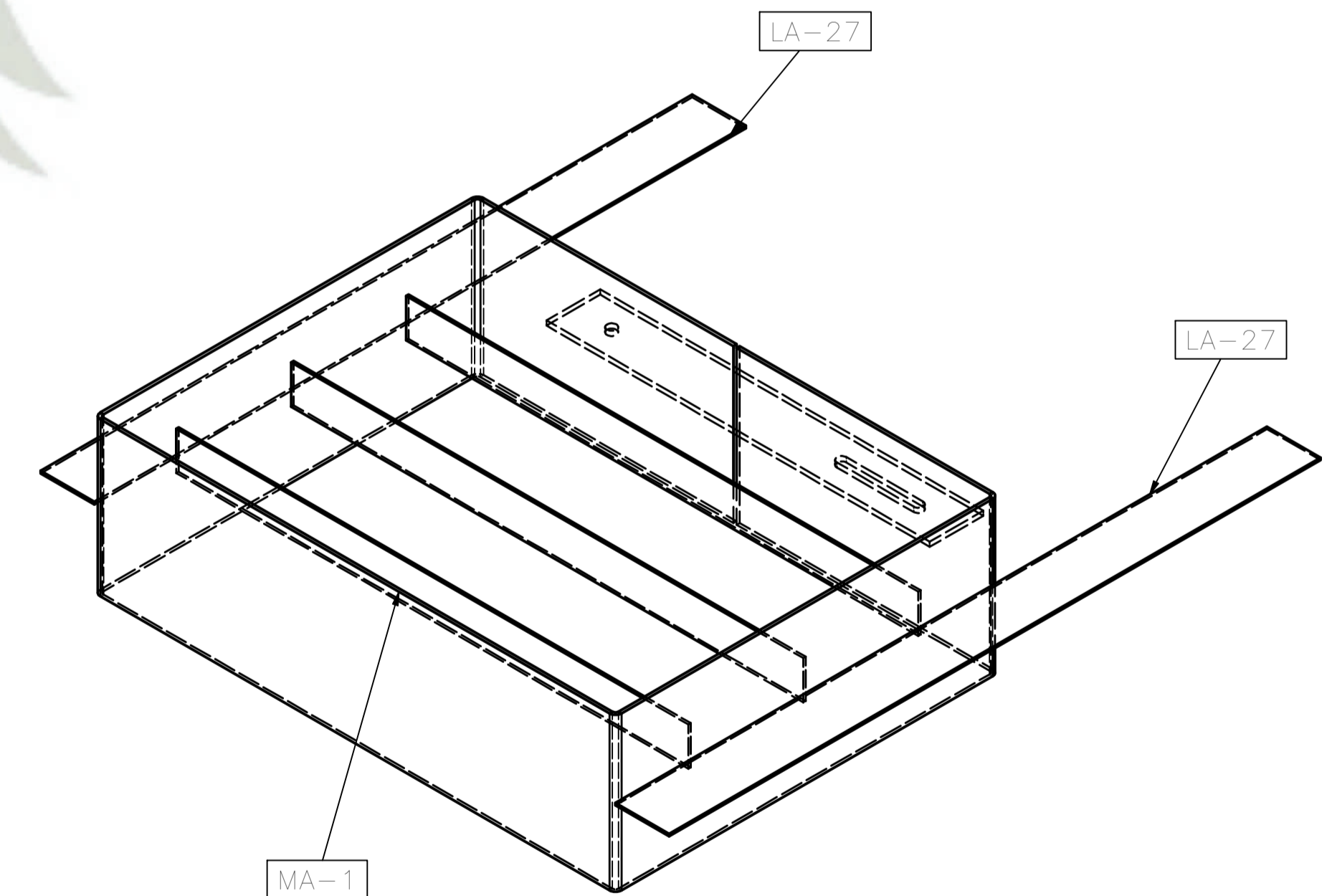
VISTA:H
ESCALA:(1 : 2)


VISTA:E
ESCALA:(1 : 4)

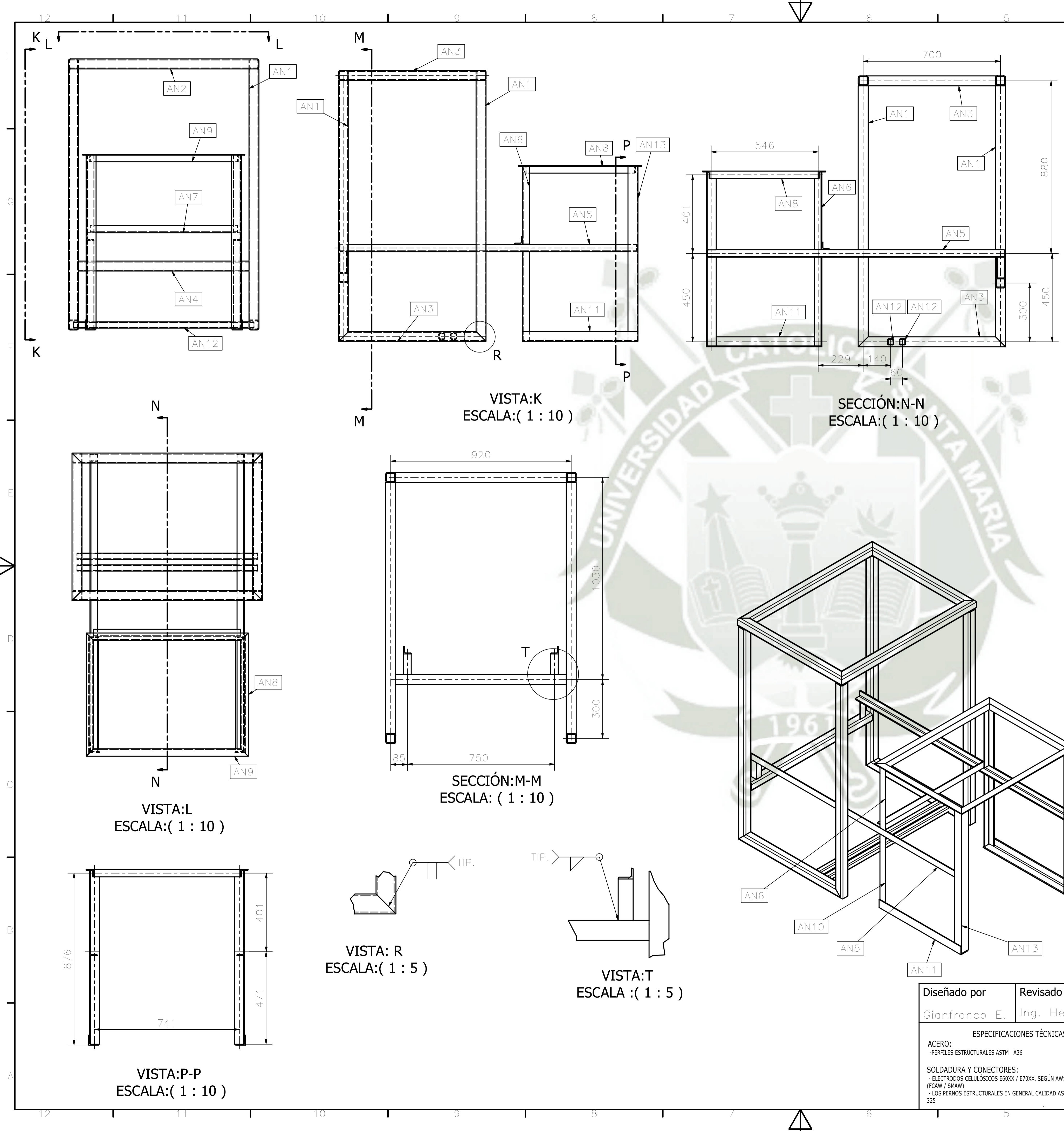


SECCIÓN:D-D
ESCALA:(1 : 3)

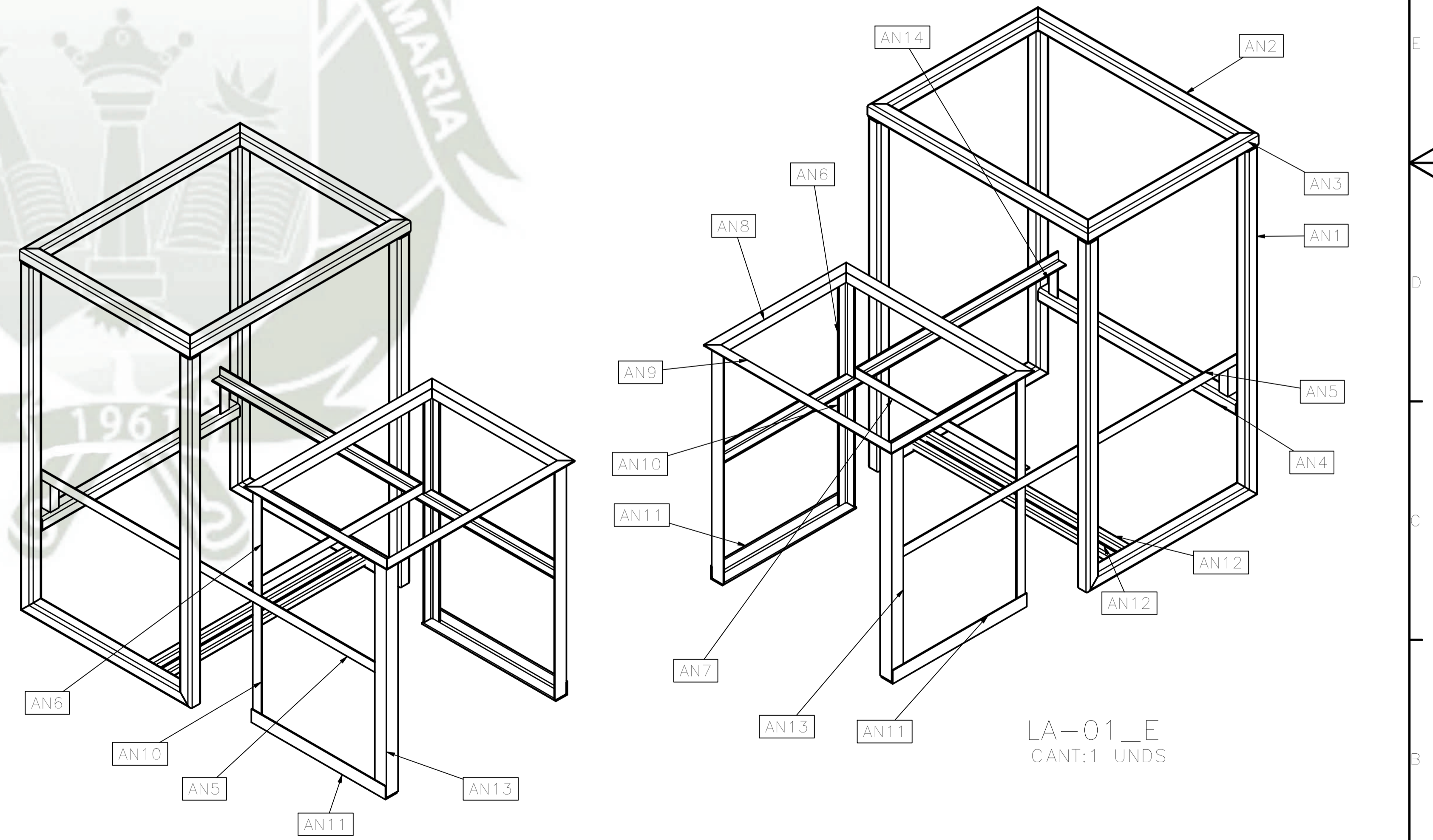
EN-003-LA
CANT:1 UNDS



Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	 Universidad Católica de Santa María
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL		
PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -002				Rev 0	

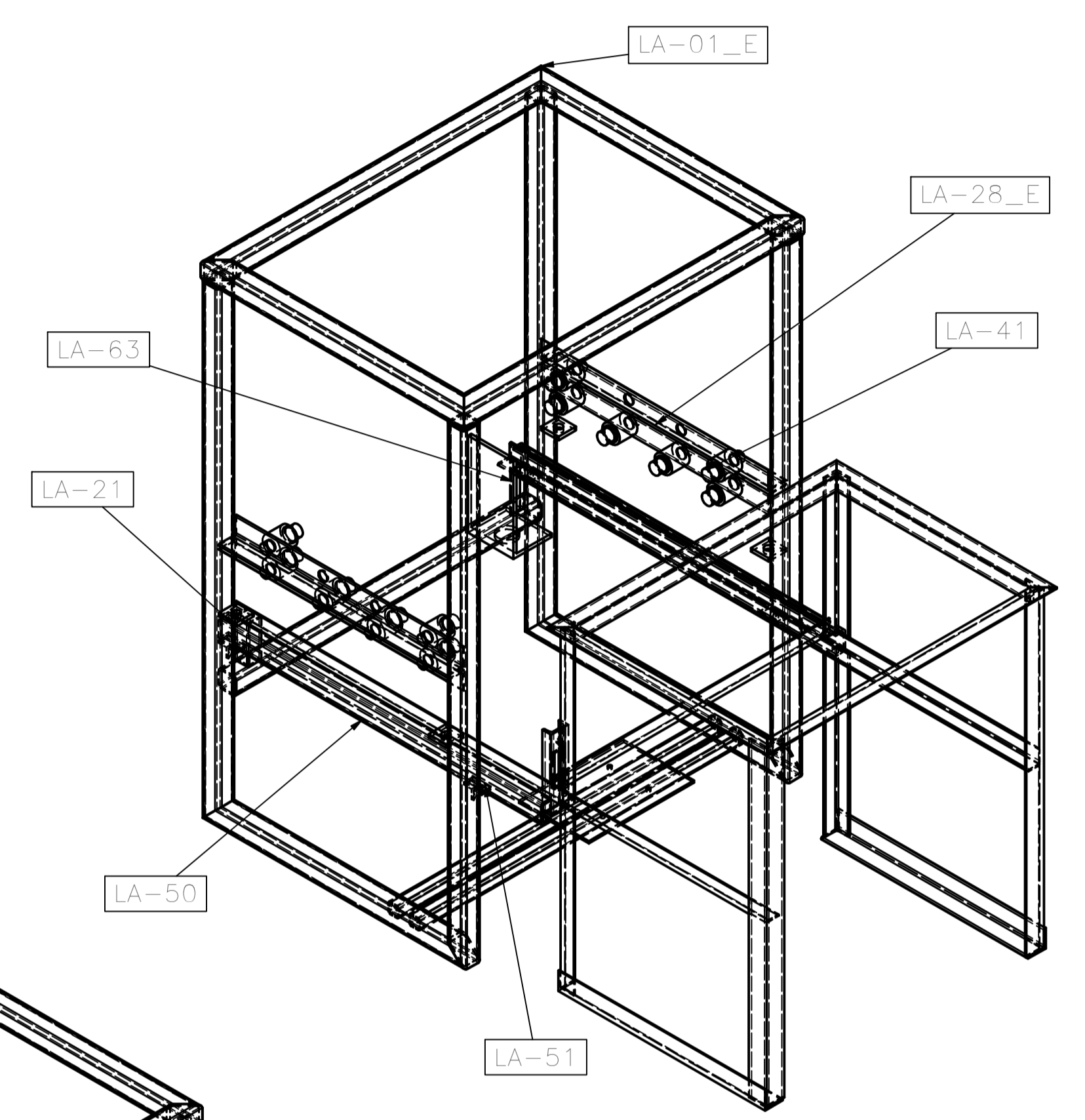
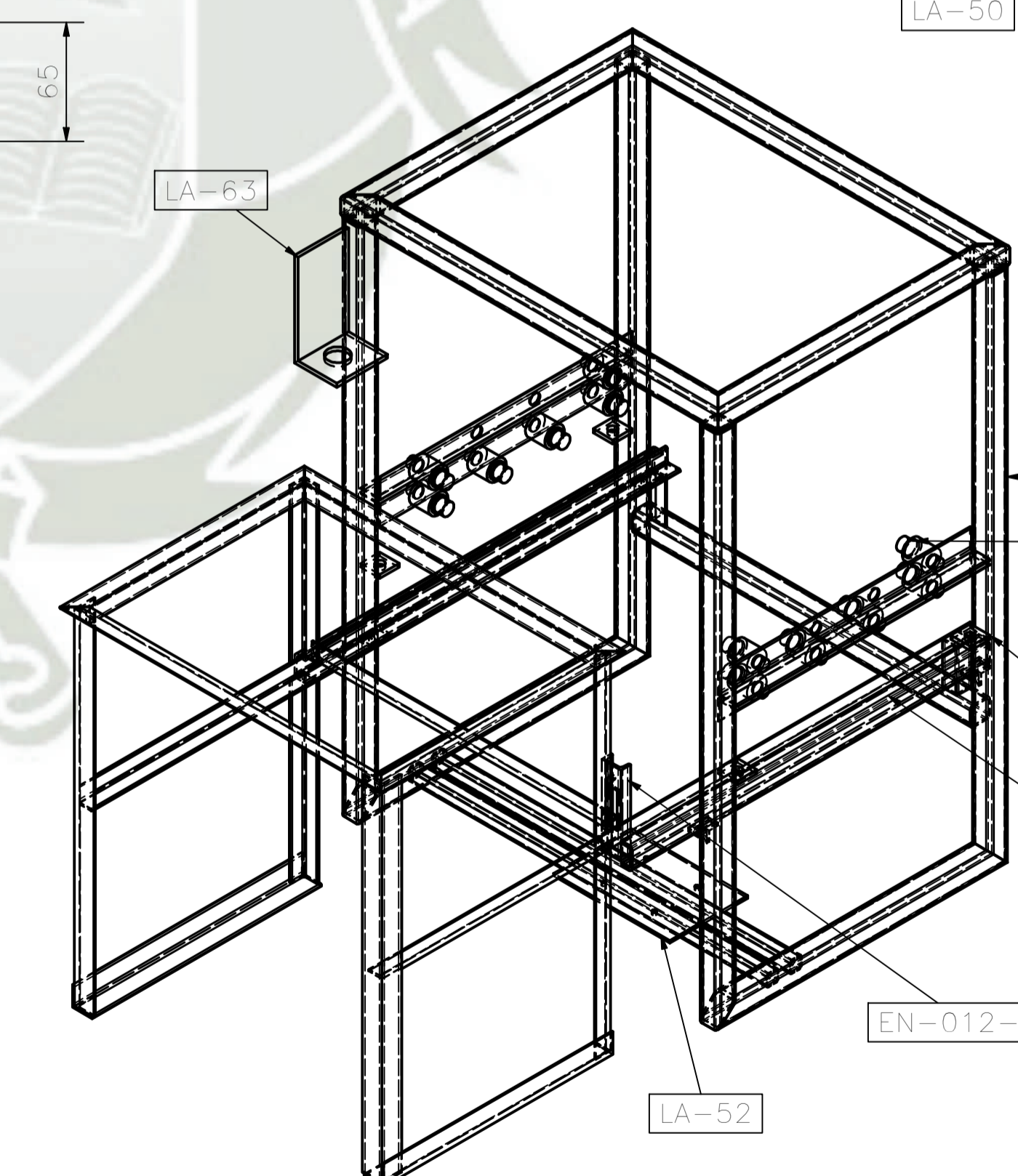
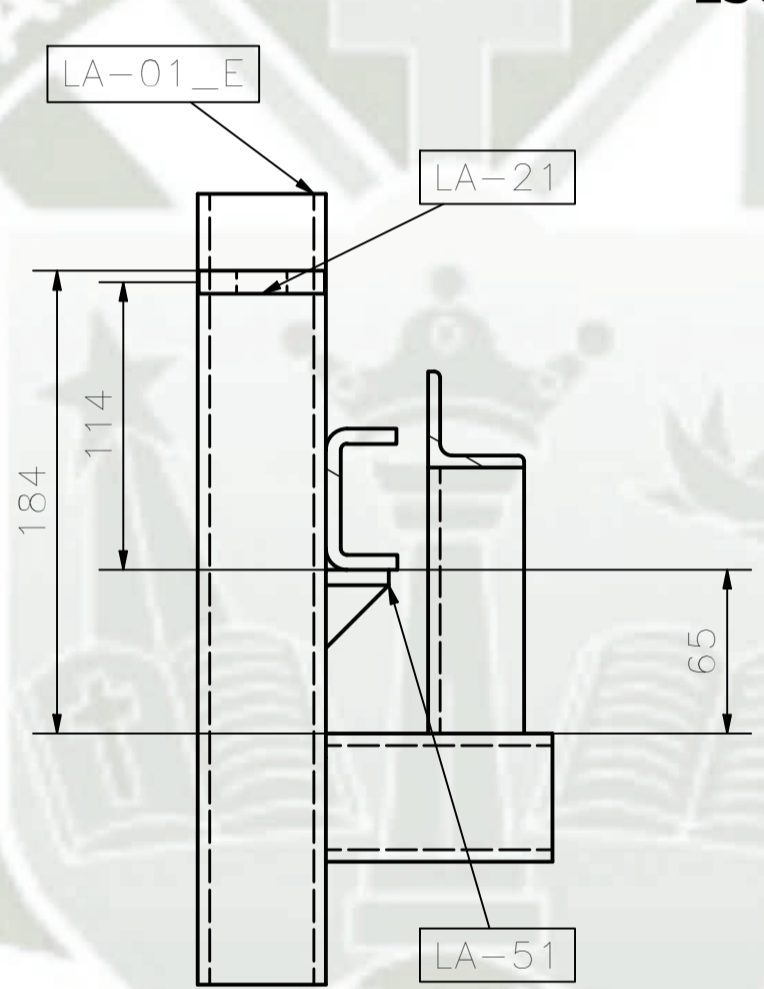
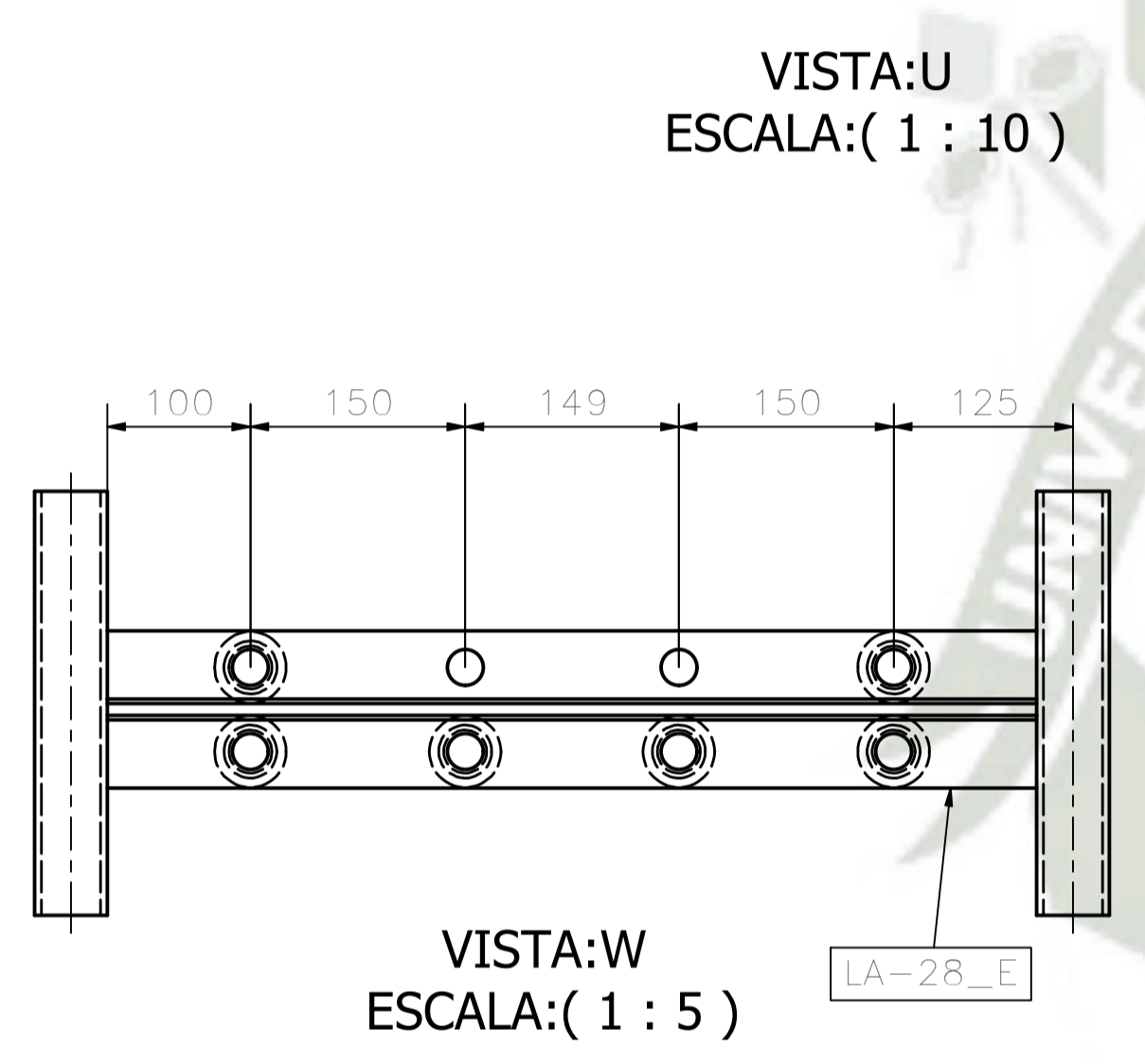
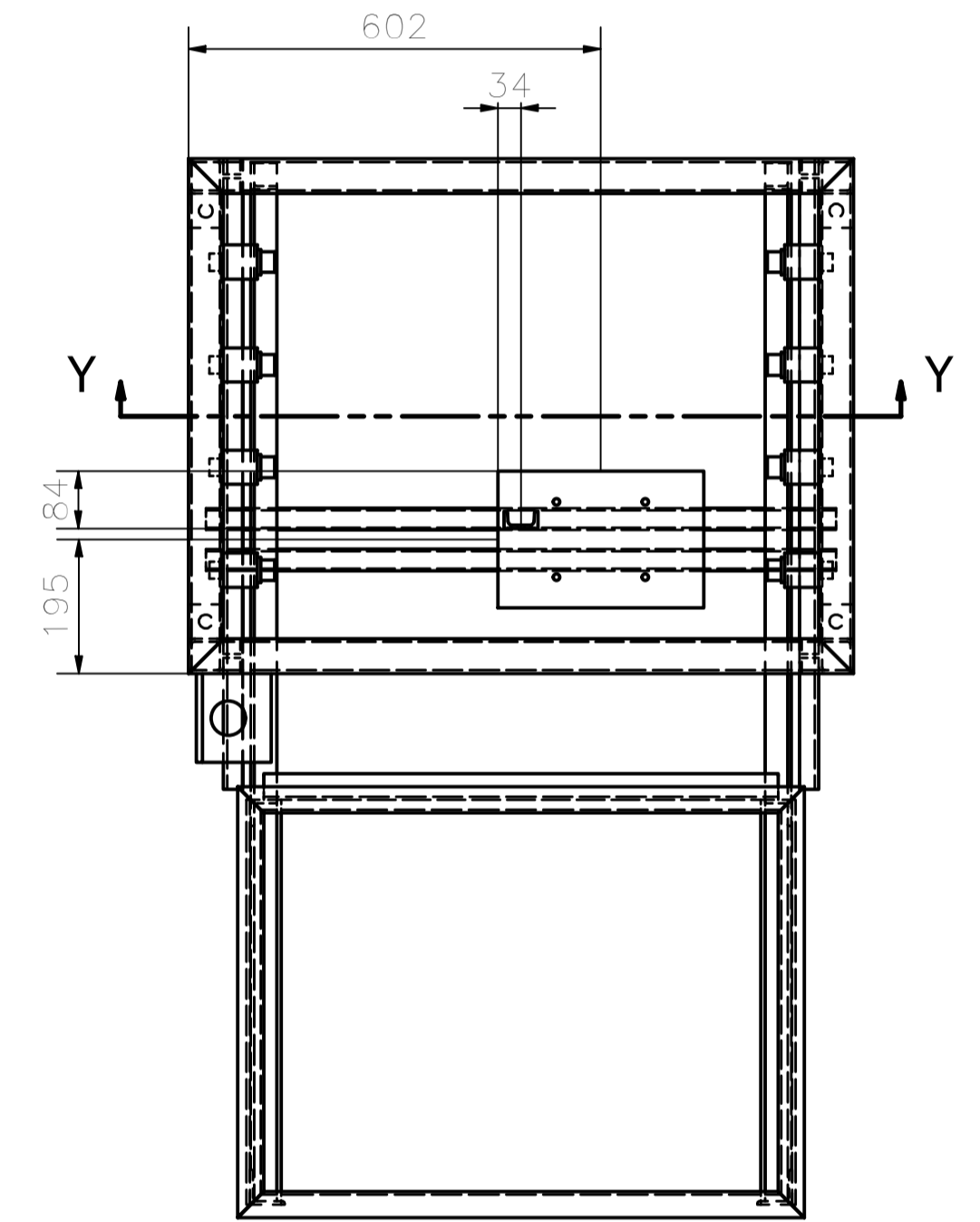
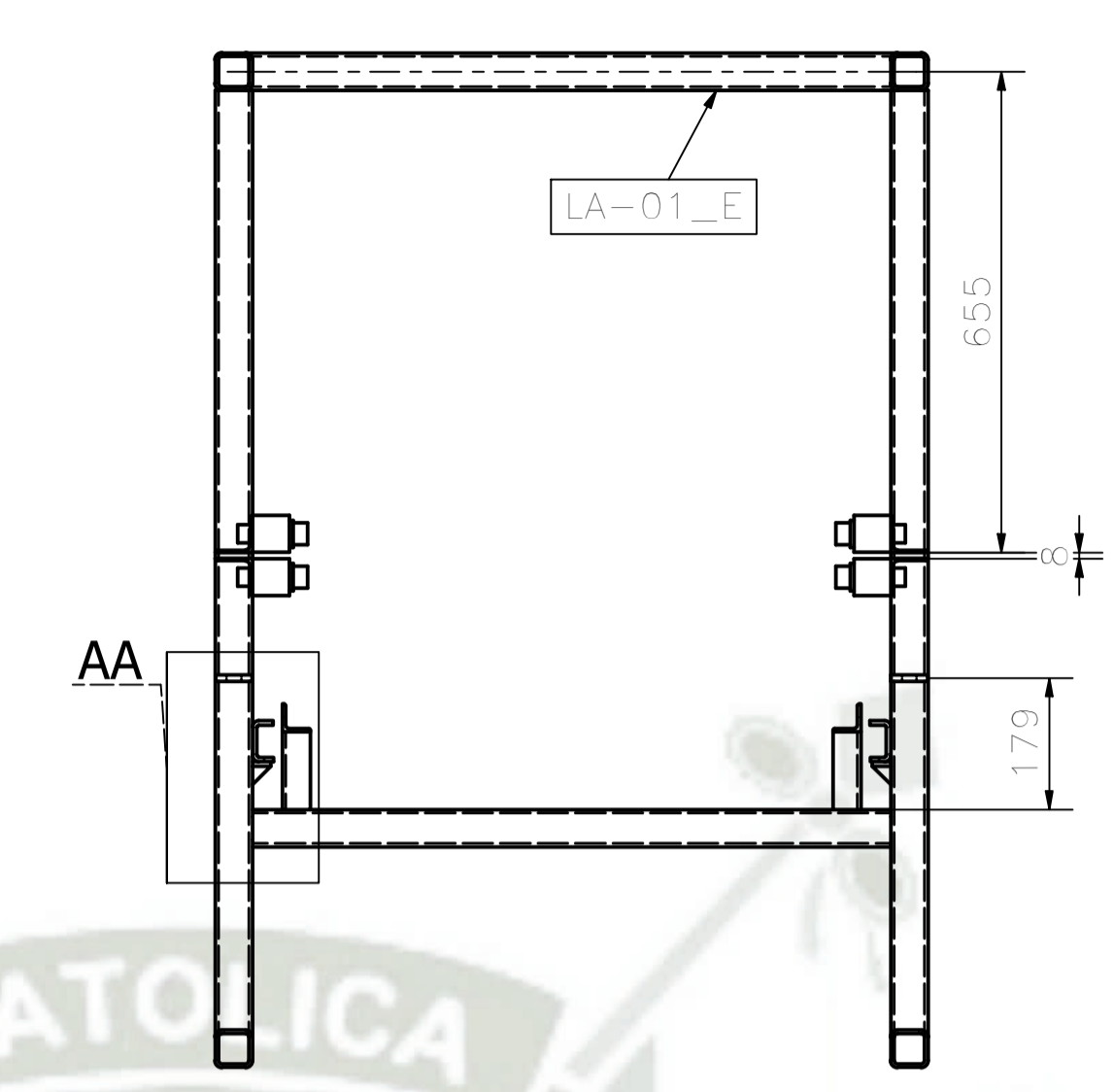
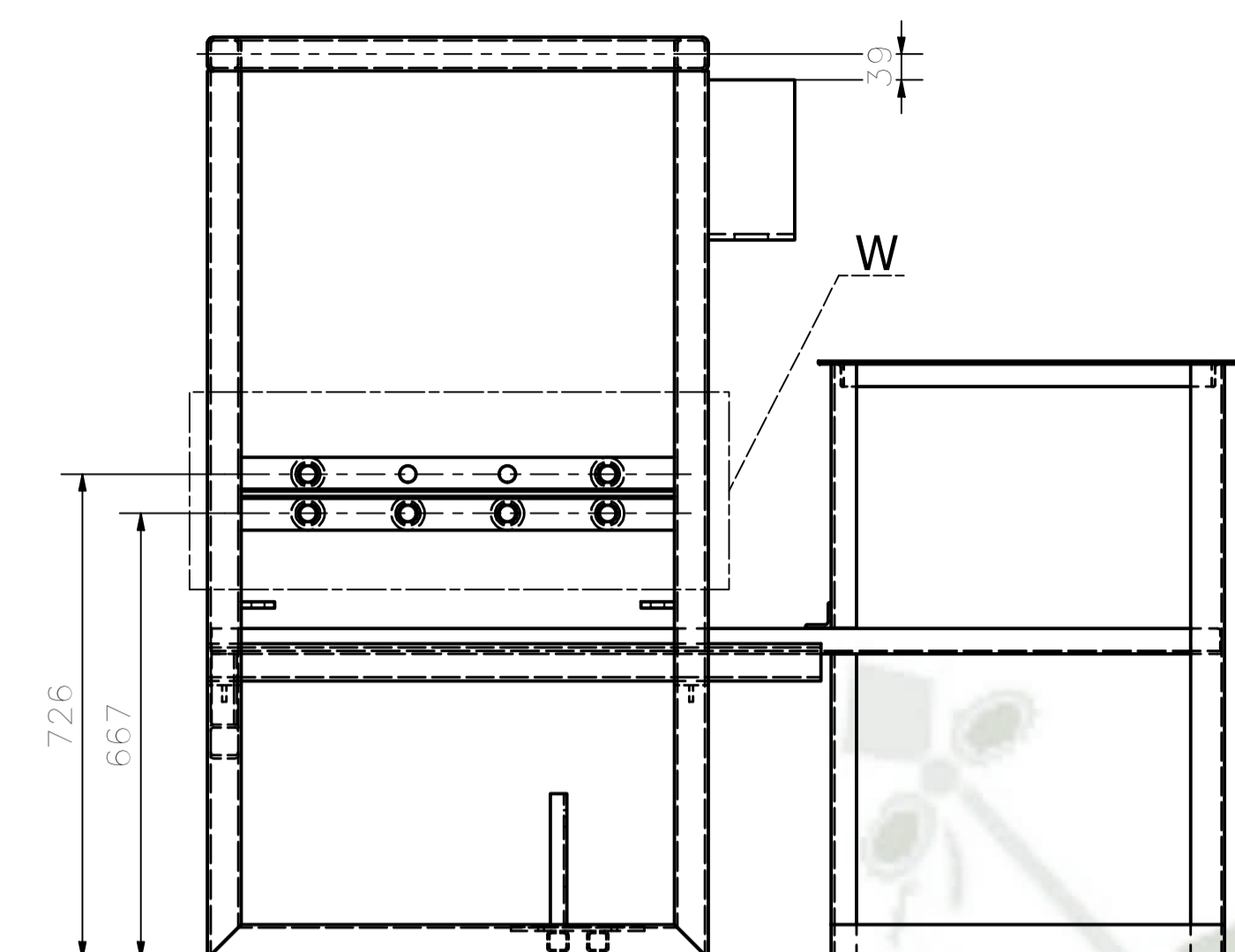
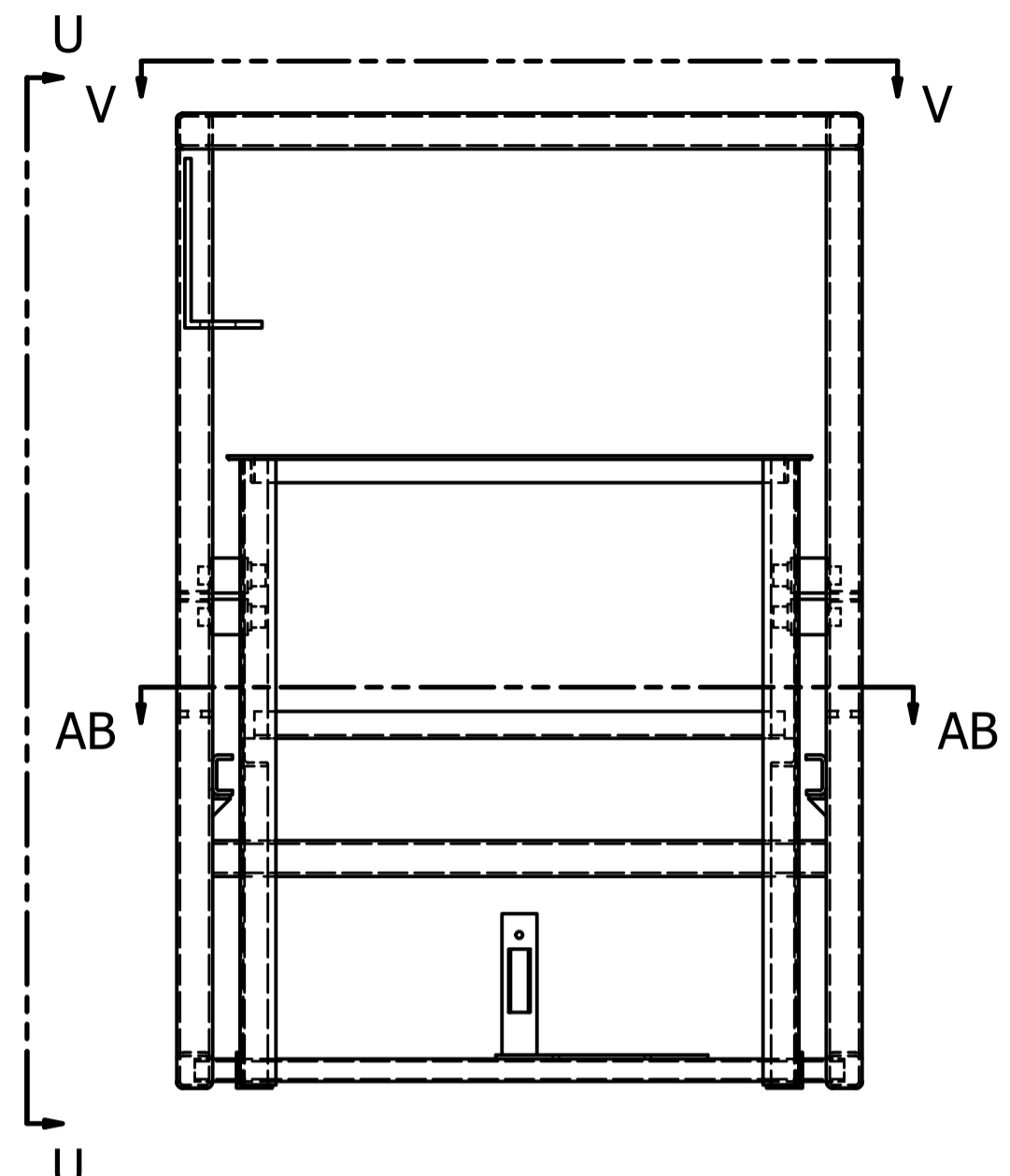


LISTA DE MATERIALES						
ITEM	ITEM QTY	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO
1	4	5320.0 mm	AN1	AISC - 2 x 2 x 3/16 - 52,362	Acero ASTM A36	8.4 kg
2	2	1941.6 mm	AN2	AISC - 2 x 2 x 3/16 - 38,22	Acero ASTM A36	5.9 kg
3	4	3003.2 mm	AN3	AISC - 2 x 2 x 3/16 - 29,559	Acero ASTM A36	4.5 kg
4	1	869.2 mm	AN4	AISC - 2 x 2 x 3/16 - 34,22	Acero ASTM A36	5.6 kg
5	2	3028.5 mm	AN5	AISC - L 1,5 x 1,5 x 3/16 - 59,617	Acero ASTM A36	4.0 kg
6	2	790.5 mm	AN6	AISC - L 1,5 x 1,5 x 3/16 - 15,561	Acero ASTM A36	1.1 kg
7	1	750.0 mm	AN7	AISC - L 1,5 x 1,5 x 3/16 - 29,528	Acero ASTM A36	2.0 kg
8	2	1256.2 mm	AN8	AISC - L 1,5 x 1,5 x 3/16 - 24,728	Acero ASTM A36	1.5 kg
9	2	1652.4 mm	AN9	AISC - L 1,5 x 1,5 x 3/16 - 32,528	Acero ASTM A36	2.1 kg
10	2	903.1 mm	AN10	AISC - L 1,5 x 1,5 x 3/16 - 17,779	Acero ASTM A36	1.2 kg
11	2	1180.0 mm	AN11	AISC - L 2 x 2 x 3/16 - 23,228	Acero ASTM A36	2.2 kg
12	2	1840.0 mm	AN12	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 36,22	Acero ASTM A36	2.4 kg
13	2	1771.7 mm	AN13	AISC - L 2 x 2 x 3/16 - 34,876	Steel, Mild	3.2 kg
14	2	211.1 mm	AN14	AISC - L 1,5 x 1,5 x 3/16 - 4,156	Acero ASTM A36	0.3 kg



Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL		
LA-01_E PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -003				Rev 0	

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-01_E	Acero	107.1 kg
2	4	LA-21	Acero ASTM A36	0.2 kg
3	4	LA-28_E		1.6 kg
4	12	LA-41	Acero ASTM A36	1.0 kg
5	4	LA-51	Acero ASTM A36	0.1 kg
6	1	LA-63	Acero ASTM A36	3.0 kg
7	1	LA-52	Genérico	0.4 kg
8	1	EN-012-LA		0.7 kg
9	2	LA-50	Acero ASTM A36	4.1 kg



VISTA:V
ESCALA:(1 : 10)

VISTA:W
ESCALA:(1 : 5)

VISTA:Y-Y
ESCALA:(1 : 10)


VISTA:U
ESCALA:(1 : 10)

VISTA:AA
ESCALA:(1 : 3)

VISTA:AC
ESCALA:(1 : 3)

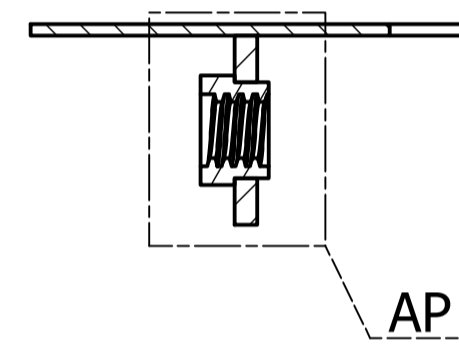
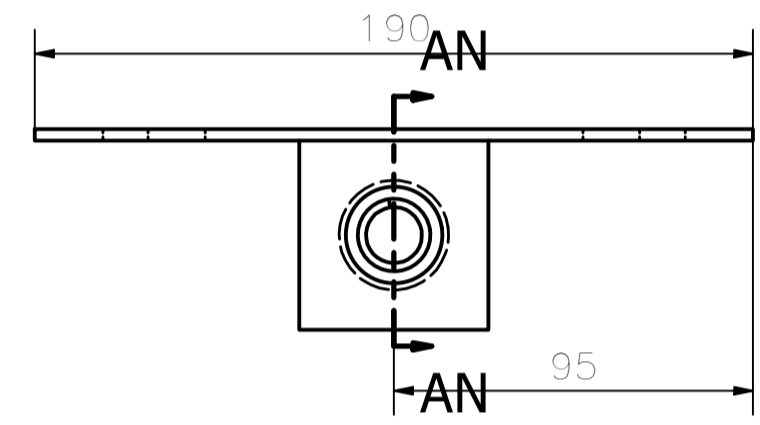
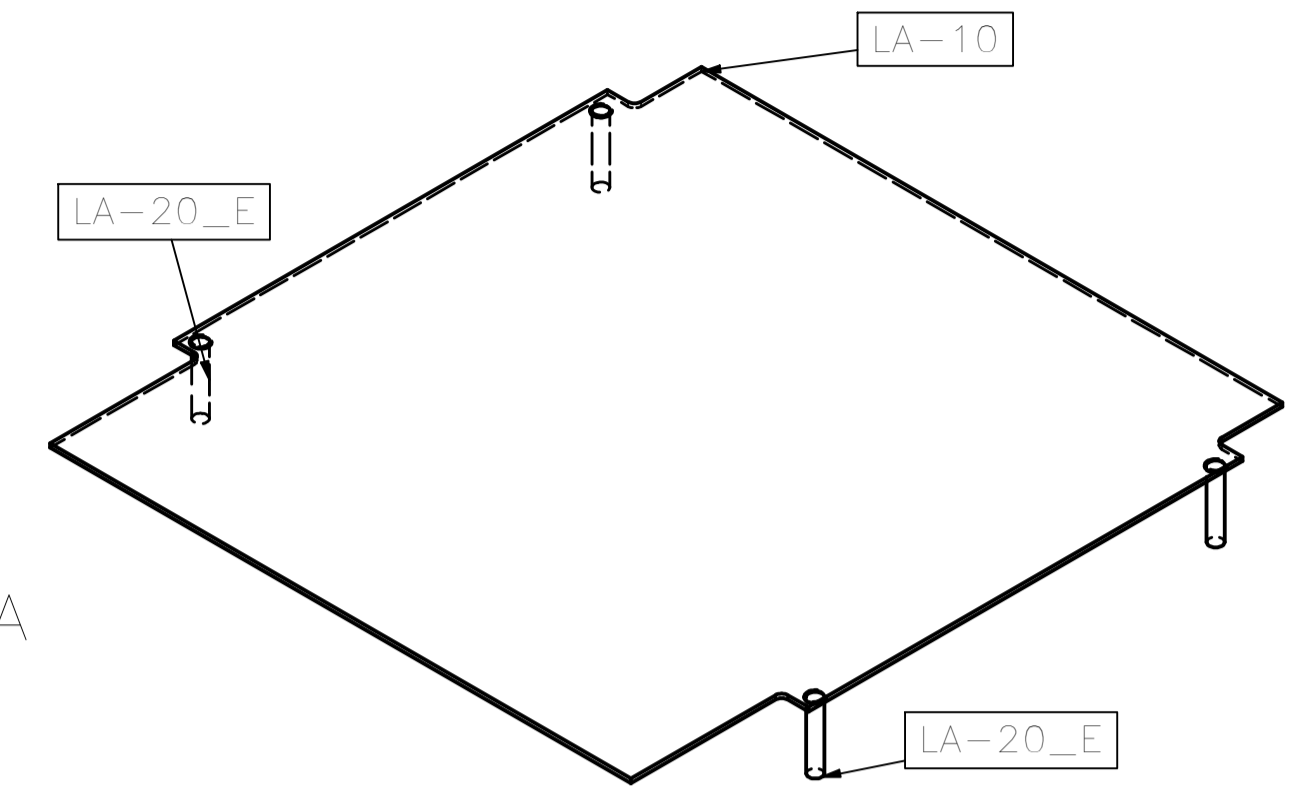
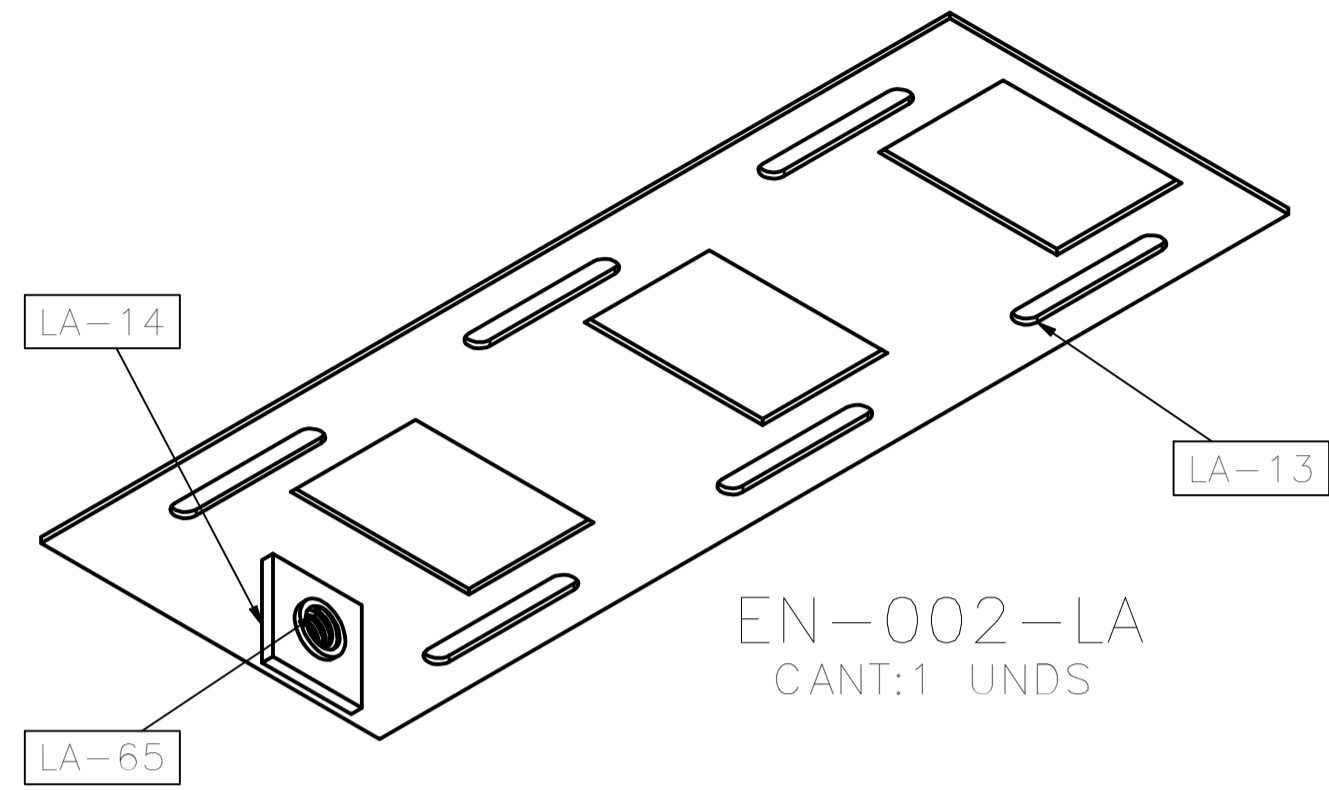
VISTA:AB-AB
ESCALA:(1 : 10)

EN-005-LA
CANT:1 UNDS

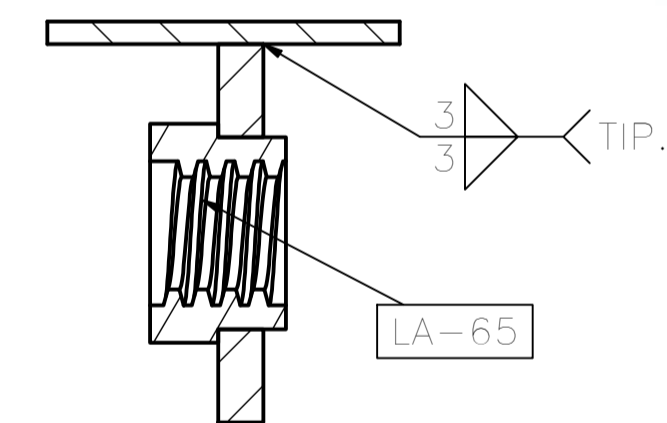
Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: - PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			EN-005-LA		
PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -004					Rev 0

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-14	Genérico	0.0 kg
2	1	LA-13	Genérico	0.2 kg
3	1	LA-65	Bronce, estaño suave	0.1 kg

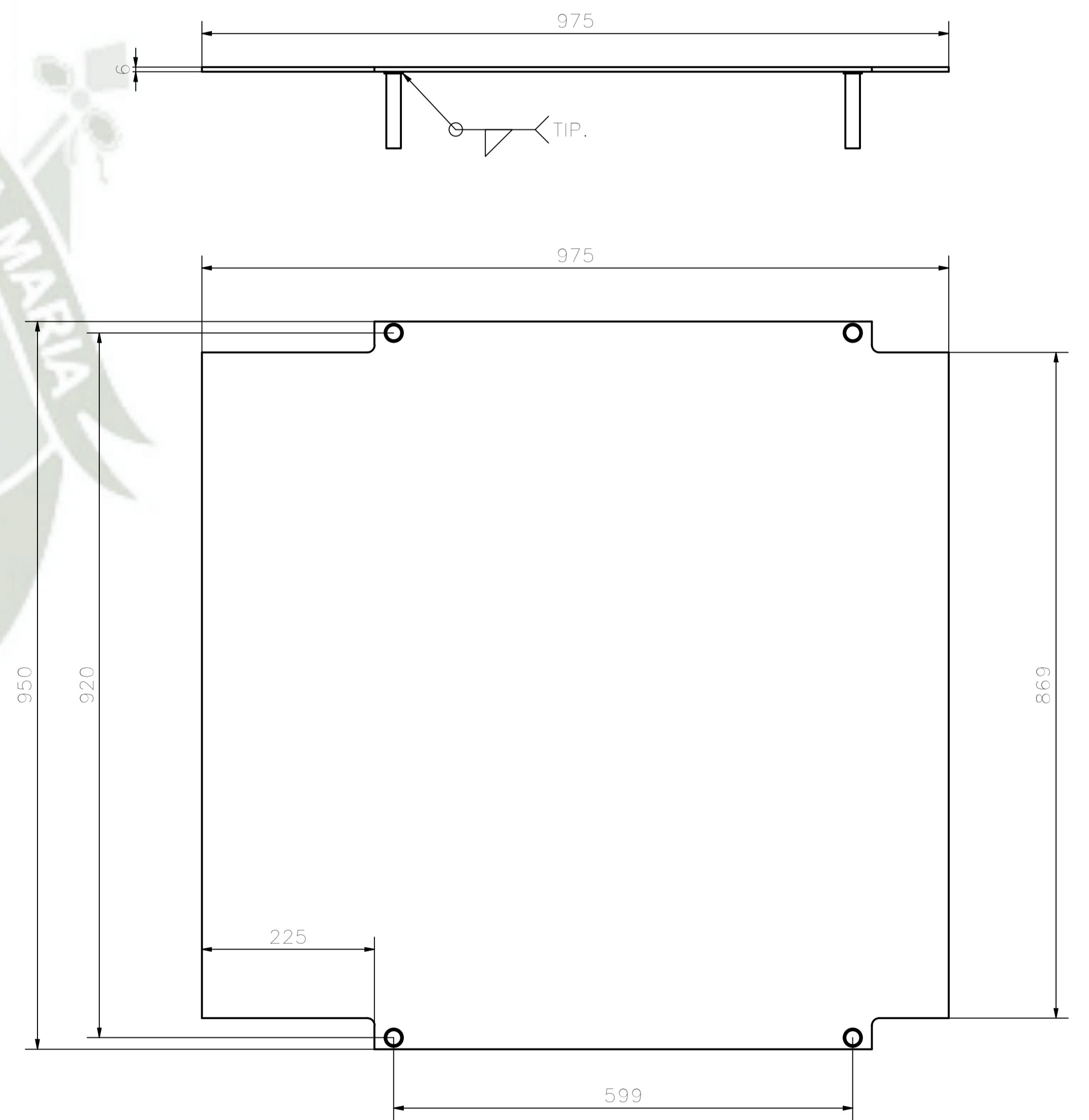
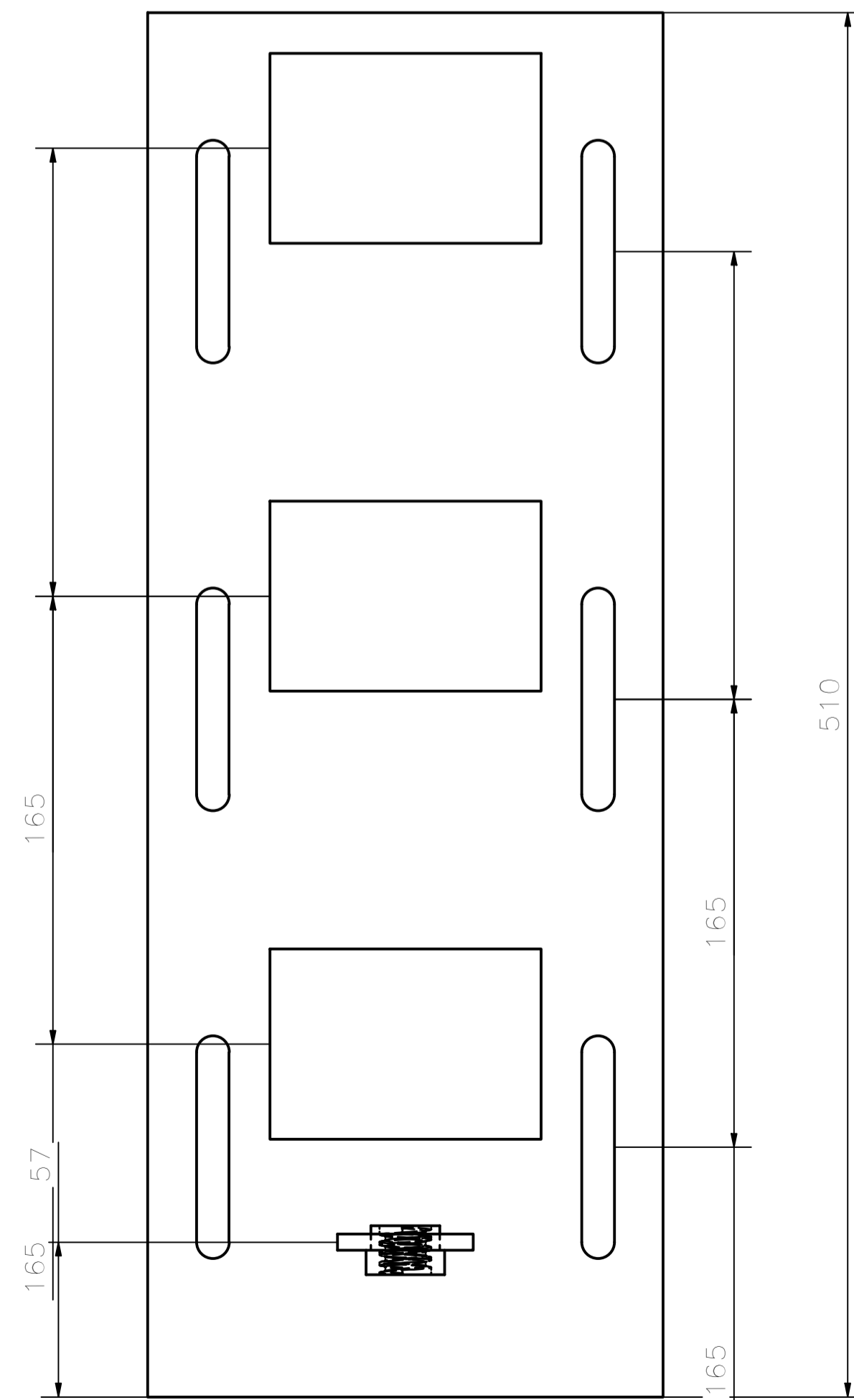
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-10	Acero ASTM A36	42.4 kg
2	4	LA-20_E		0.2 kg




SECCIÓN:AN-AN
ESCALA: (1 : 2)



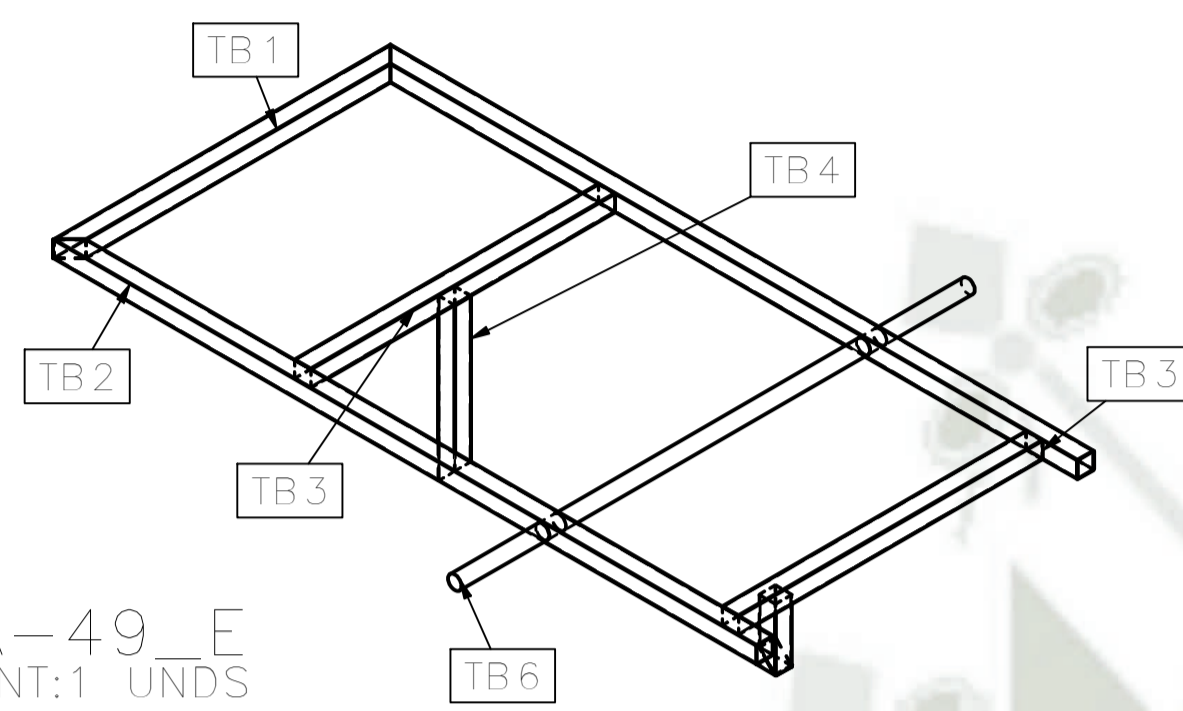
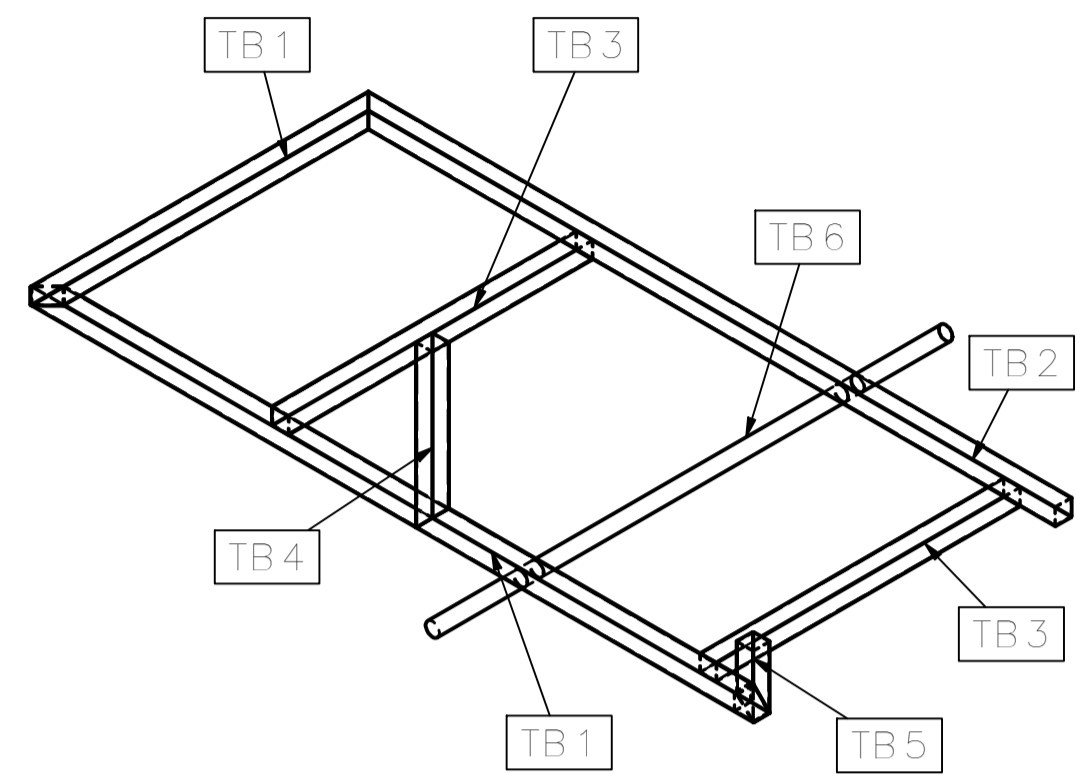
VISTA:AP
ESCALA: (1 : 1)



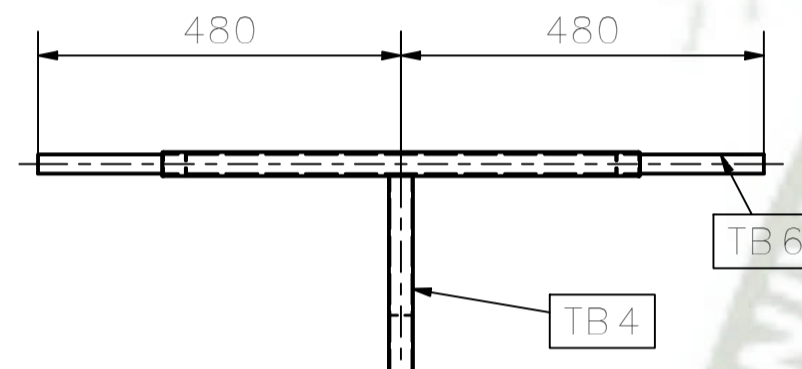
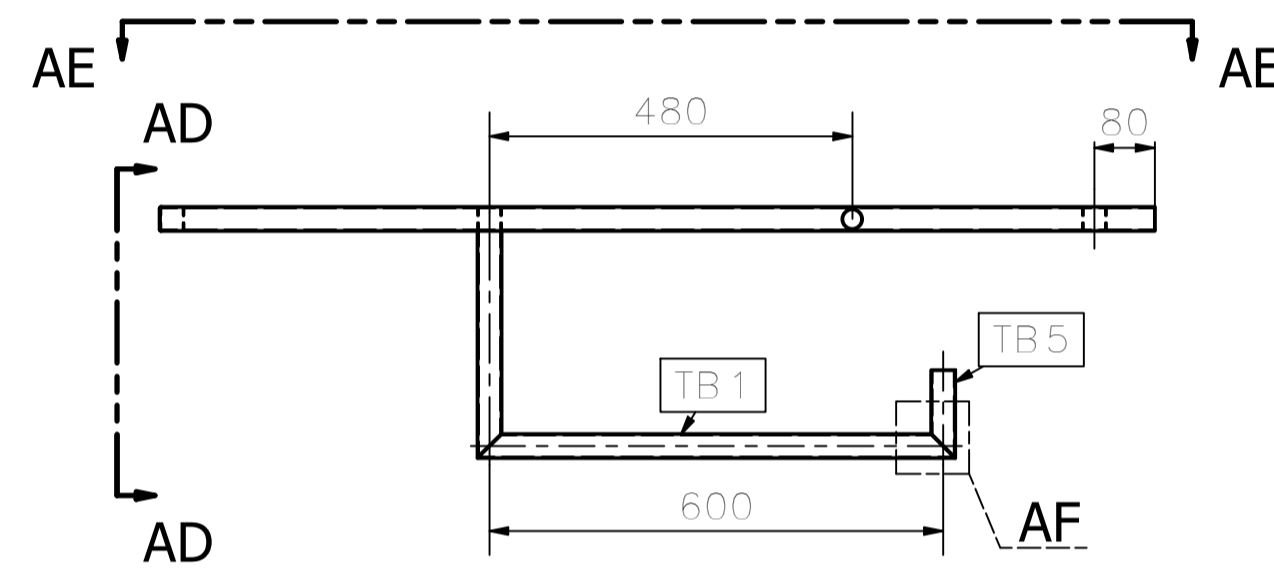
Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
<p>ESPECIFICACIONES TÉCNICAS</p> <p>ACERO: - PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36</p> <p>SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325</p> <p>PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL</p>					
					Rev 0

LISTA DE MATERIALES					
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	DESCRIPTION	MATERIAL	PESO
1	1263.5 mm	TB1	ASTM A513 - 1 1/4 x 1 1/4 x 49/1000 - 24,872	Steel ASTM A36	0.7 kg
2	2631.7 mm	TB2	ASTM A513 - 1 1/4 x 1 1/4 x 49/1000 - 51,806	Steel ASTM A36	1.5 kg
3	1136.5 mm	TB3	ASTM A513 - 1 1/4 x 1 1/4 x 49/1000 - 22,372	Steel ASTM A36	0.7 kg
4	300.0 mm	TB4	ASTM A513 - 1 1/4 x 1 1/4 x 49/1000 - 11,811	Steel ASTM A36	0.3 kg
5	115.9 mm	TB5	ASTM A513 - 1 1/4 x 1 1/4 x 49/1000 - 4,562	Steel ASTM A36	0.1 kg
6	960.0 mm	TB6	ANSI/AISC Acero laminado - 1-37,795, RB	Steel ASTM A36	3.8 kg

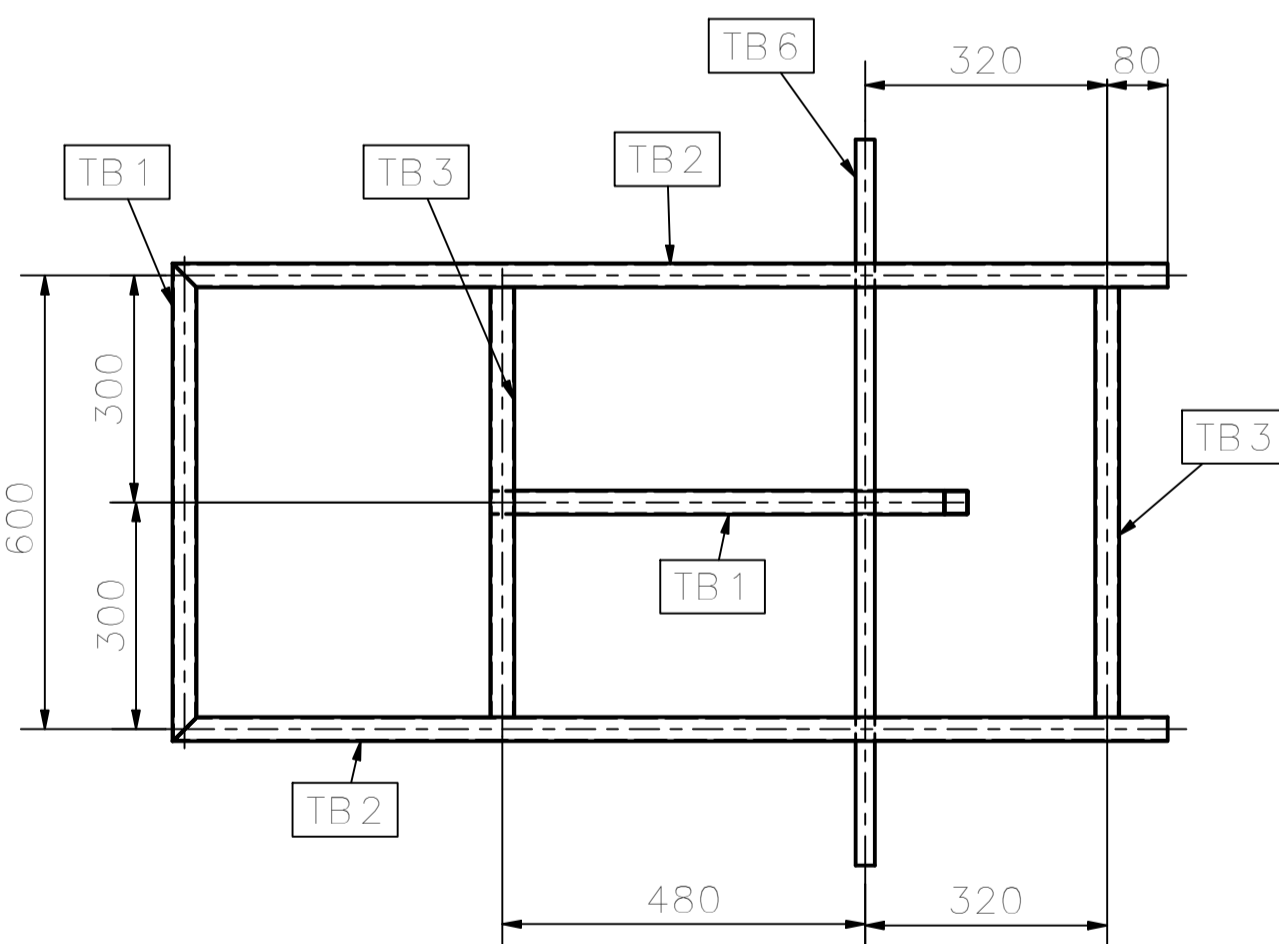
LISTA DE MATERIALES			
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	PESO
1	1	LA-49_E	6.8 kg
2	4	LA-44	0.1 kg
3	4	LA-45	0.1 kg
4	4	LA-46	0.0 kg
5	2	ROD. 6004ZNC3	0.1 kg
6	1	LA-54	1.4 kg



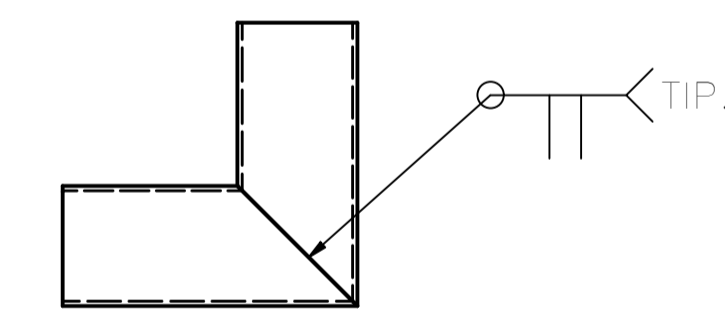
LA-49_E
CANT:1 UNDS



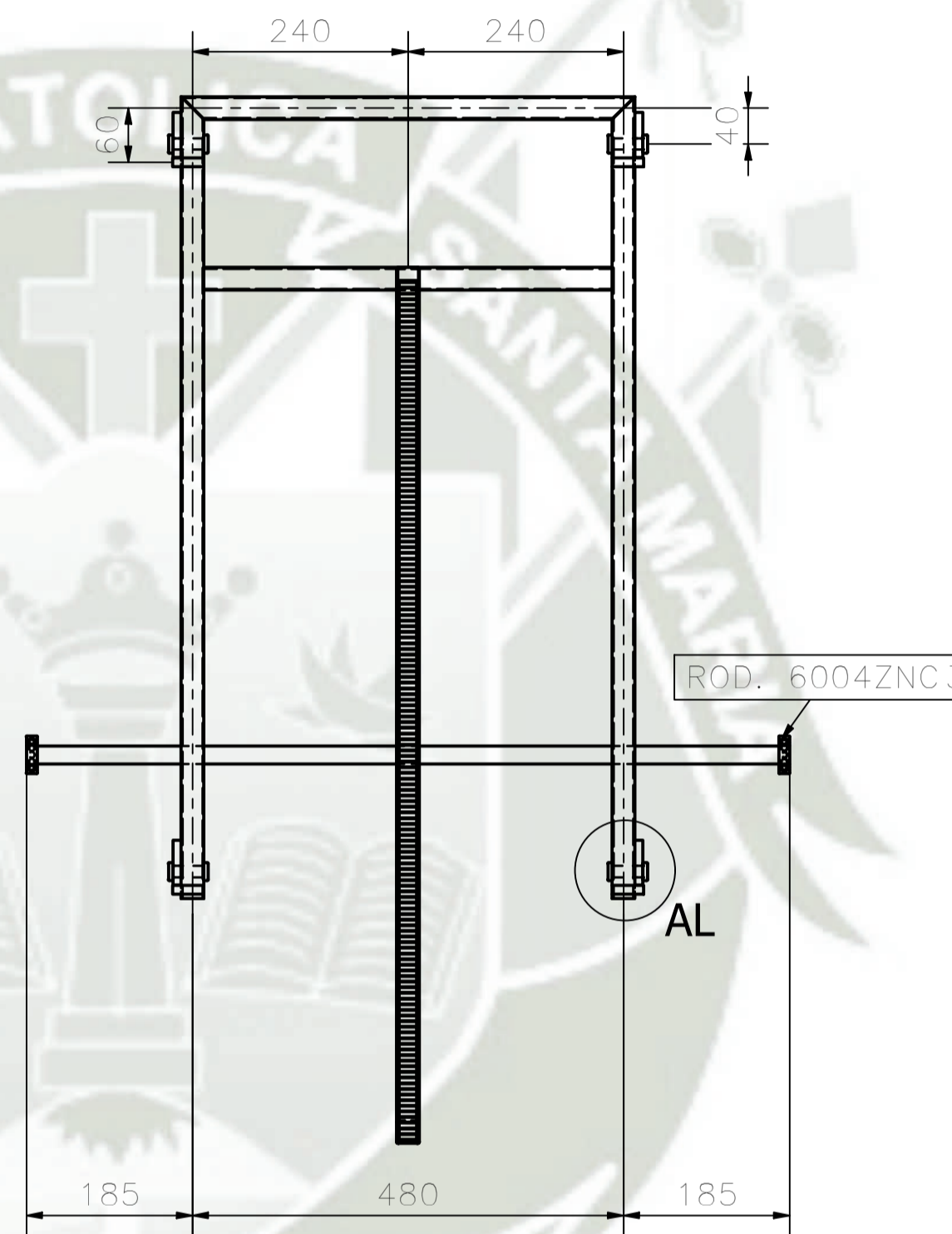
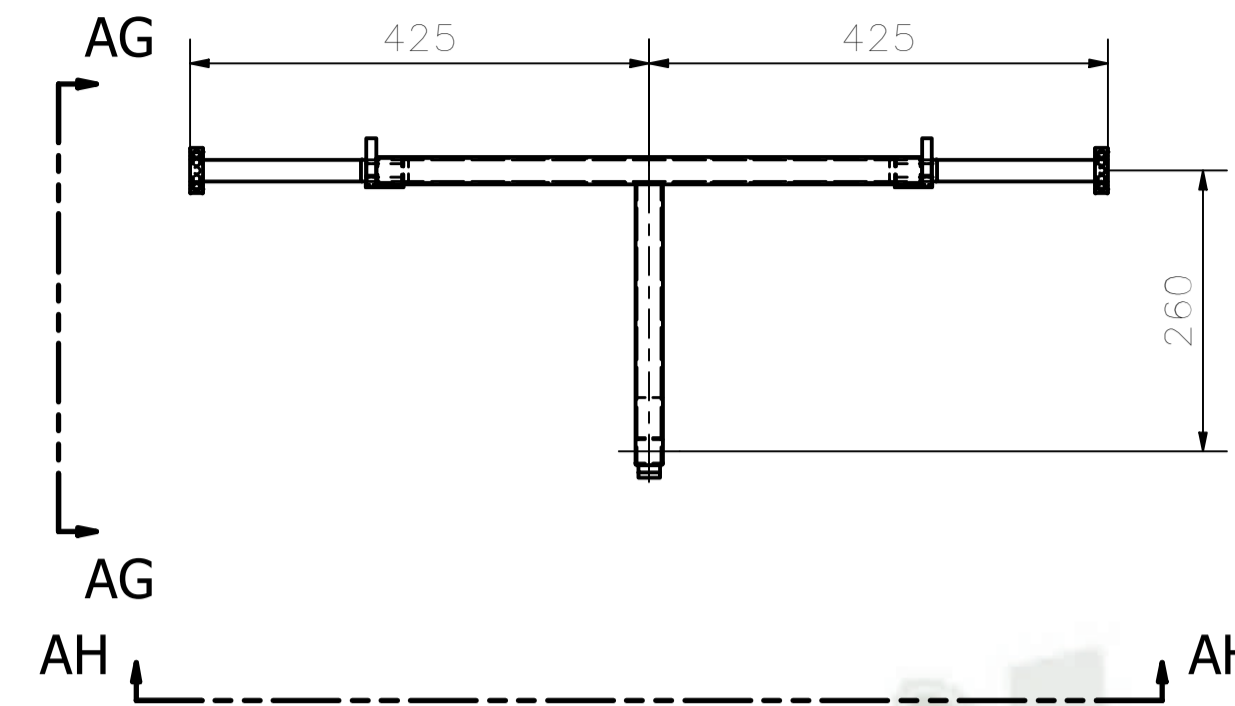
VISTA:AD
ESCALA: (1 : 10)



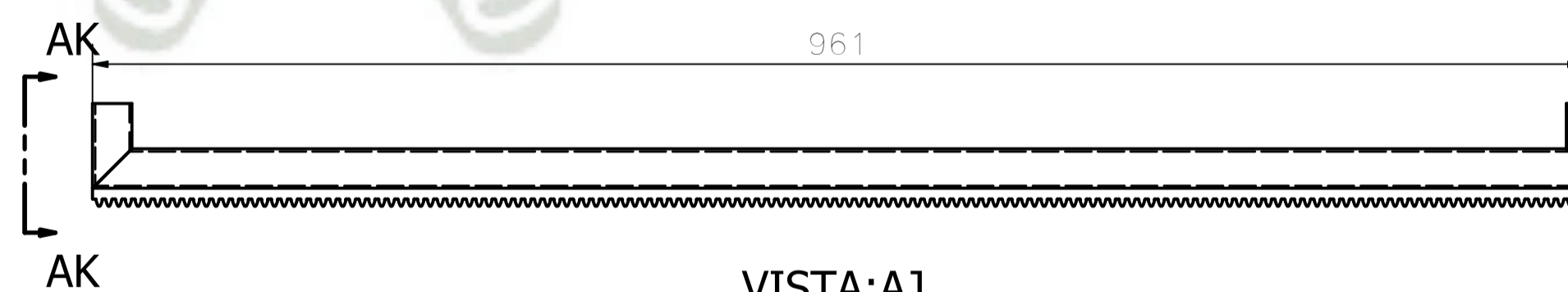
VISTA:AE
ESCALA:(1 : 10)



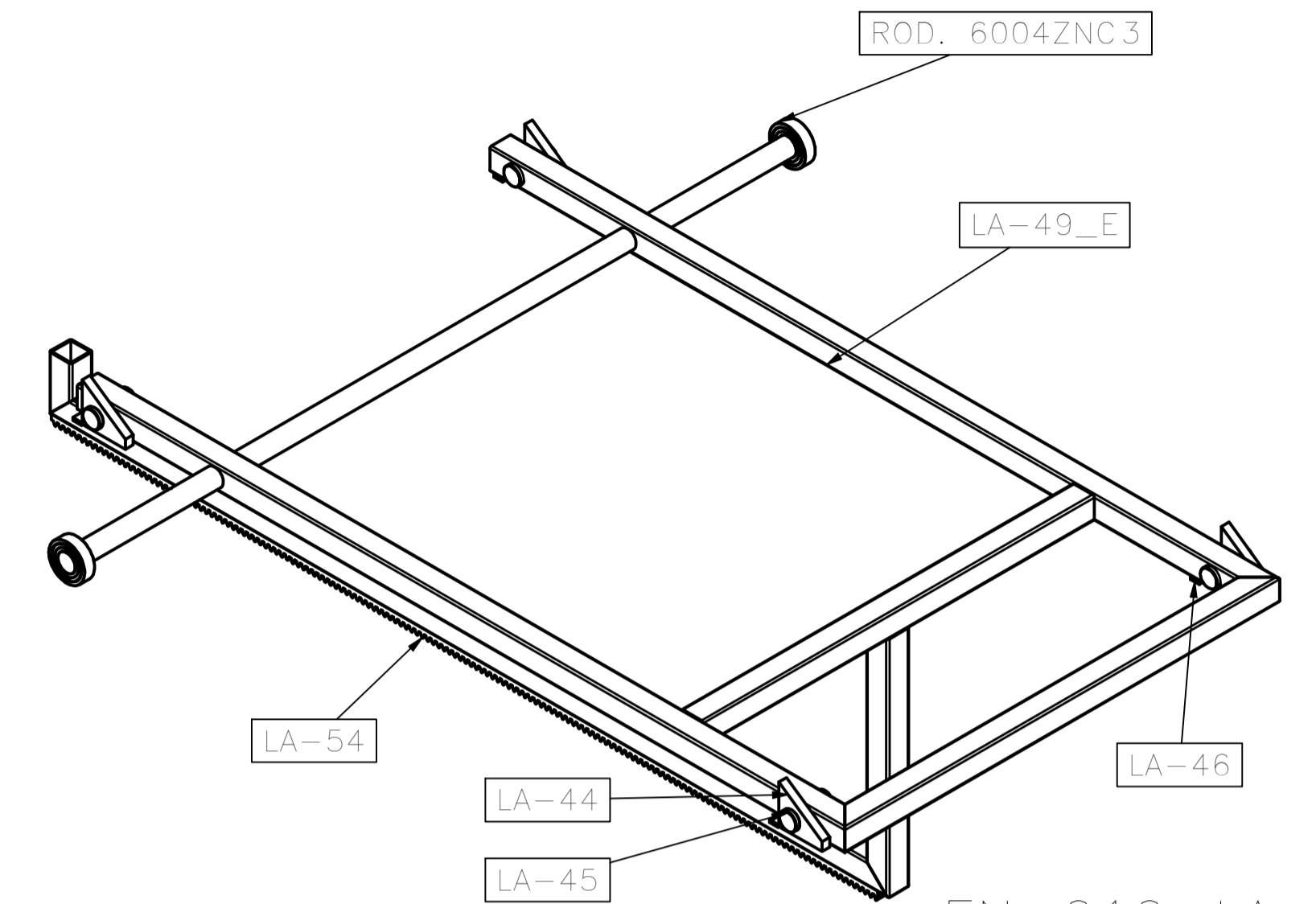
VISTA:AF
ESCALA:(1 : 2)



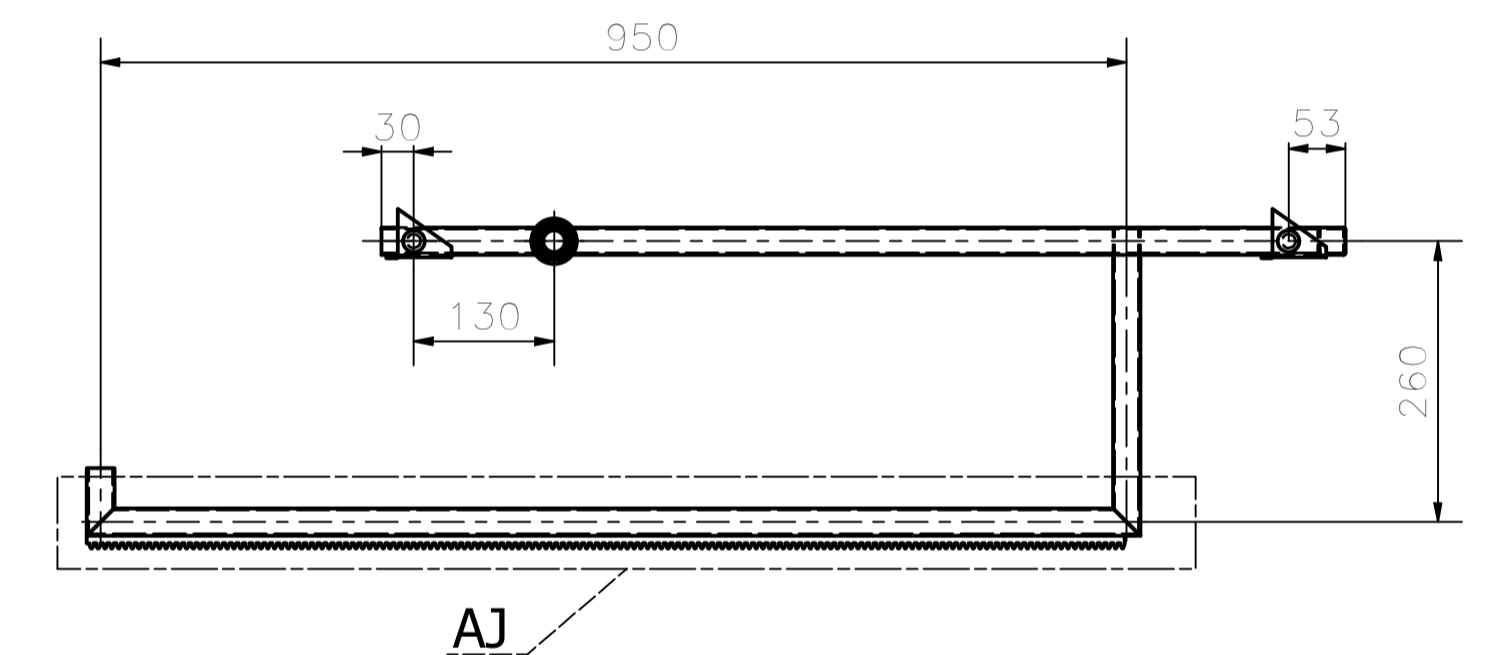
VISTA:AH
ESCALA:(1 : 7)



VISTA:AJ
ESCALA:(1 : 4)



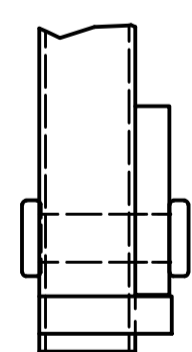
EN-010-LA
CANT:1 UNDS



VISTA:AG
ESCALA:(1 : 7)



VISTA:AK
ESCALA:(1 : 4)

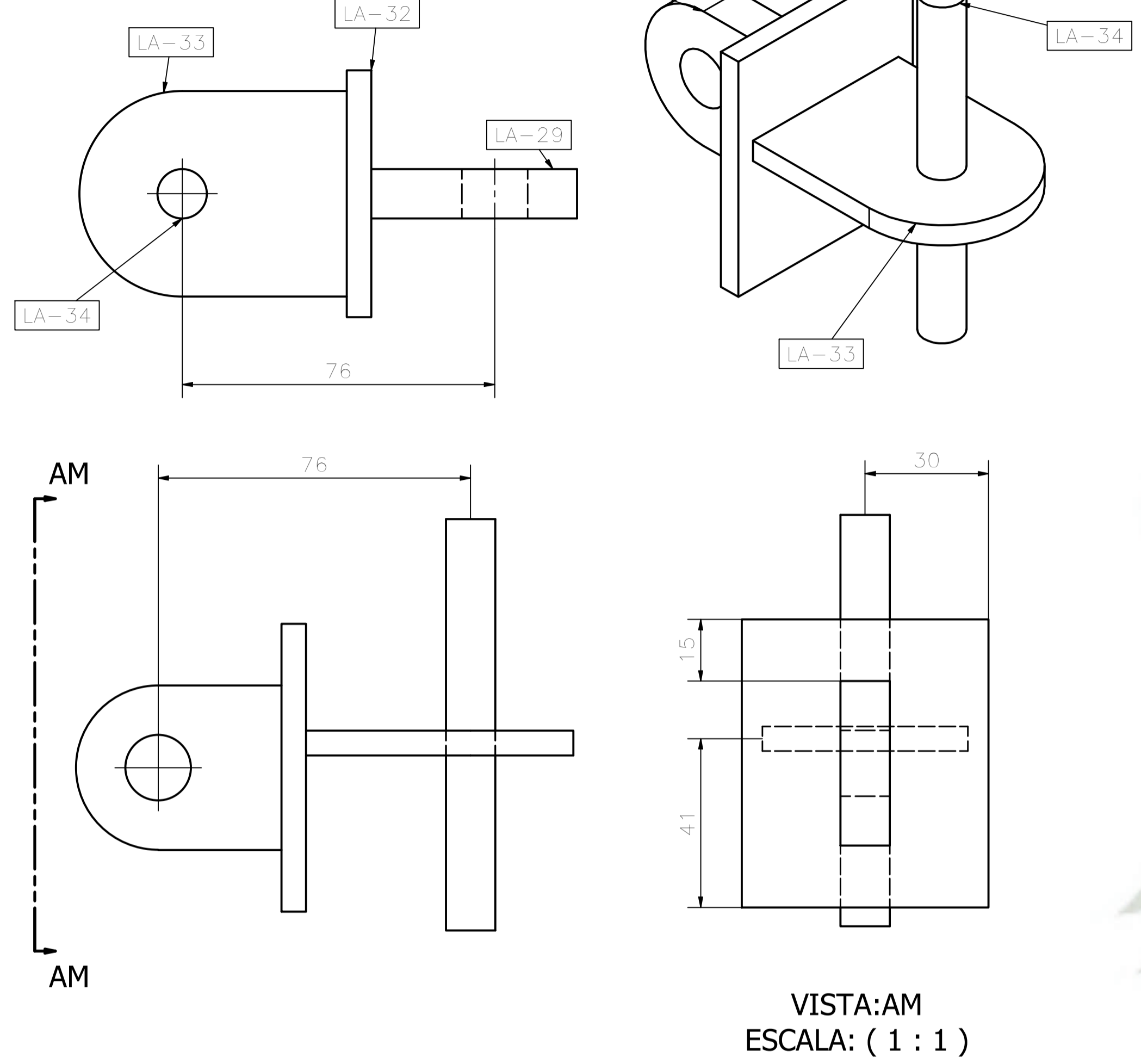


VISTA:AL
ESCALA:(1 : 2)

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: -ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			VISTAS Y SECCIONES LA-49_E Y EN-010-LA PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -006		

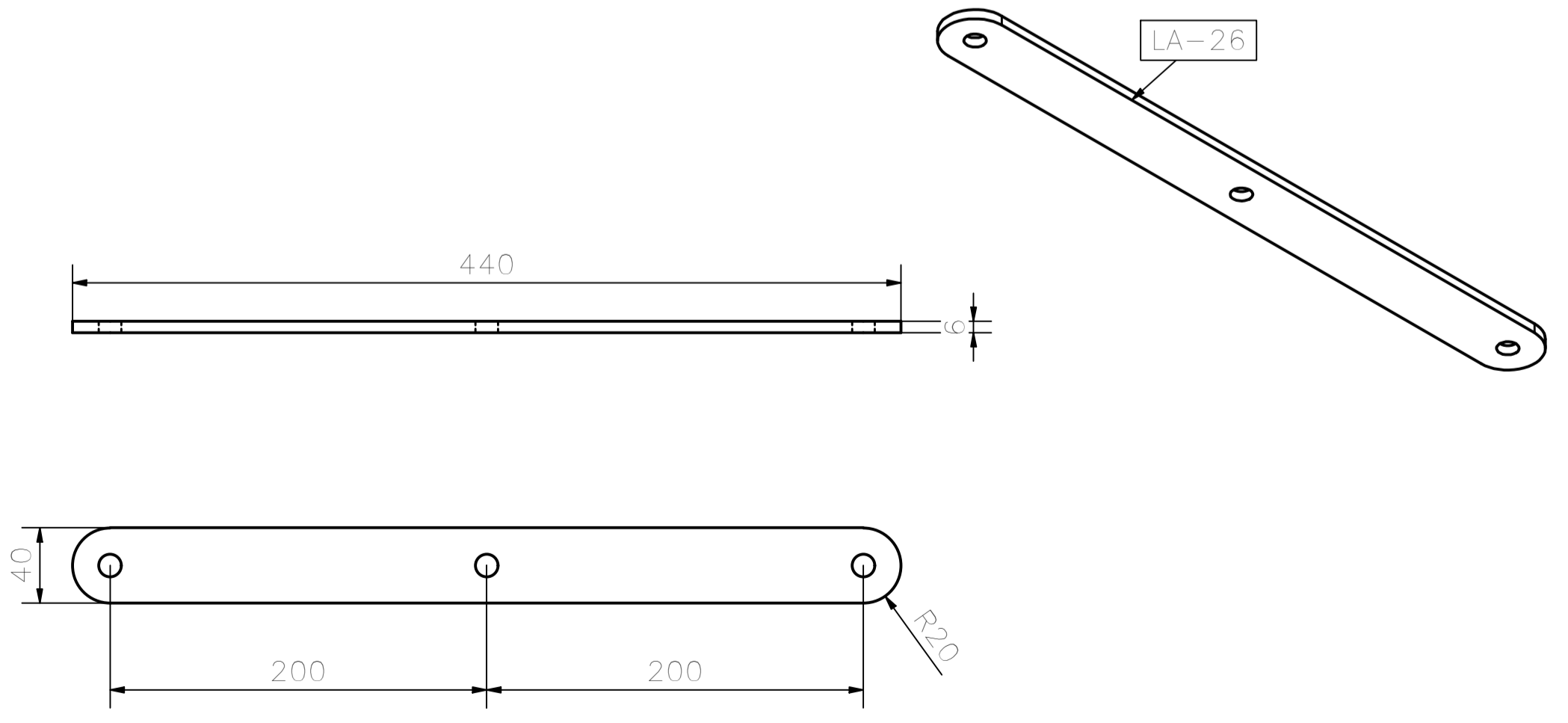
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-29	Steel ASTM A36	0.2 kg
2	1	LA-32	Steel ASTM A36	0.2 kg
3	1	LA-33	Steel ASTM A36	0.1 kg
4	1	LA-34	Steel ASTM A36	0.1 kg

EN-008-LA
CANT:1 UNDS



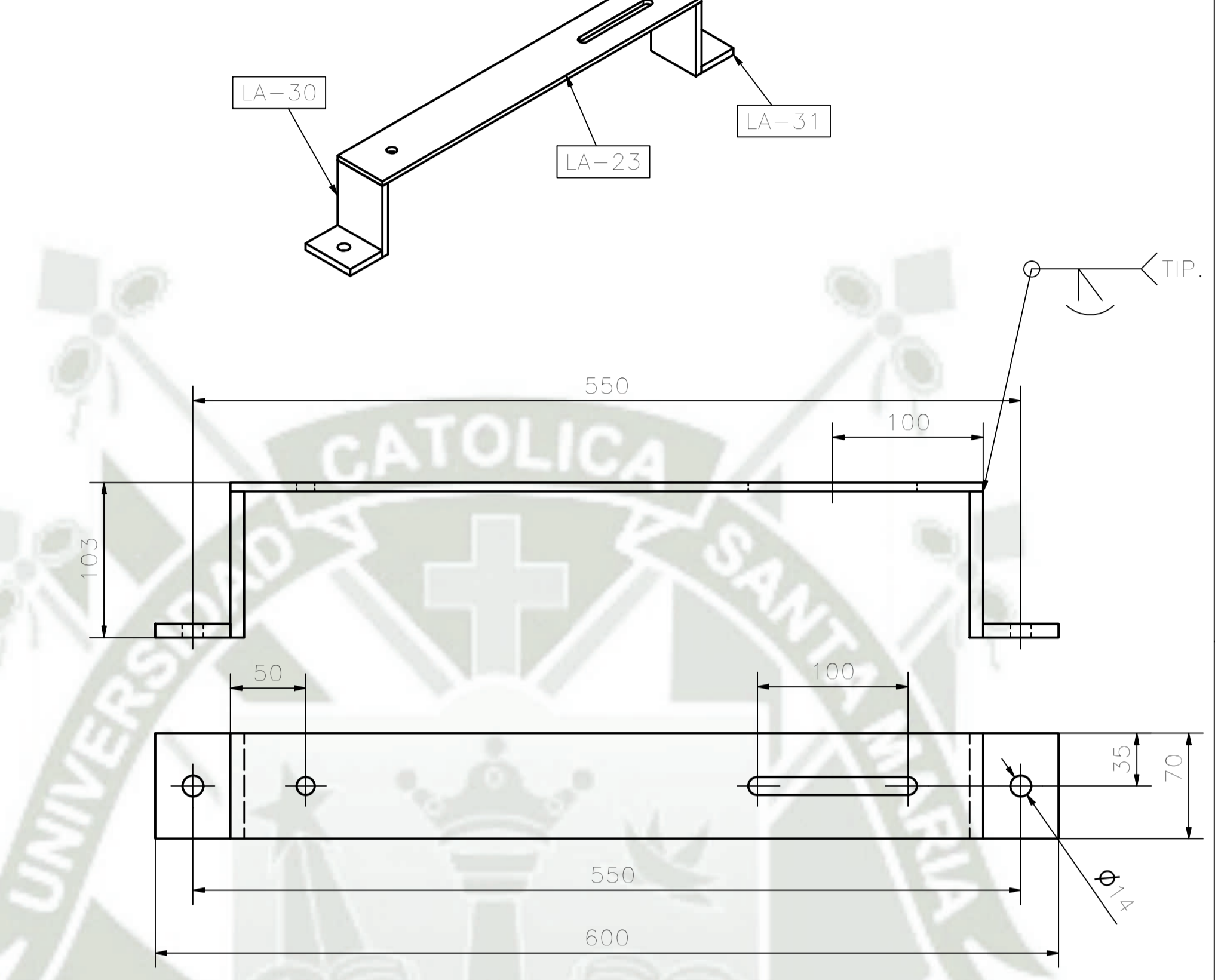
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-26	Steel ASTM A36	0.8 kg

LA-26
CANT:8 UNDS



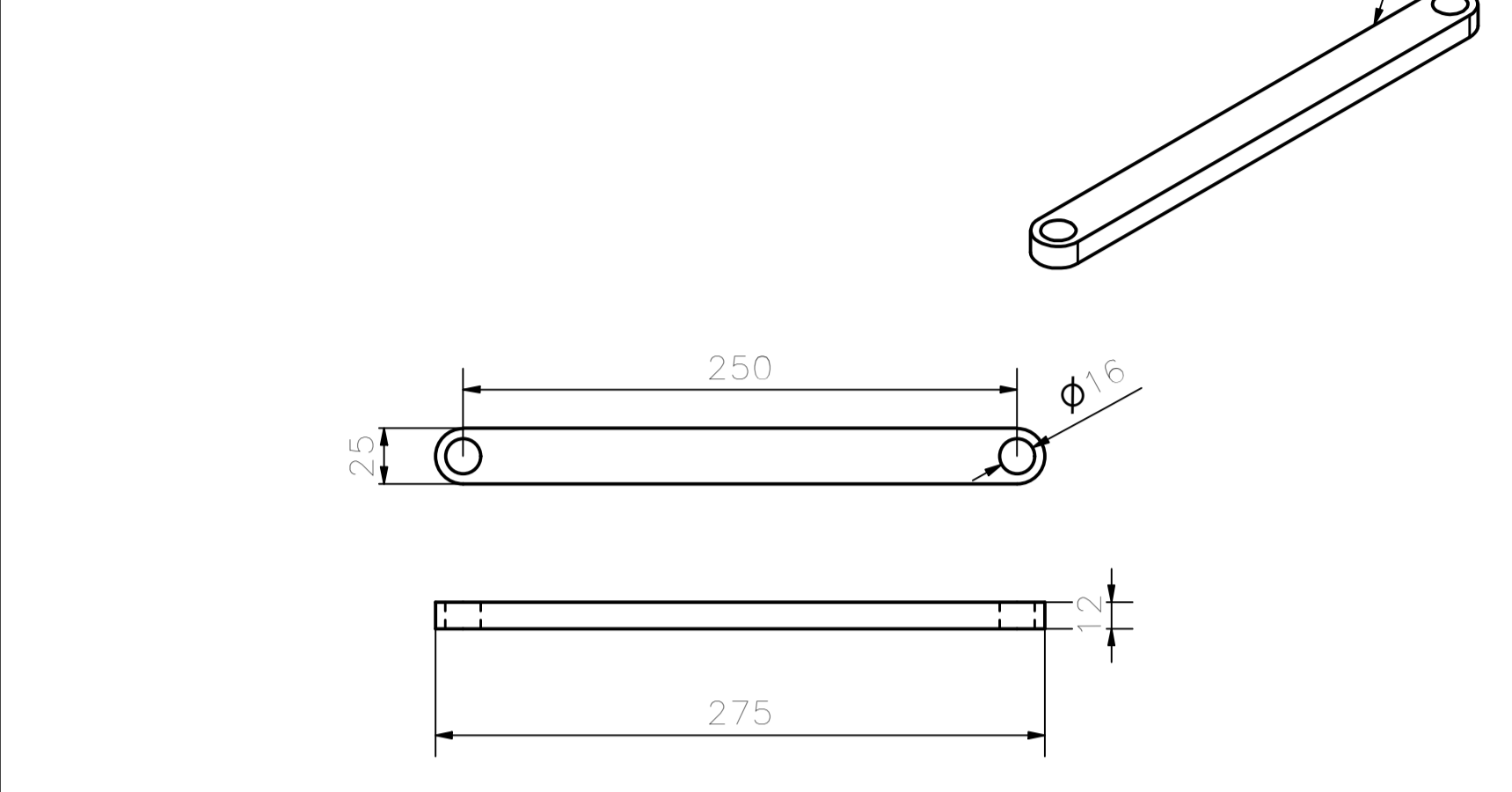
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	2	LA-30	Steel ASTM A36	0.5 kg
2	2	LA-31	Steel ASTM A36	0.2 kg
3	1	LA-23	Steel ASTM A36	1.6 kg

EN-007-LA
CANT:1 UNDS



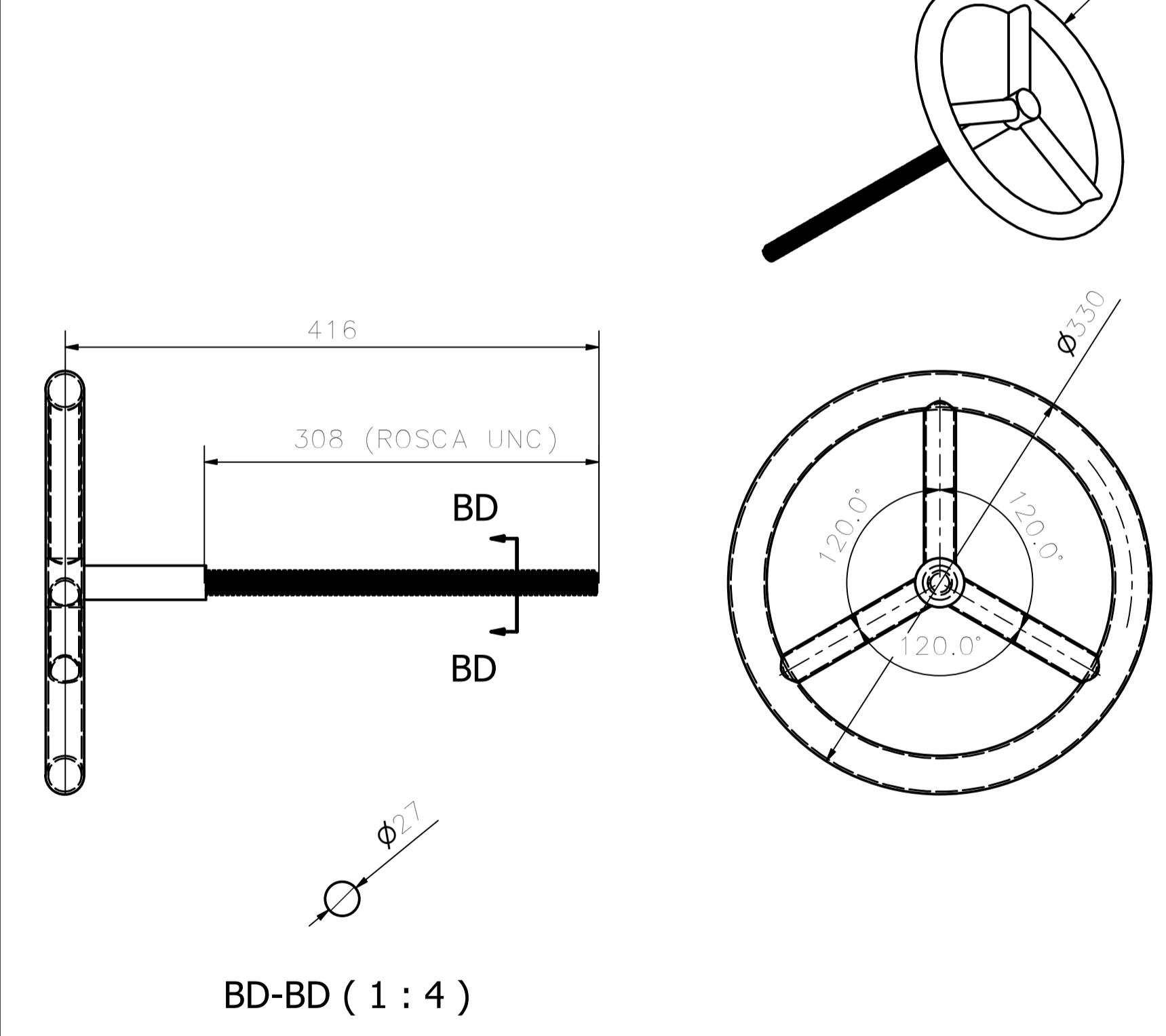
LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-25	Steel ASTM A36	0.6 kg

LA-25
CANT:1 UNDS

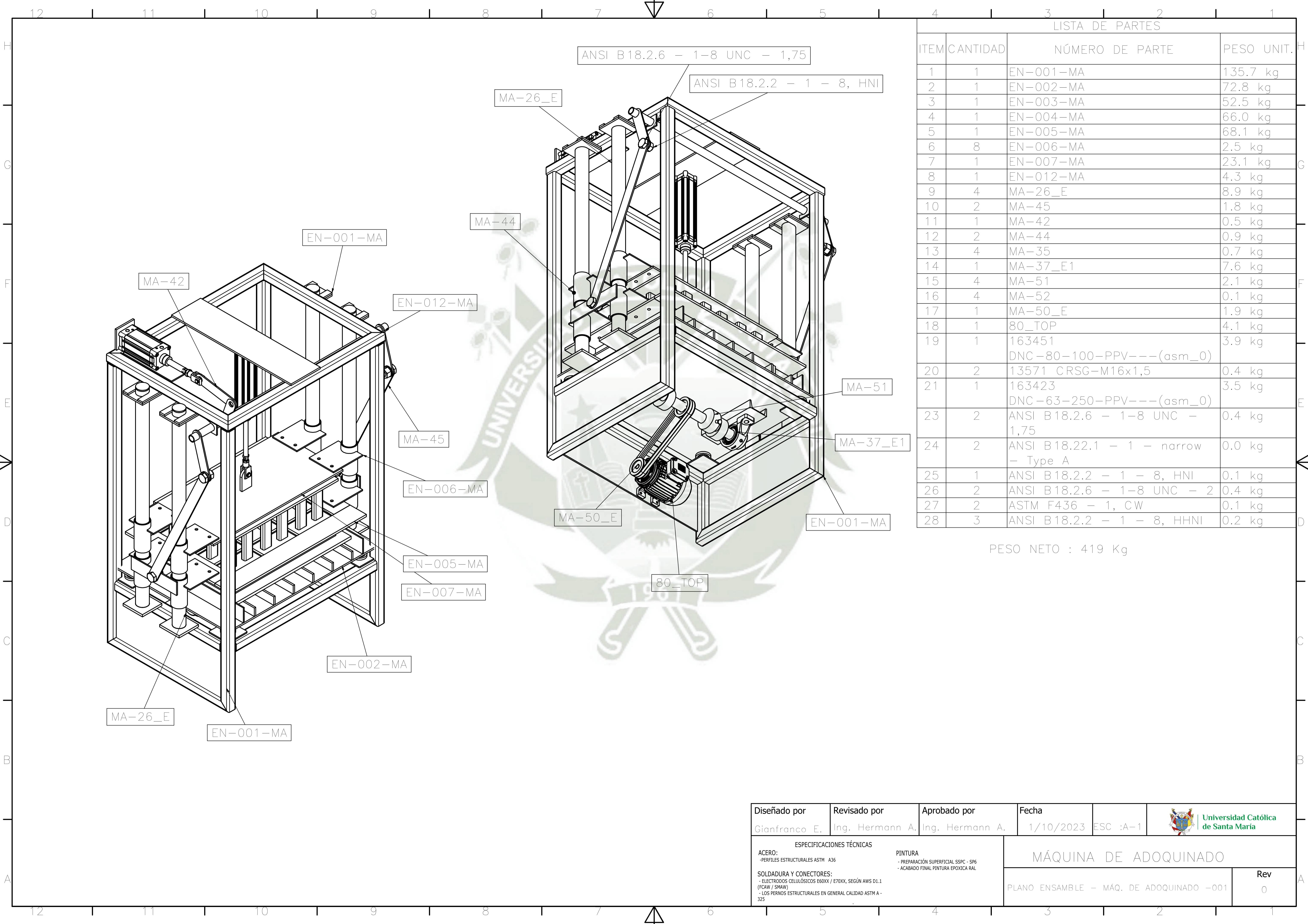


LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO
1	1	LA-64	Steel ASTM A36	Physical Properties Unavailable

LA-64
CANT:1 UNDS




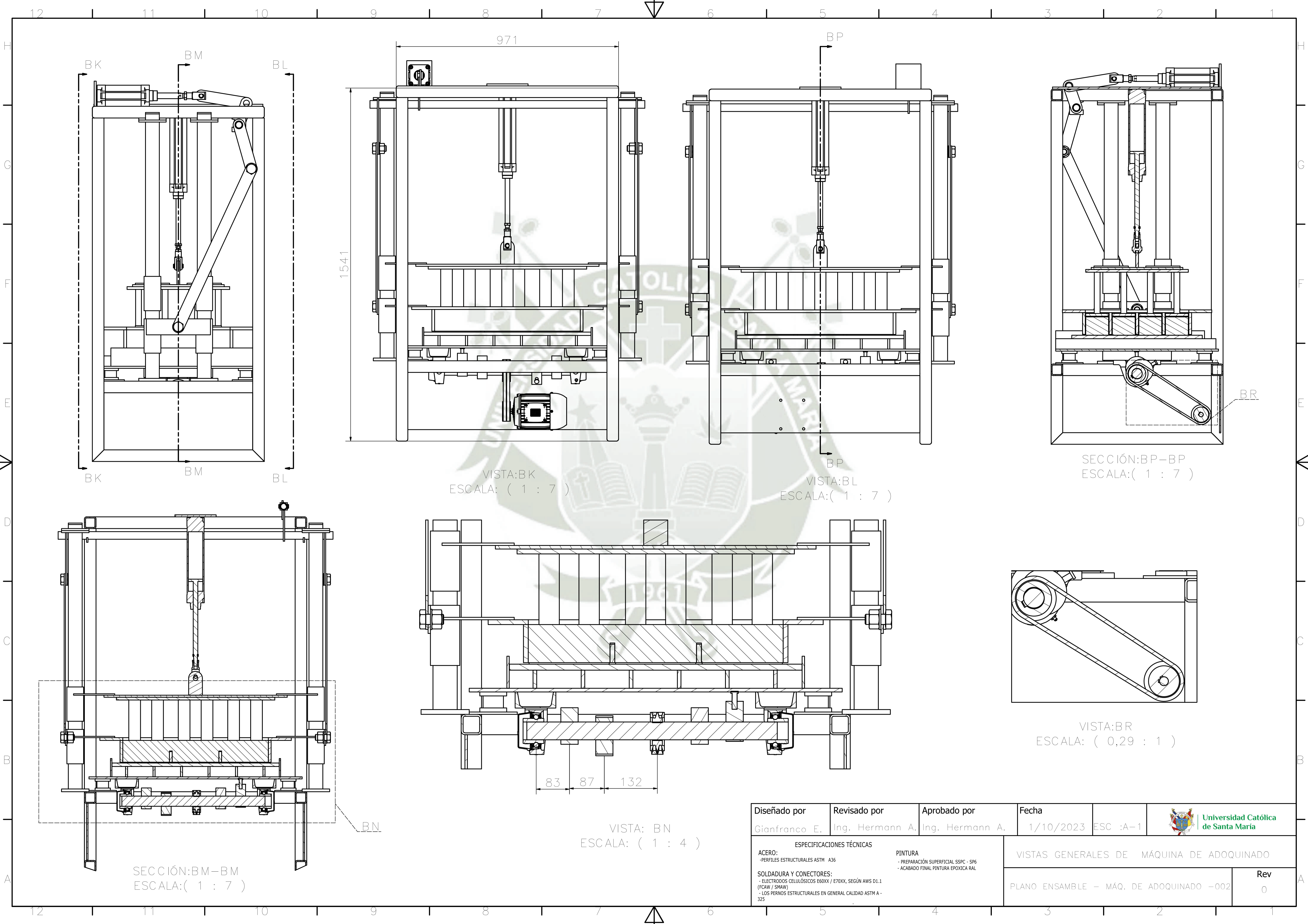
Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: -ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			VISTAS Y SECCIONES DE EN-008-LA; EN-007-LA; LA-25; LA-26; LA-53; LA-64 PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ALIMENTACIÓN -007		



LISTA DE PARTES			
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	PESO UNIT.
1	1	EN-001-MA	135.7 kg
2	1	EN-002-MA	72.8 kg
3	1	EN-003-MA	52.5 kg
4	1	EN-004-MA	66.0 kg
5	1	EN-005-MA	68.1 kg
6	8	EN-006-MA	2.5 kg
7	1	EN-007-MA	23.1 kg
8	1	EN-012-MA	4.3 kg
9	4	MA-26_E	8.9 kg
10	2	MA-45	1.8 kg
11	1	MA-42	0.5 kg
12	2	MA-44	0.9 kg
13	4	MA-35	0.7 kg
14	1	MA-37_E1	7.6 kg
15	4	MA-51	2.1 kg
16	4	MA-52	0.1 kg
17	1	MA-50_E	1.9 kg
18	1	80_TOP	4.1 kg
19	1	163451 DNC-80-100-PPV---(asm_0)	3.9 kg
20	2	13571 CRSG-M16x1,5	0.4 kg
21	1	163423 DNC-63-250-PPV---(asm_0)	3.5 kg
23	2	ANSI B18.2.6 - 1-8 UNC - 1,75	0.4 kg
24	2	ANSI B18.22.1 - 1 - narrow - Type A	0.0 kg
25	1	ANSI B18.2.2 - 1 - 8, HNI	0.1 kg
26	2	ANSI B18.2.6 - 1-8 UNC - 2	0.4 kg
27	2	ASTM F436 - 1, CW	0.1 kg
28	3	ANSI B18.2.2 - 1 - 8, HHNI	0.2 kg

PESO NETO : 419 Kg

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: - PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			MÁQUINA DE ADOQUINADO PLANO ENSAMBLE - MÁQ. DE ADOQUINADO -001		



VISTA: BK
ESCALA: (1 : 7)


VISTA: BL
ESCALA: (1 : 7)

SECCIÓN: BP-BP
ESCALA: (1 : 7)

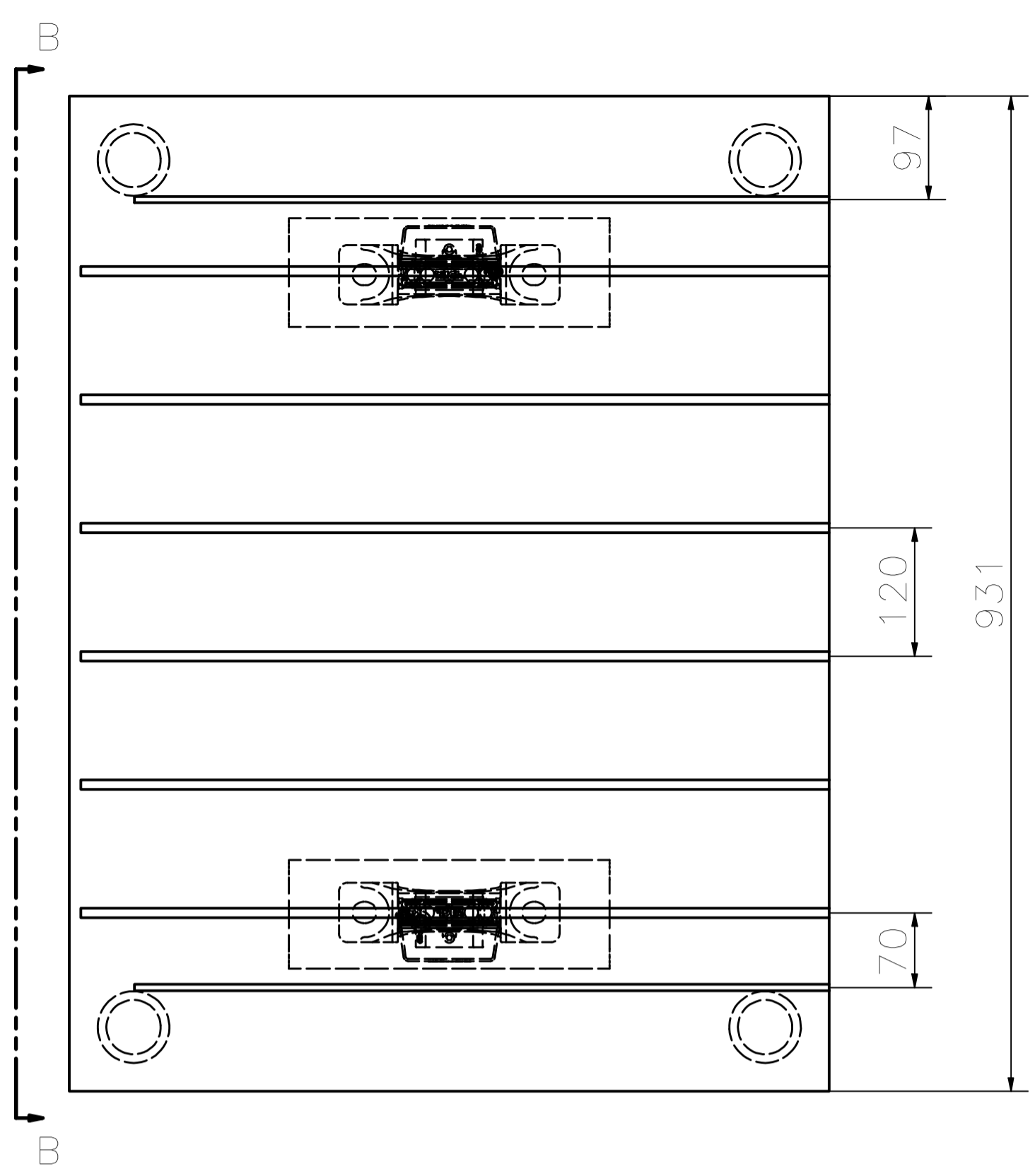
SECCIÓN: BM-BM
ESCALA: (1 : 7)

VISTA: BN
ESCALA: (1 : 4)

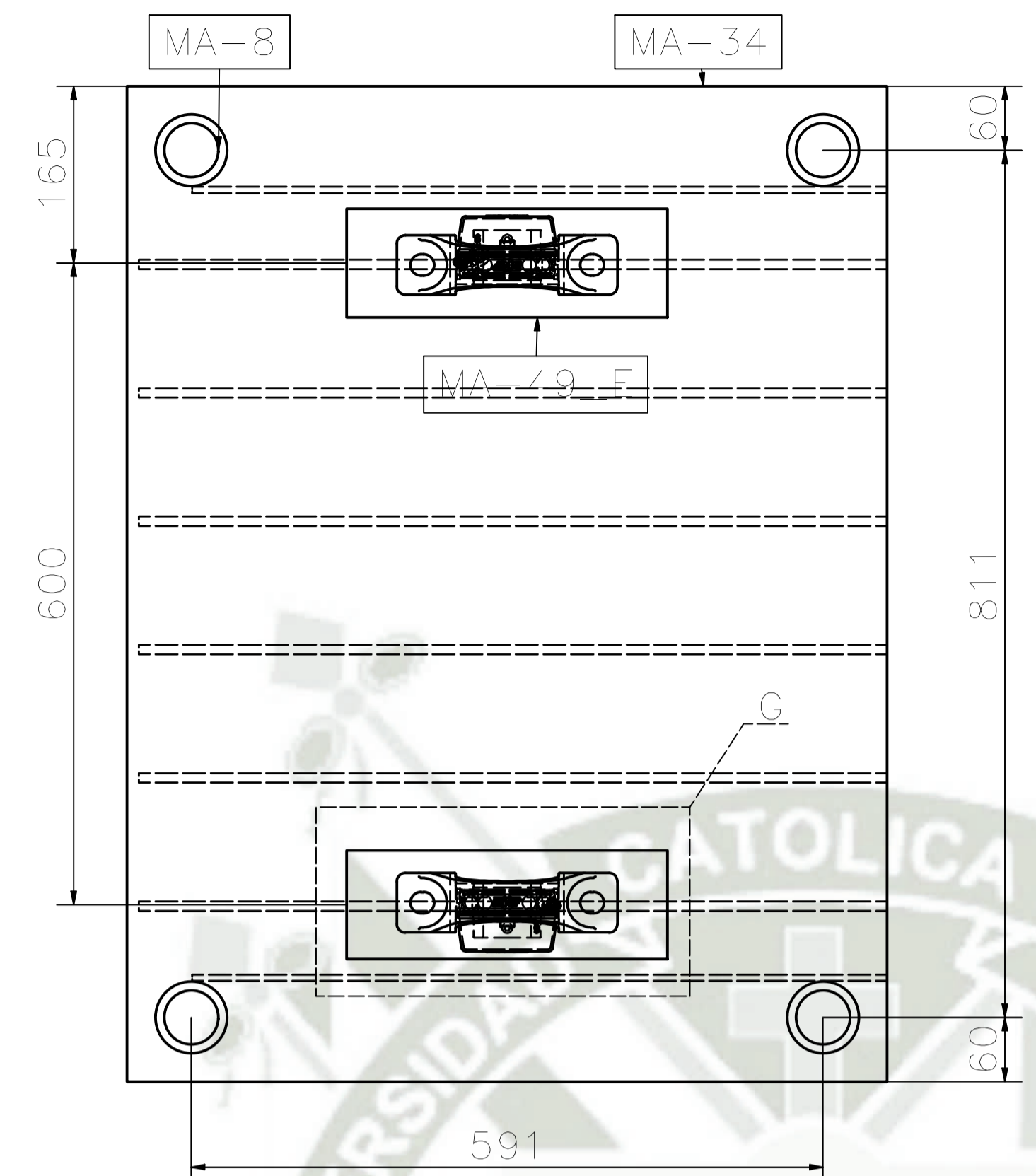
VISTA: BR
ESCALA: (0,29 : 1)

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	 Universidad Católica de Santa María
<p>ESPECIFICACIONES TÉCNICAS</p> <p>ACERO: - PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36</p> <p>SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325</p> <p>PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL</p>					
<p>VISTAS GENERALES DE MÁQUINA DE ADOQUINADO</p>					Rev 0
<p>PLANO ENSAMBLE - MÁQ. DE ADOQUINADO -002</p>					

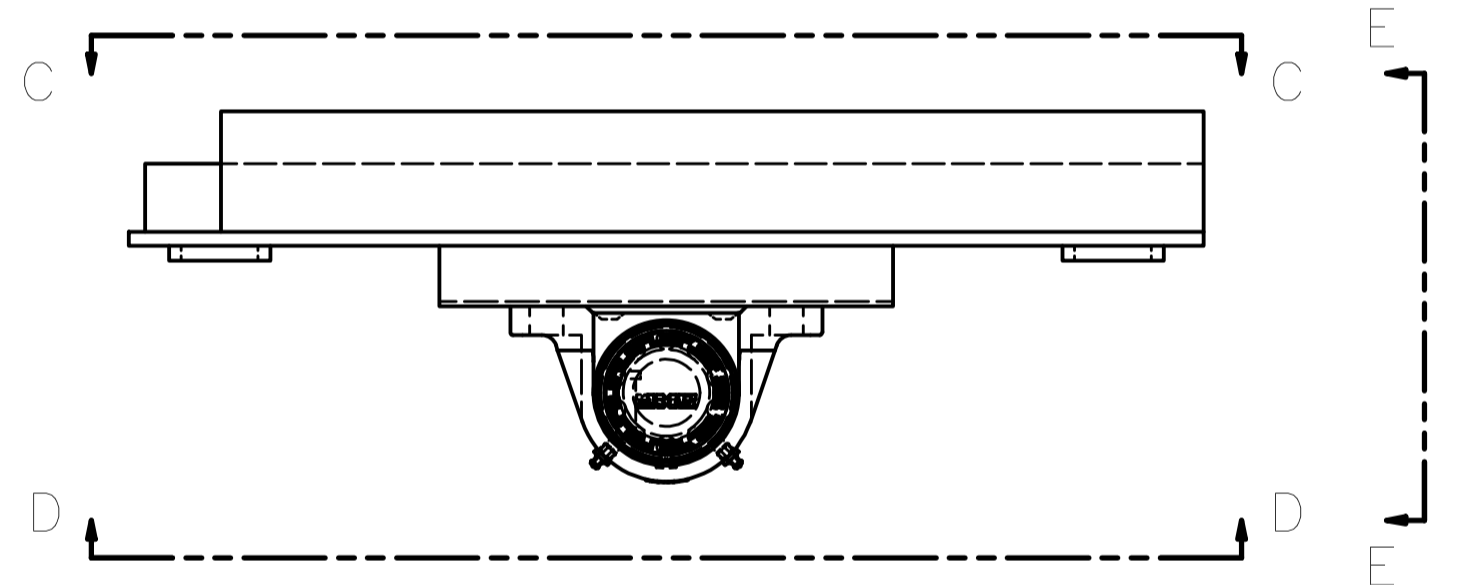
LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	2	MA-15	Steel ASTM A36	2.4 kg
2	1	MA-34	Steel ASTM A36	46.7 kg
3	4	MA-8	Steel ASTM A36	0.1 kg
4	6	MA-13	Steel ASTM A36	2.2 kg
5	2	MA-49_E	Steel ASTM A36	2.4 kg
6	2	ROD -1	SKF_P2BM 112-TF + ECY 210	1.3 kg
7	1	MA-52	Steel ASTM A36	0.1 kg



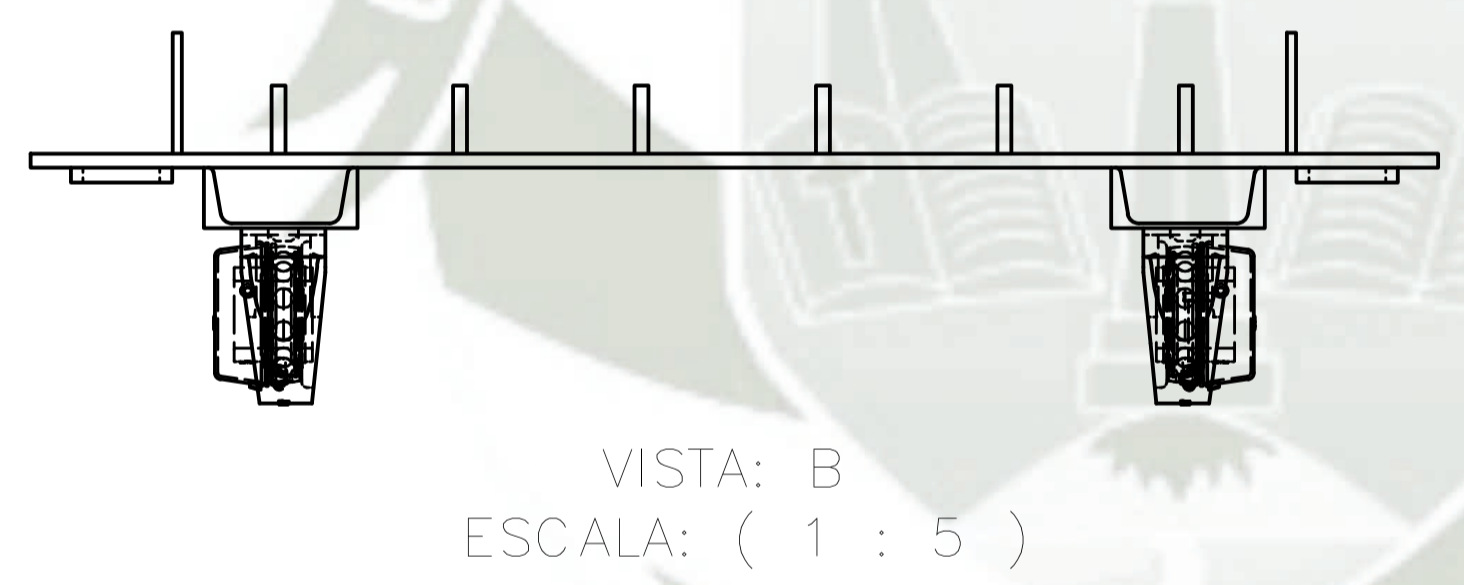
VISTA: C
ESCALA: (1 : 5)



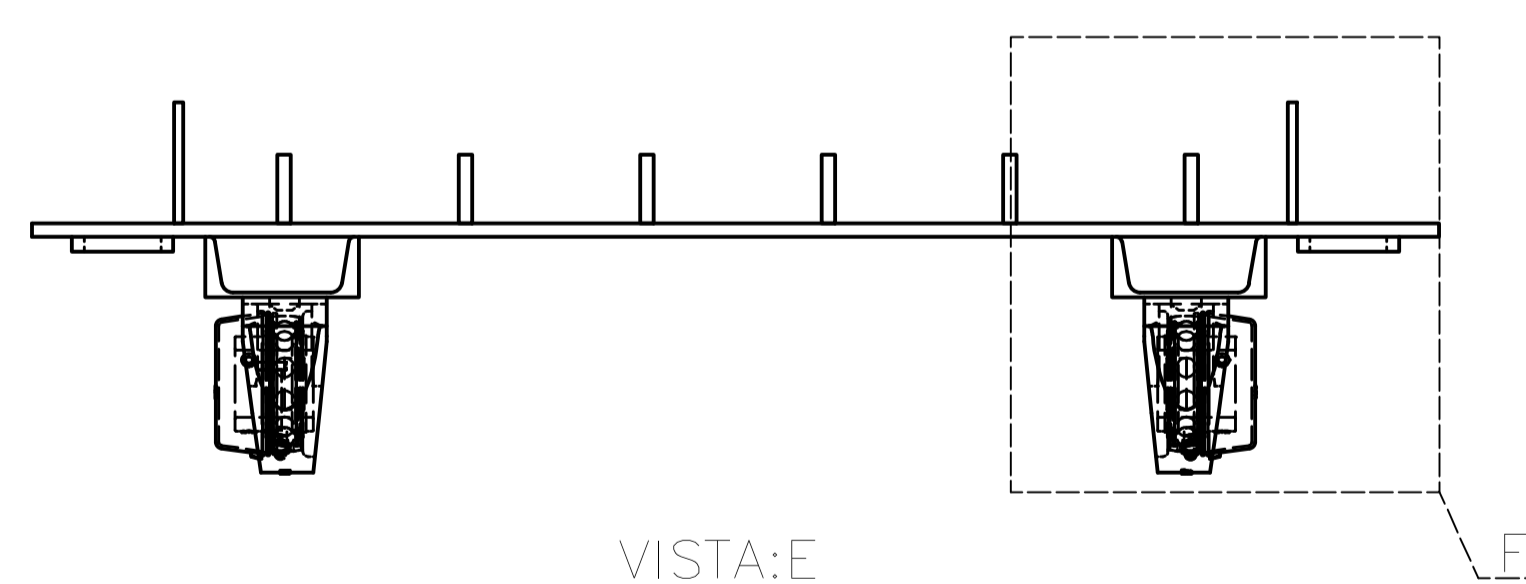
VISTA: D
ESCALA: (1 : 5)



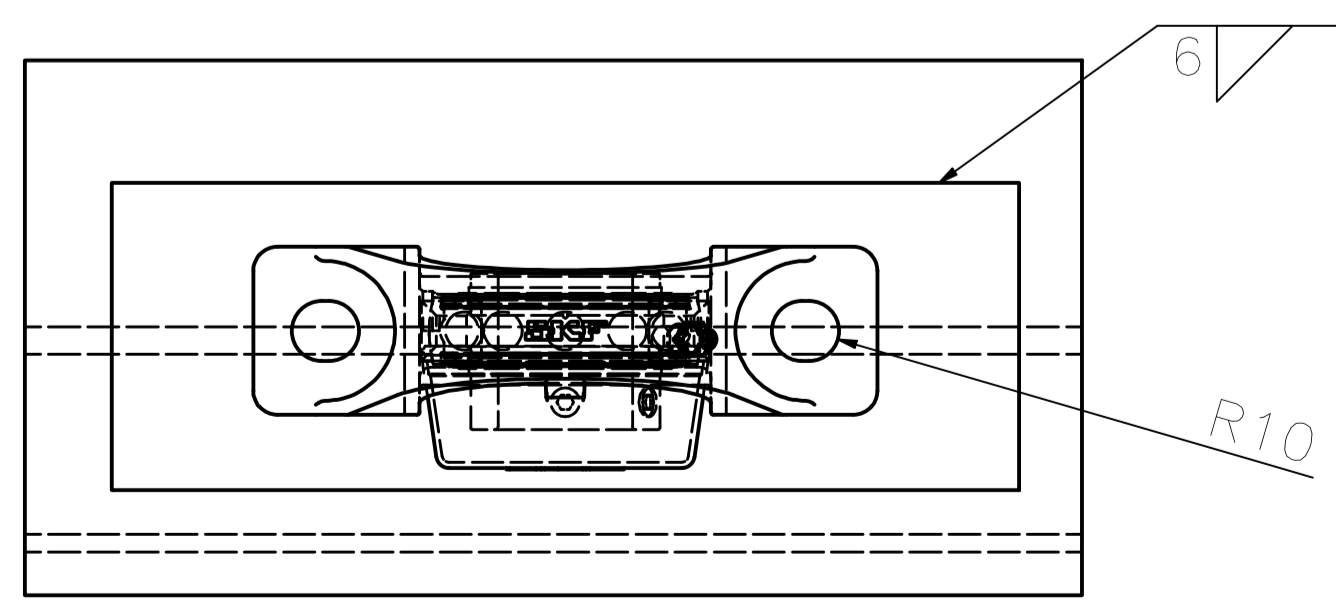
VISTA: E
ESCALA: (1 : 5)



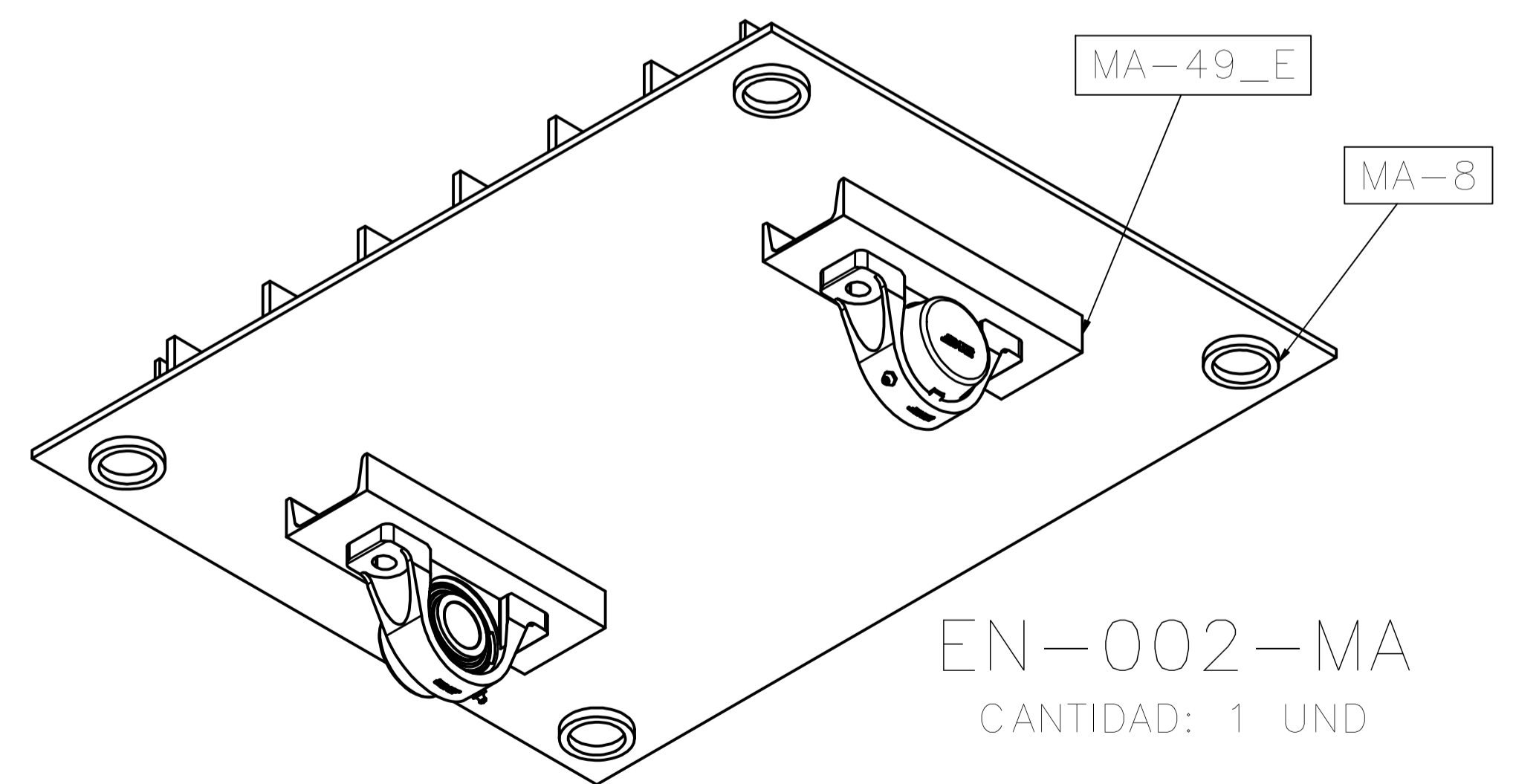
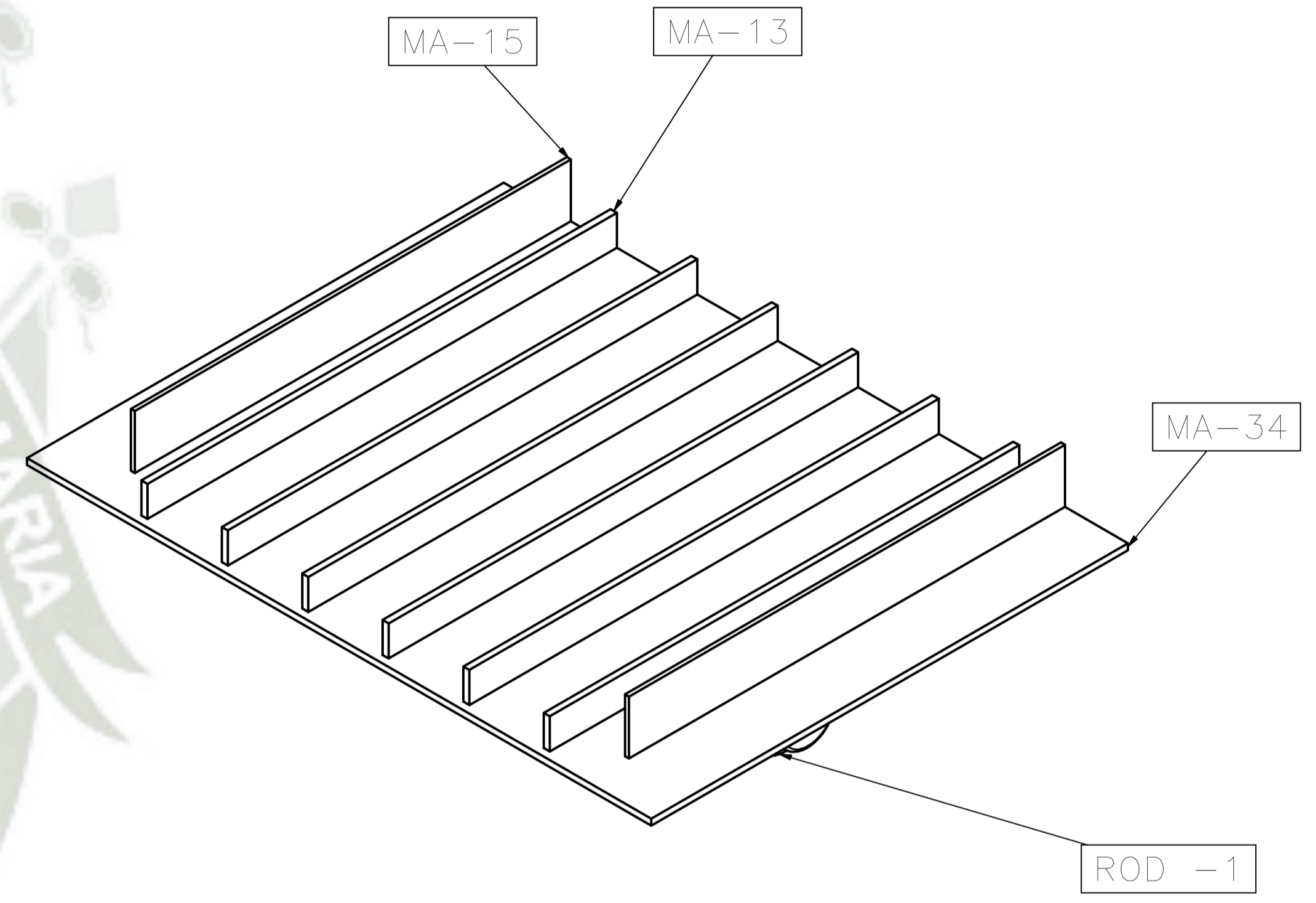
VISTA: B
ESCALA: (1 : 5)




VISTA: F
ESCALA: (0,40 : 1)

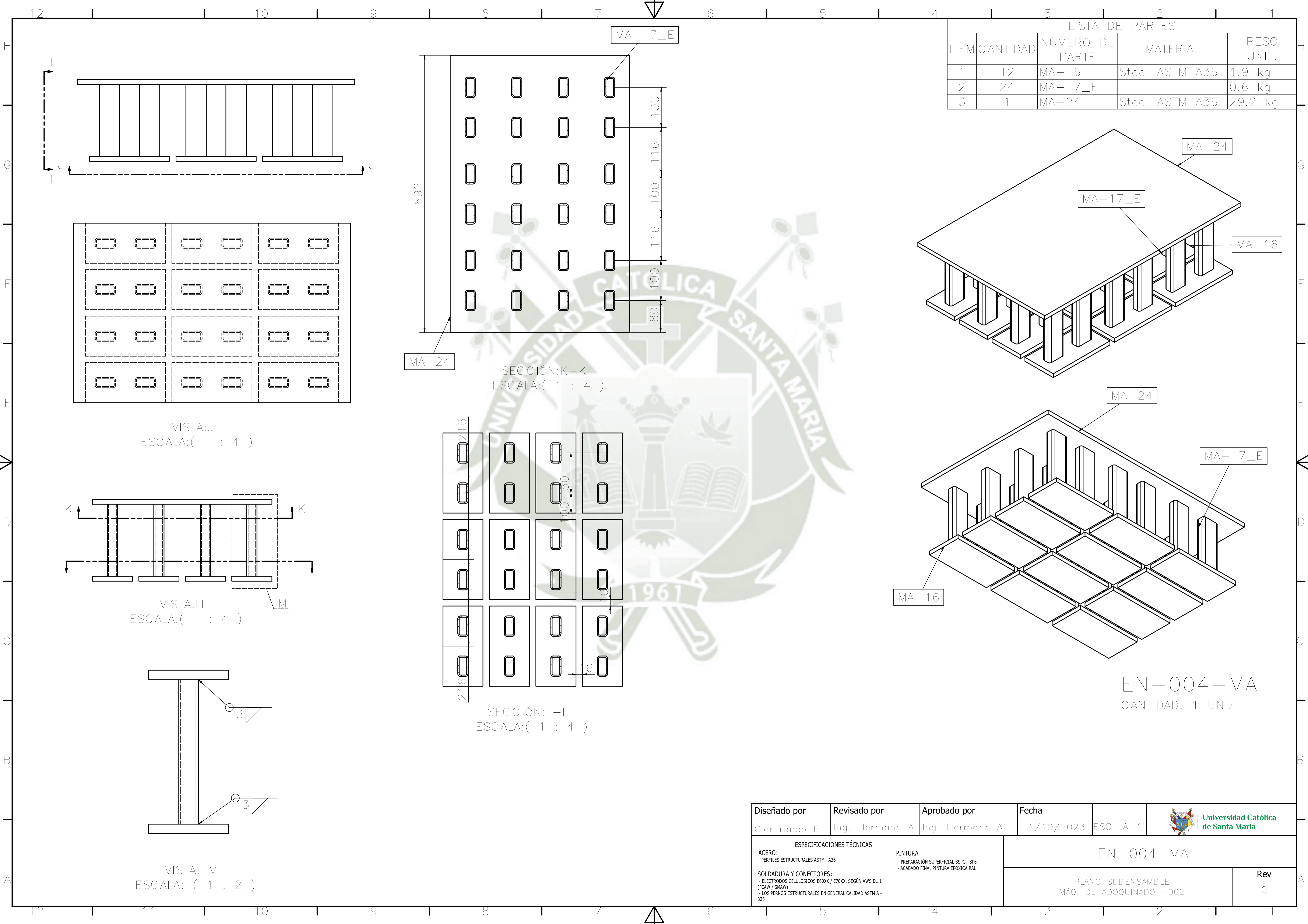


VISTA: G
ESCALA: (0,40 : 1)

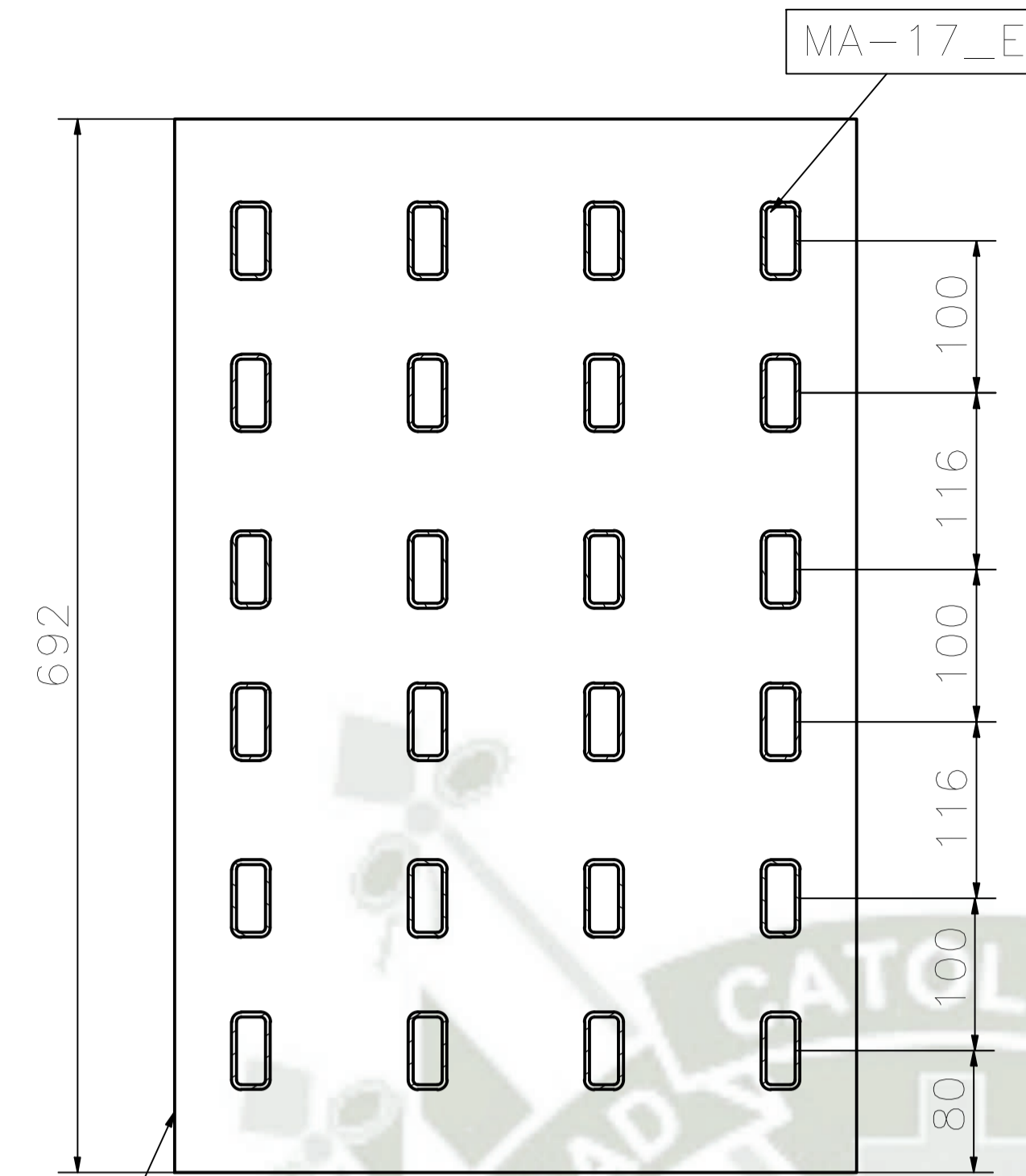


EN-002-MA
CANTIDAD: 1 UND

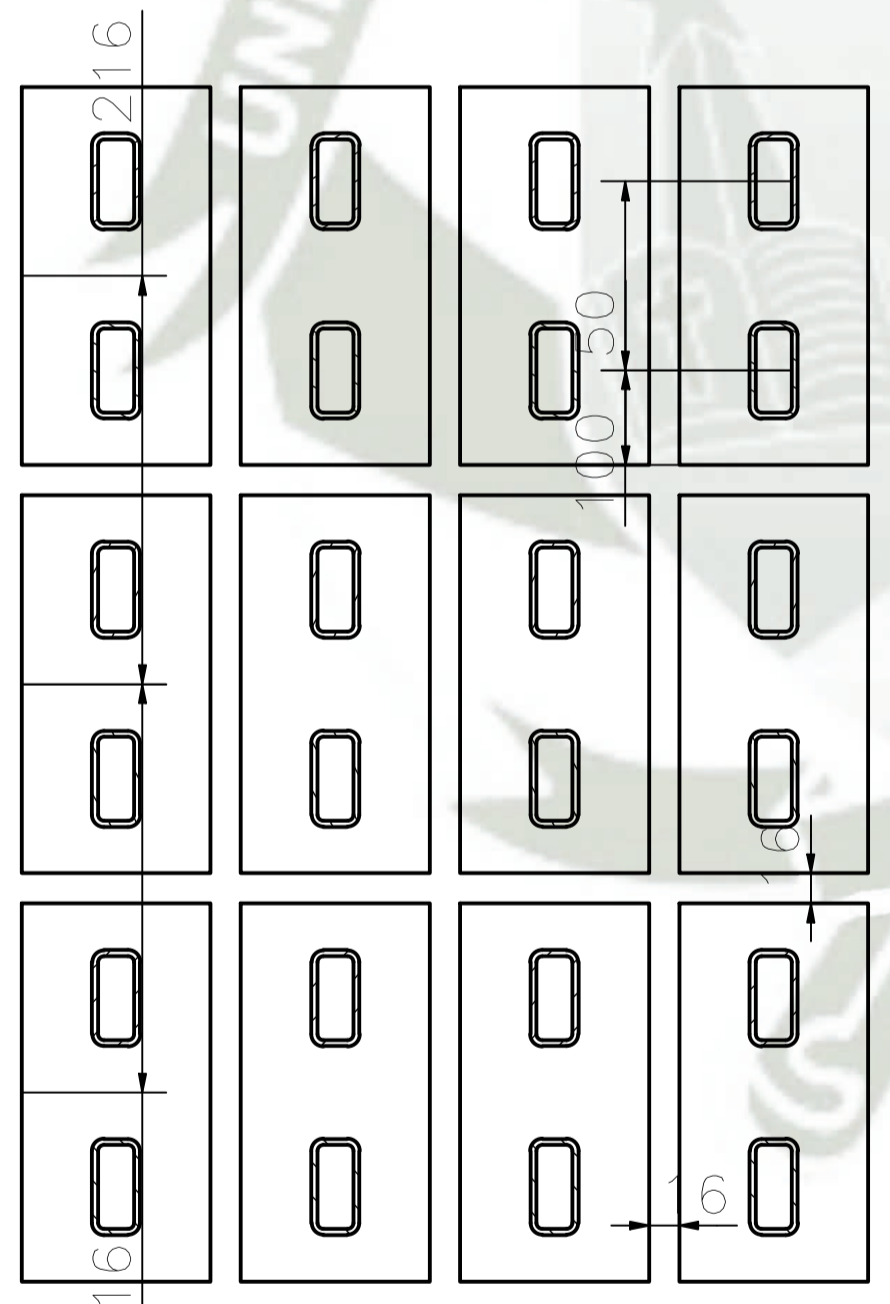
Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: - PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL		
					Rev 0



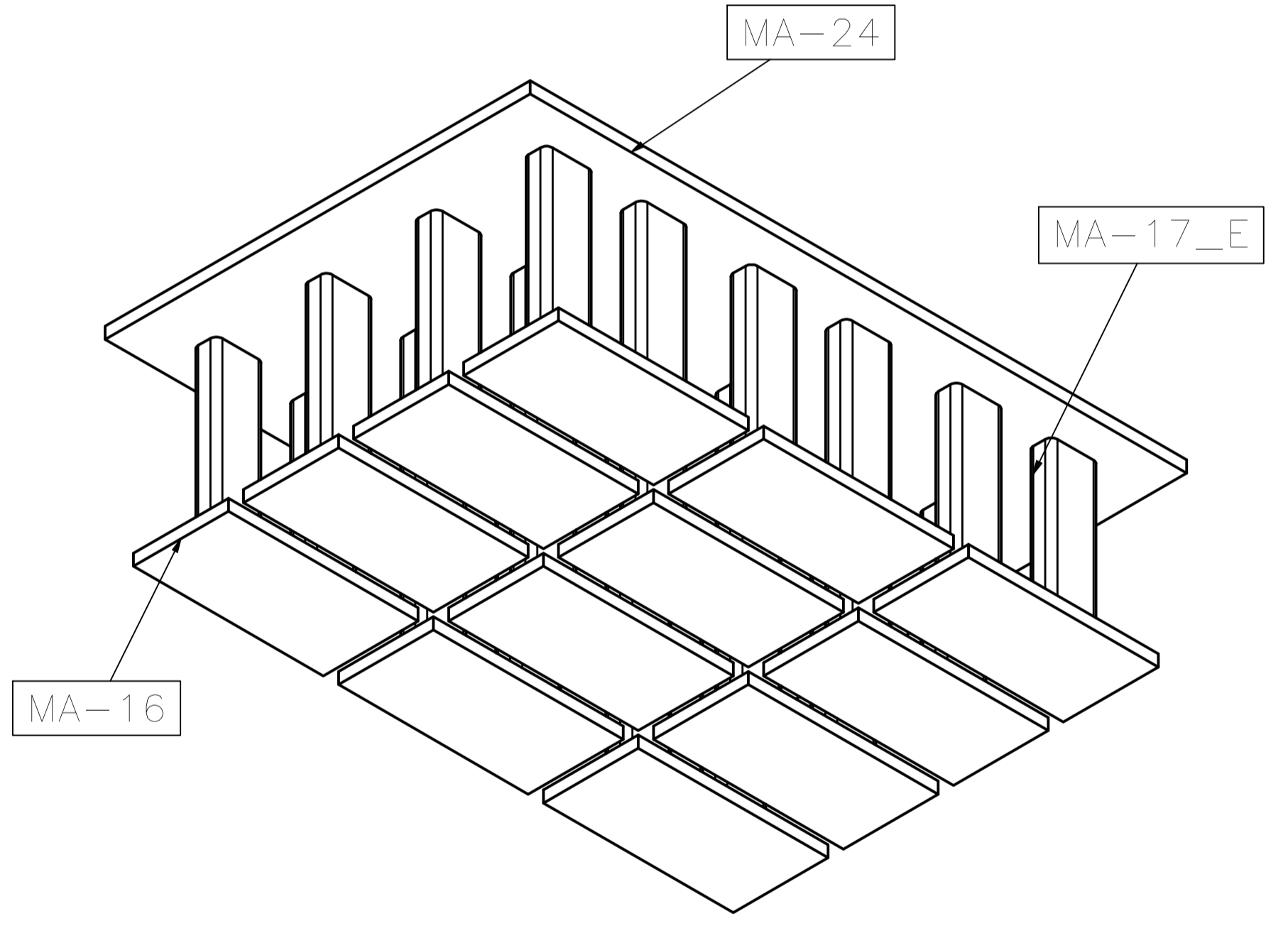
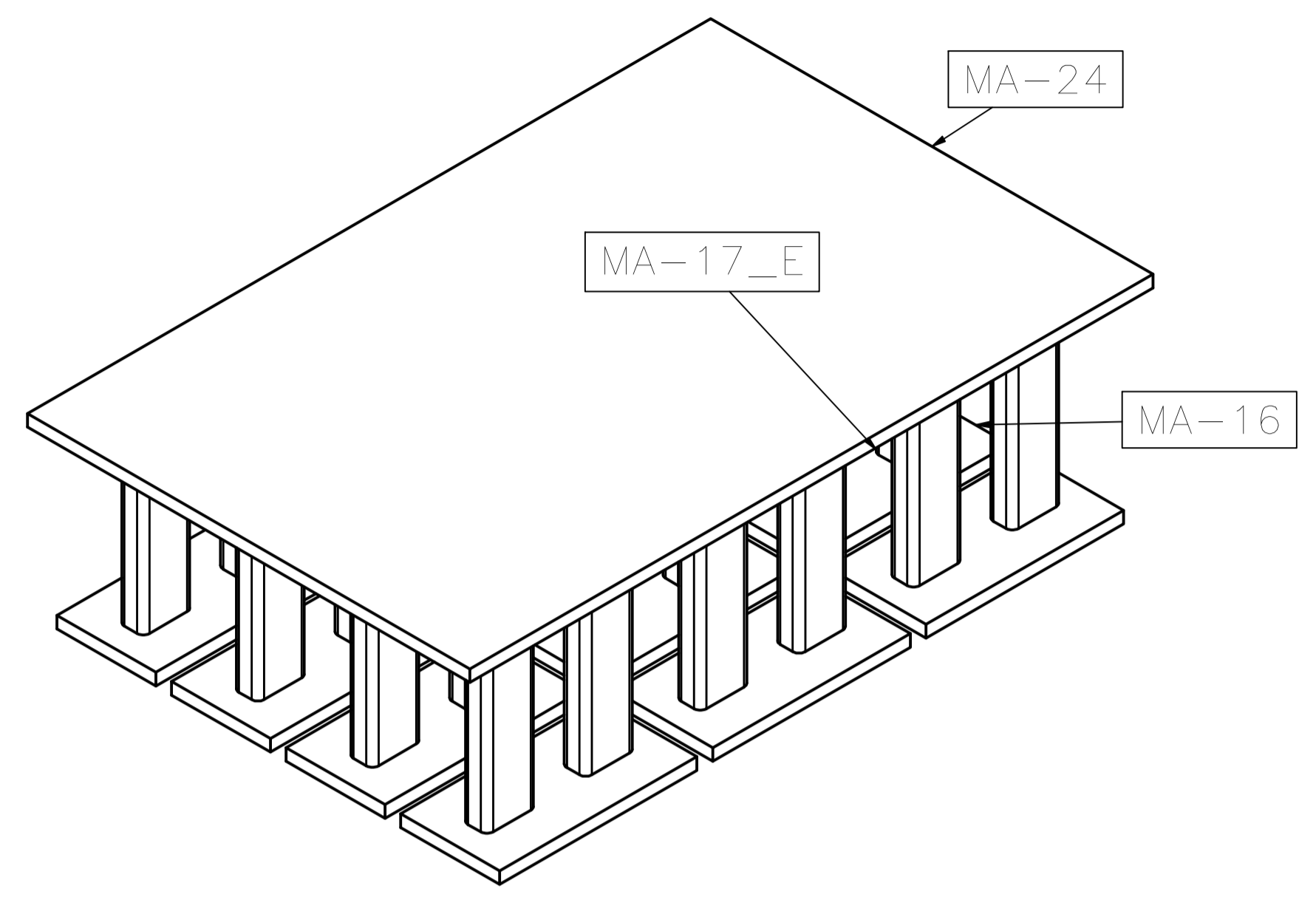
LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	12	MA-16	Steel ASTM A36	1.9 kg
2	24	MA-17_E		0.6 kg
3	1	MA-24	Steel ASTM A36	29.2 kg




SECCIÓN:K-K
ESCALA:(1 : 4)

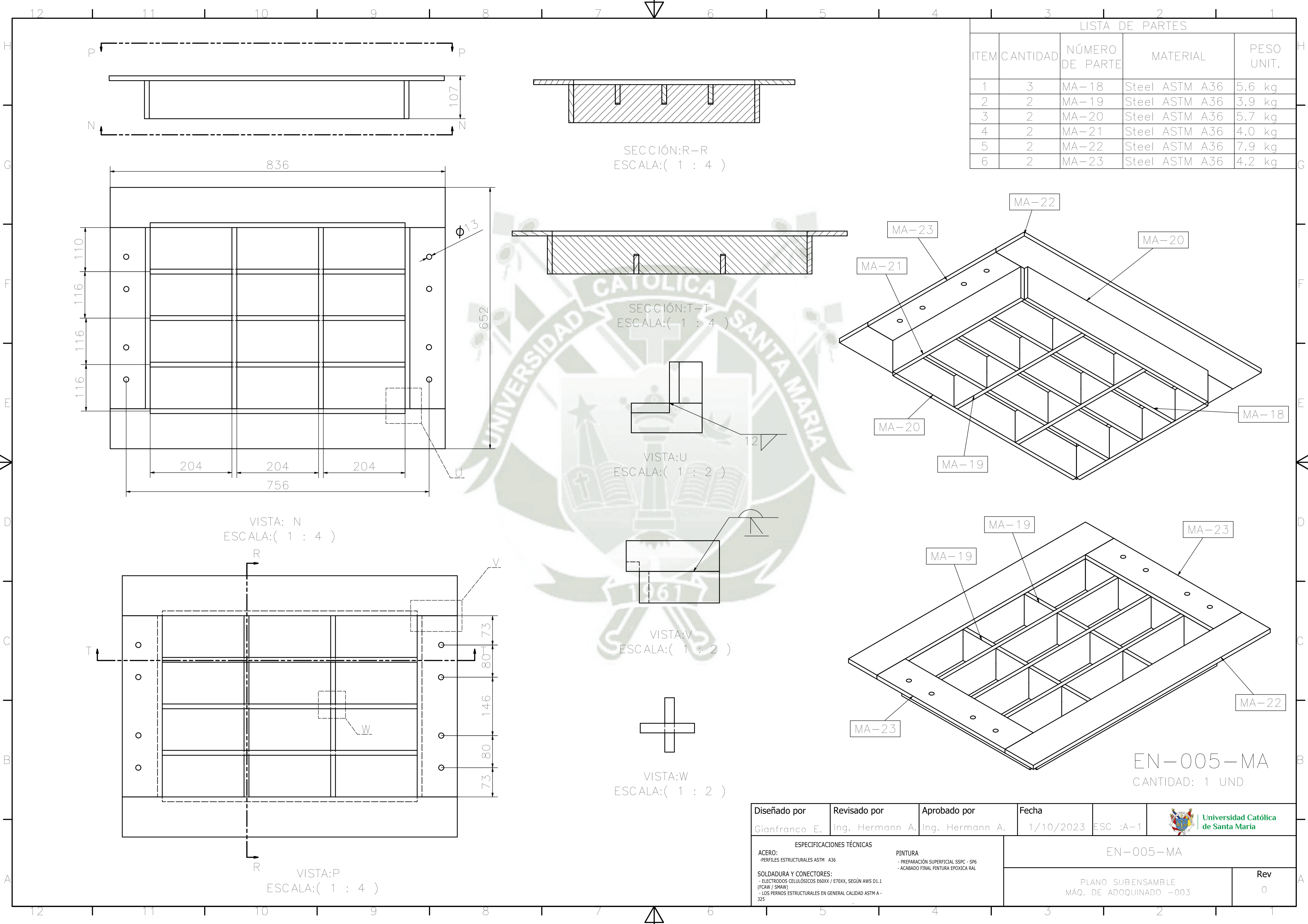


SECCIÓN:L-L
ESCALA:(1 : 4)

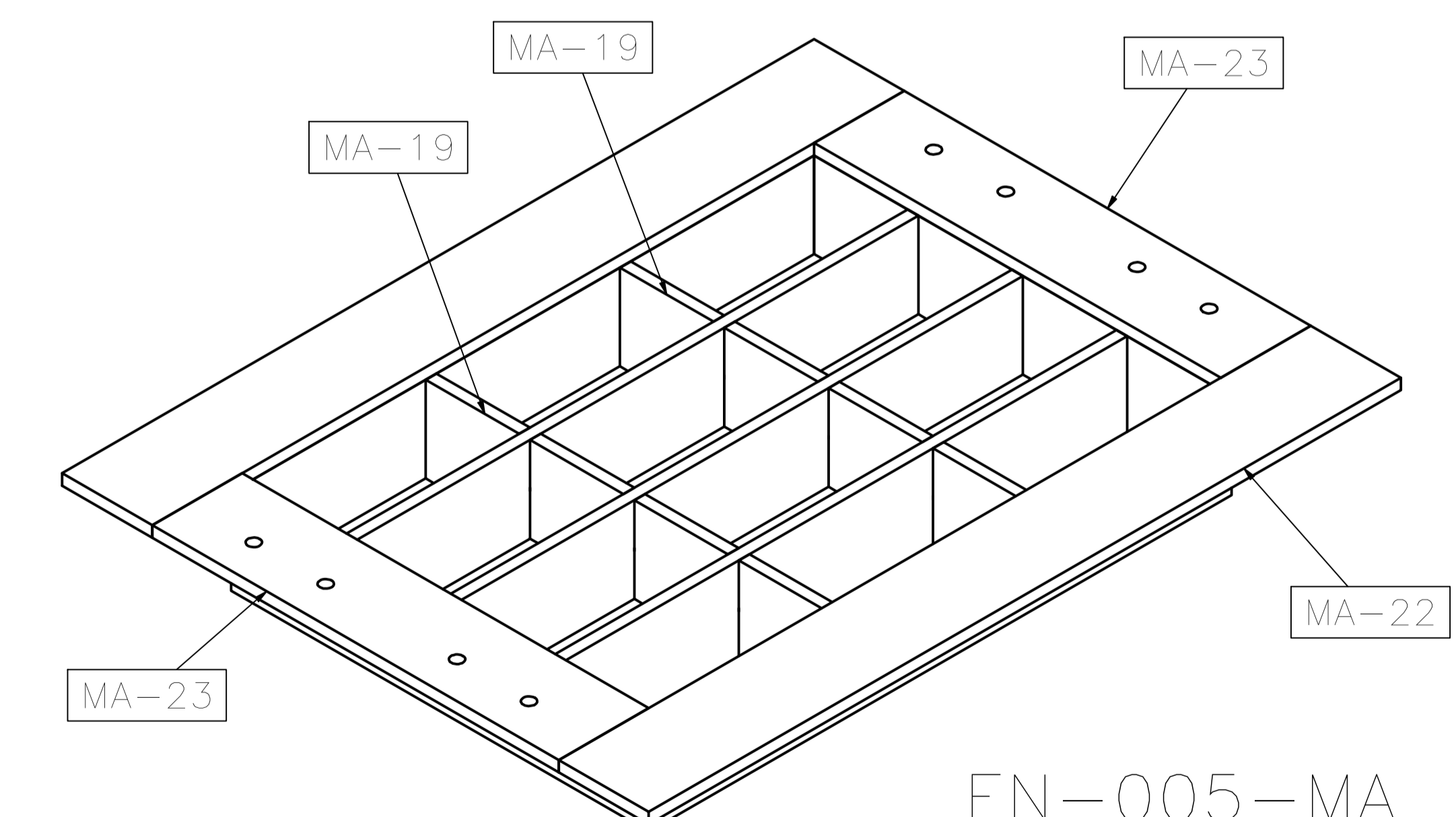
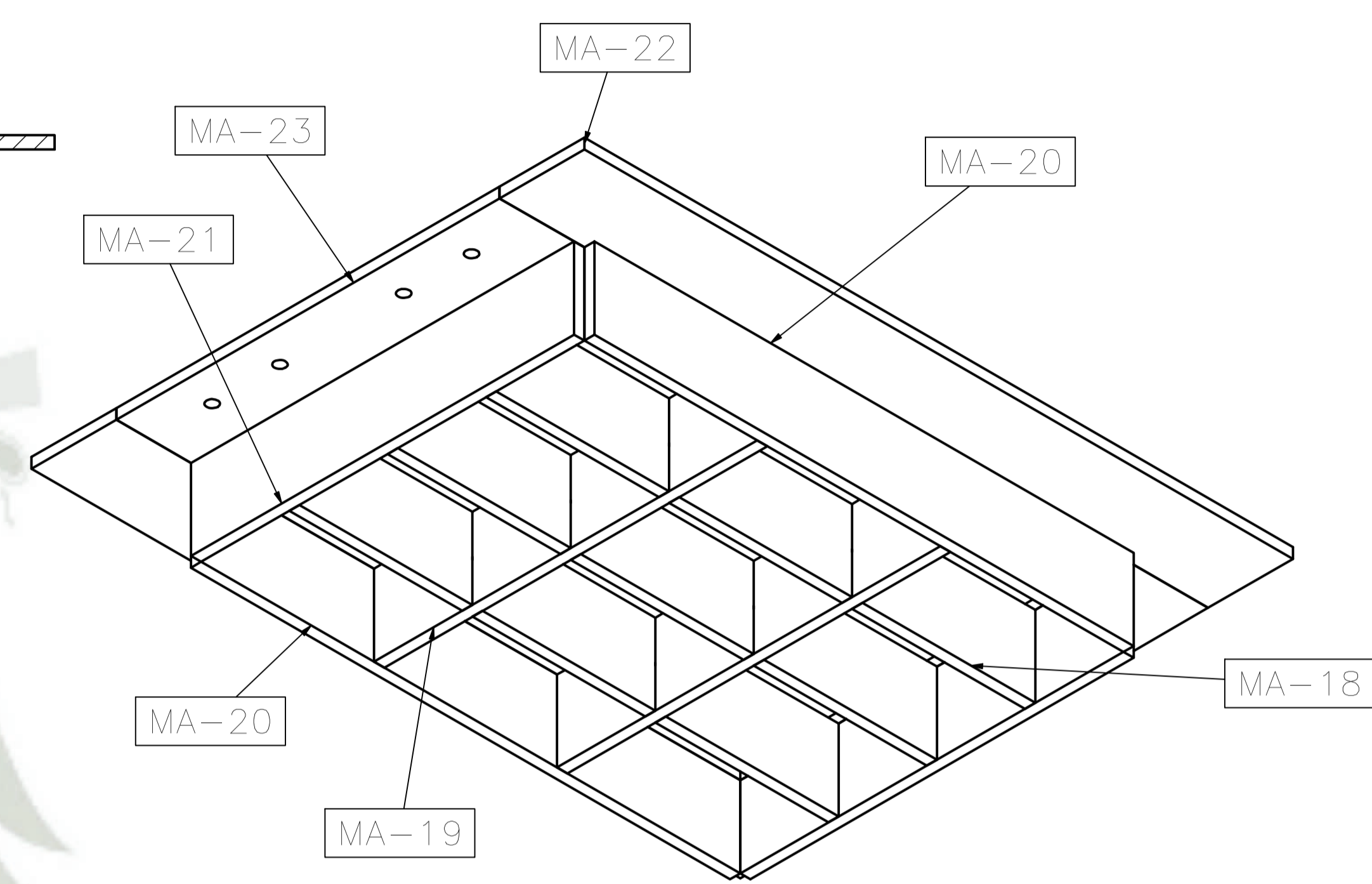


EN-004-MA
CANTIDAD: 1 UND


Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			EN-004-MA		
PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ADOQUINADO -002				Rev 0	



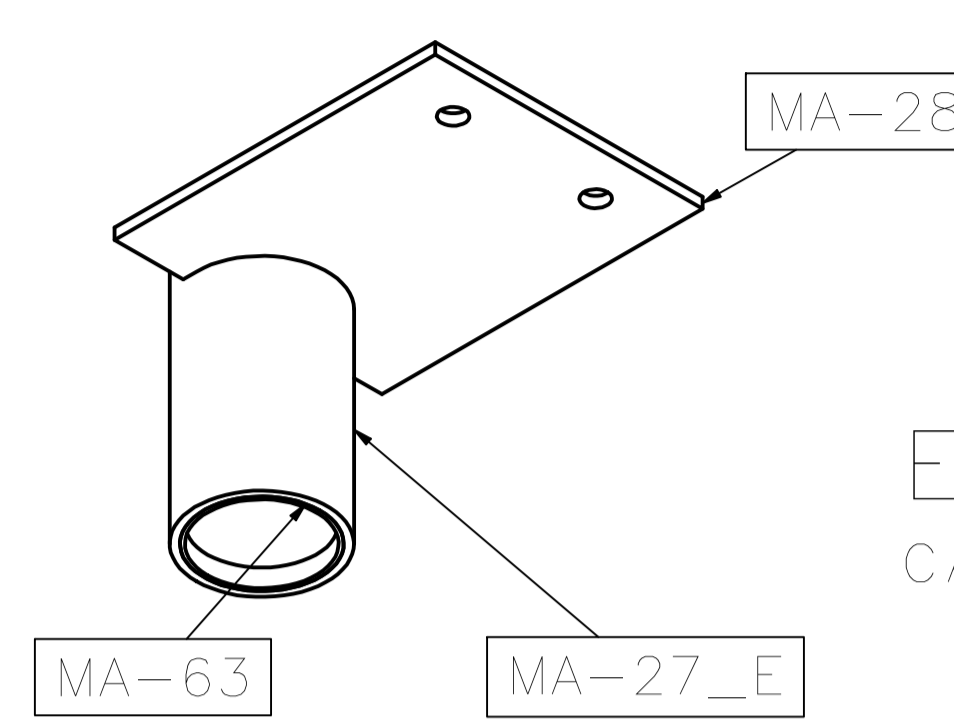
LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	3	MA-18	Steel ASTM A36	5.6 kg
2	2	MA-19	Steel ASTM A36	3.9 kg
3	2	MA-20	Steel ASTM A36	5.7 kg
4	2	MA-21	Steel ASTM A36	4.0 kg
5	2	MA-22	Steel ASTM A36	7.9 kg
6	2	MA-23	Steel ASTM A36	4.2 kg



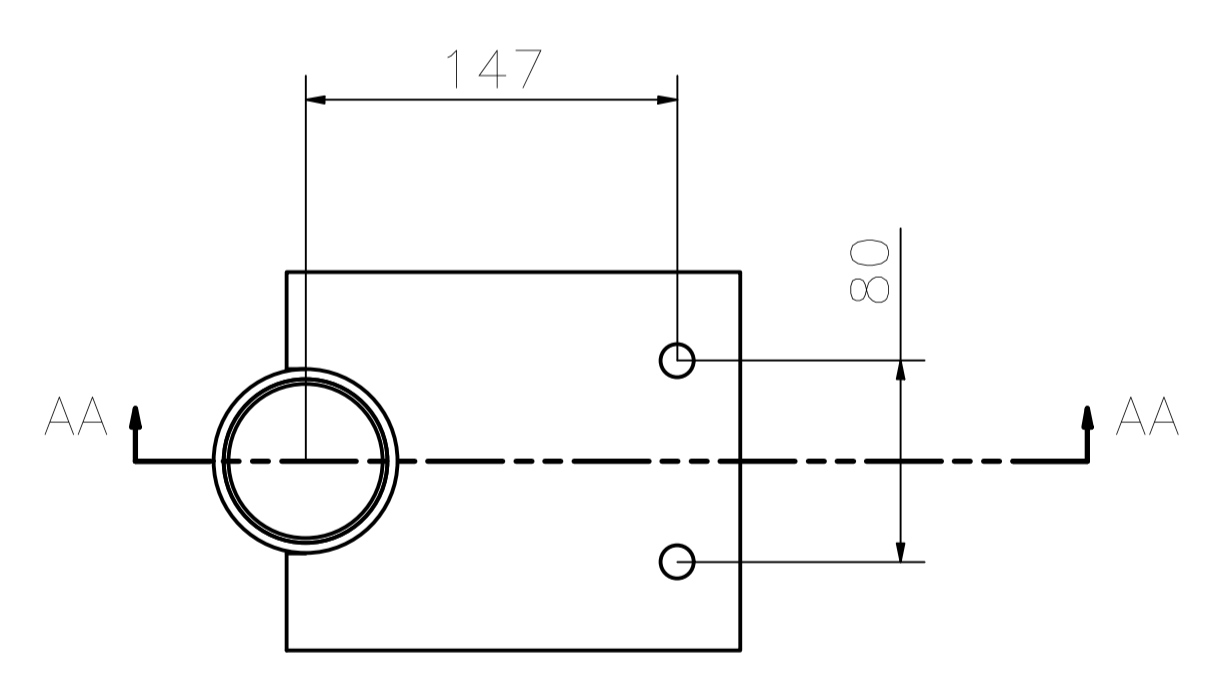
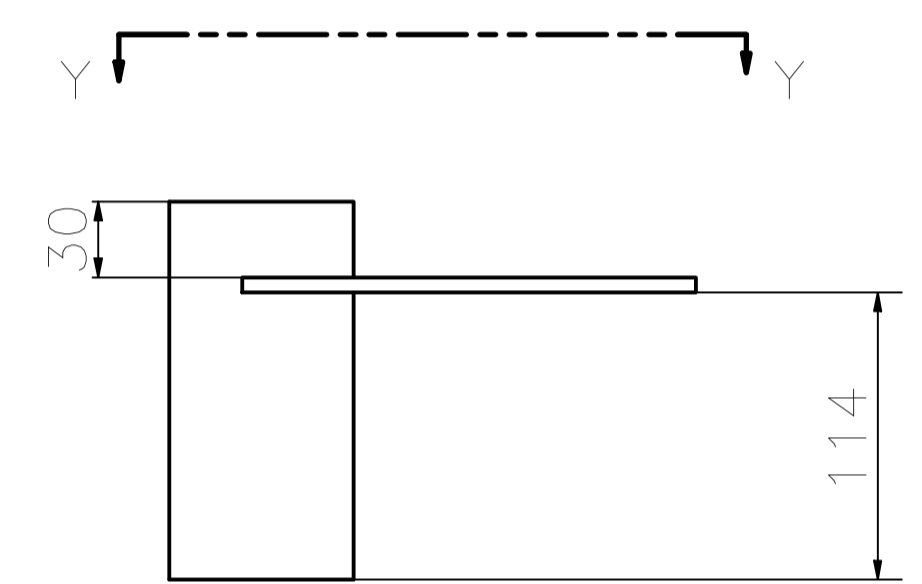
EN-005-MA
CANTIDAD: 1 UND

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL		
EN-005-MA PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ADOQUINADO -003				Rev 0	

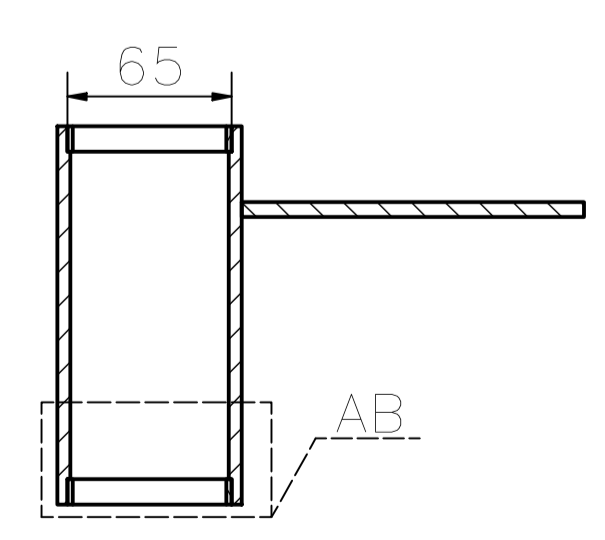
LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	1	MA-27_E	Steel ASTM A36	1.3 kg
2	1	MA-28	Steel ASTM A36	1.1 kg
3	2	MA-63	Bronze	0.0 kg



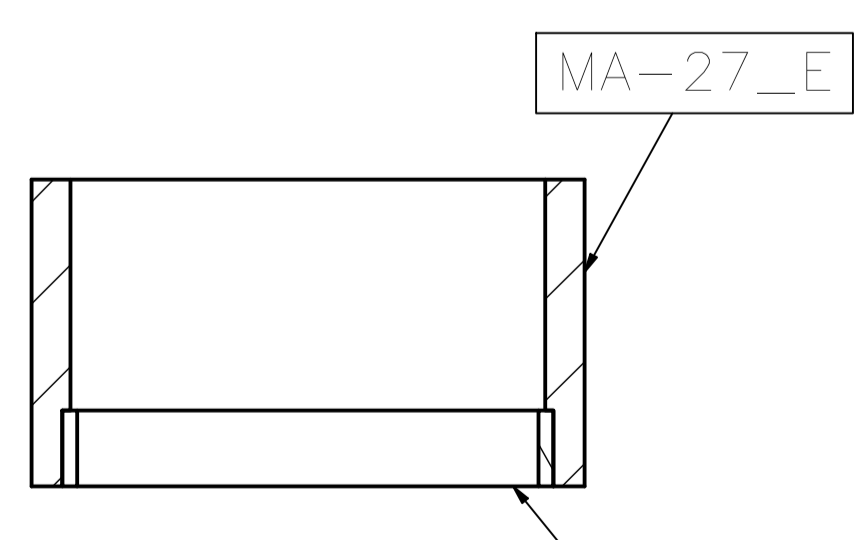
EN-006-MA
CANTIDAD: 4 UND



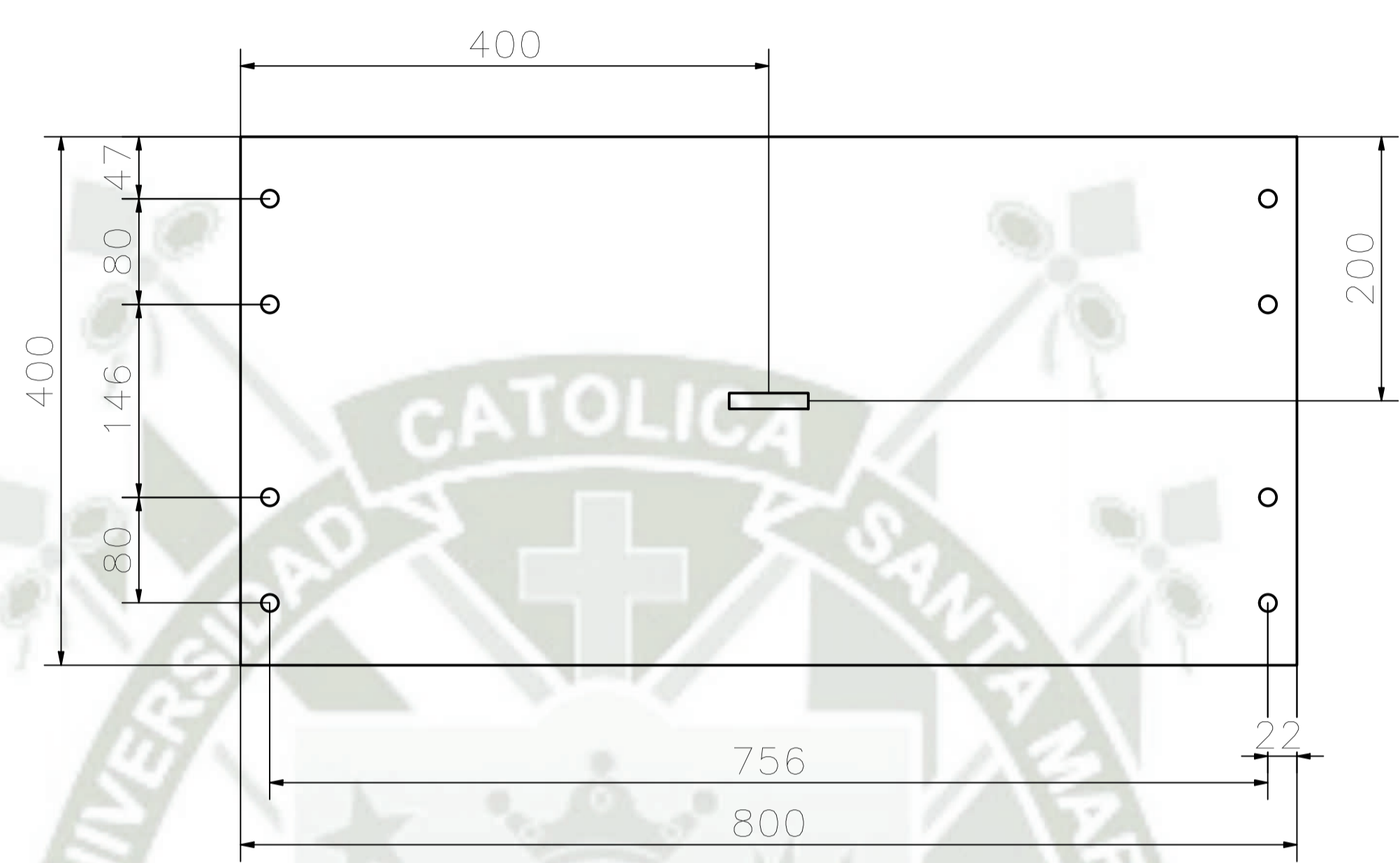
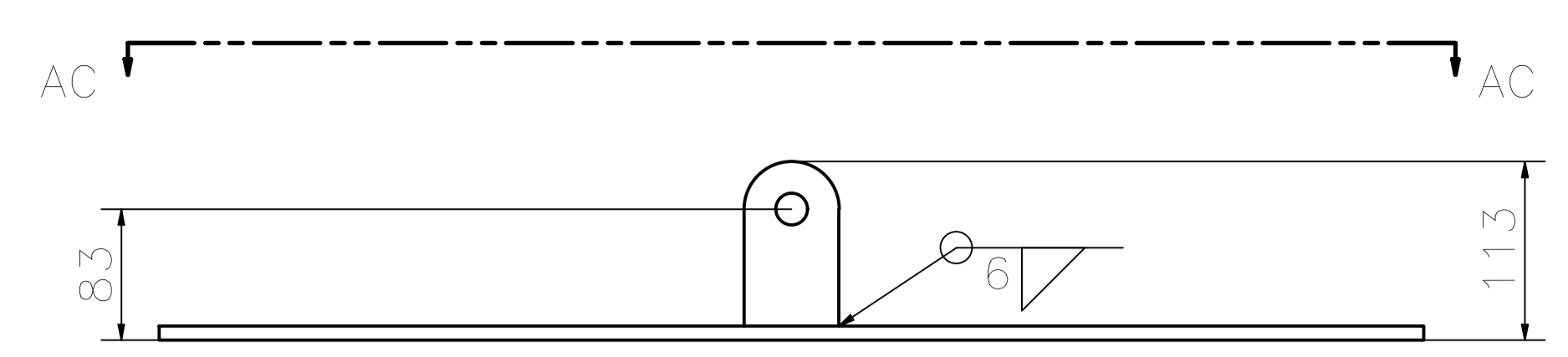
VISTA:Y
ESCALA:(1 : 3)



SECCIÓN:AA-AA
ESCALA:(1 : 3)

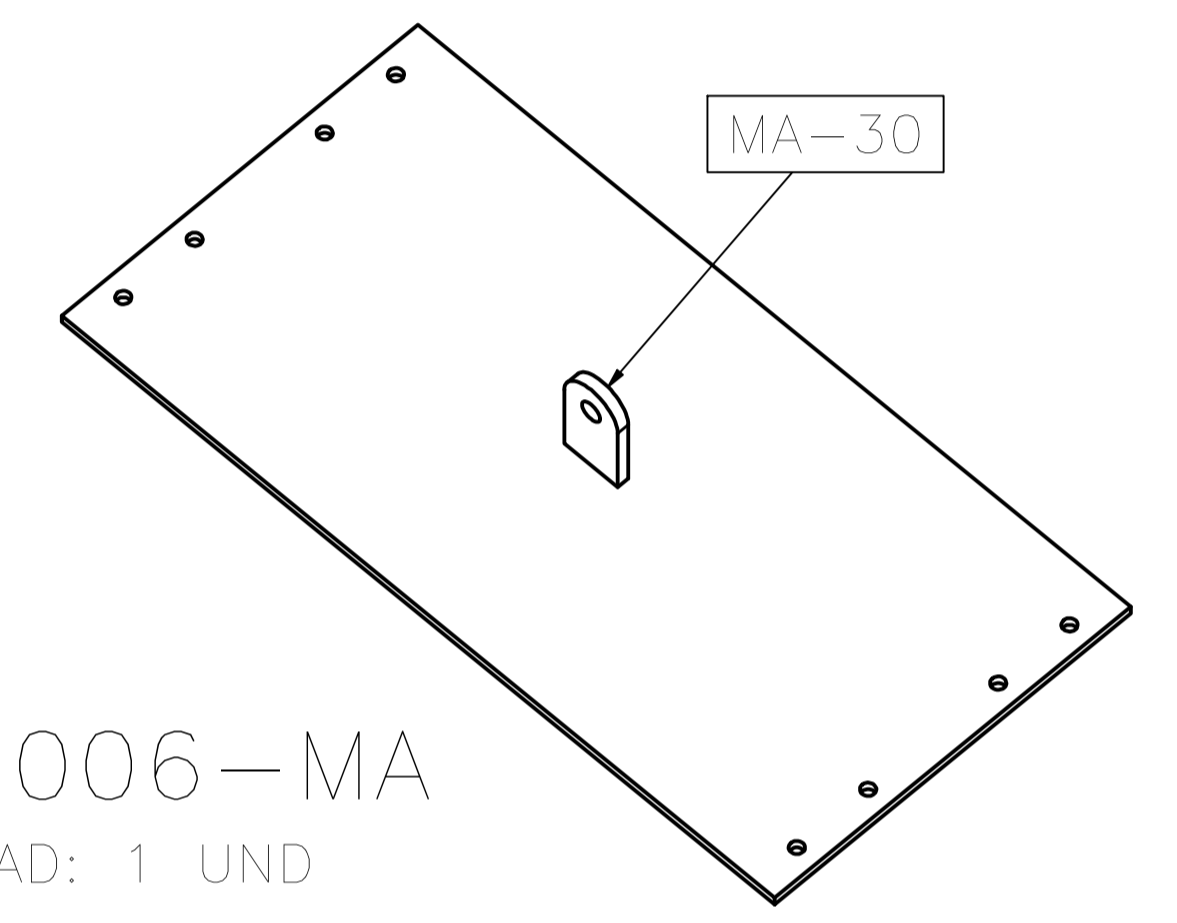
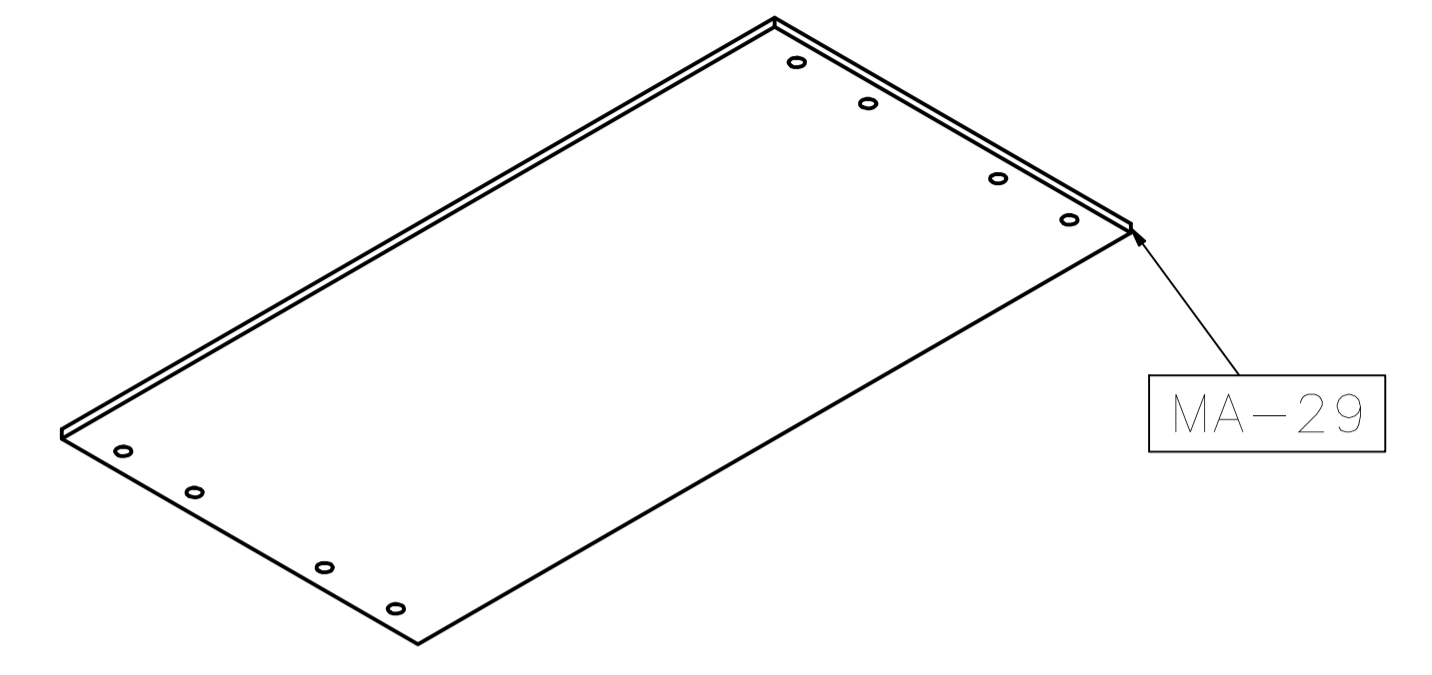


VISTA:AB
ESCALA:(2 : 2)



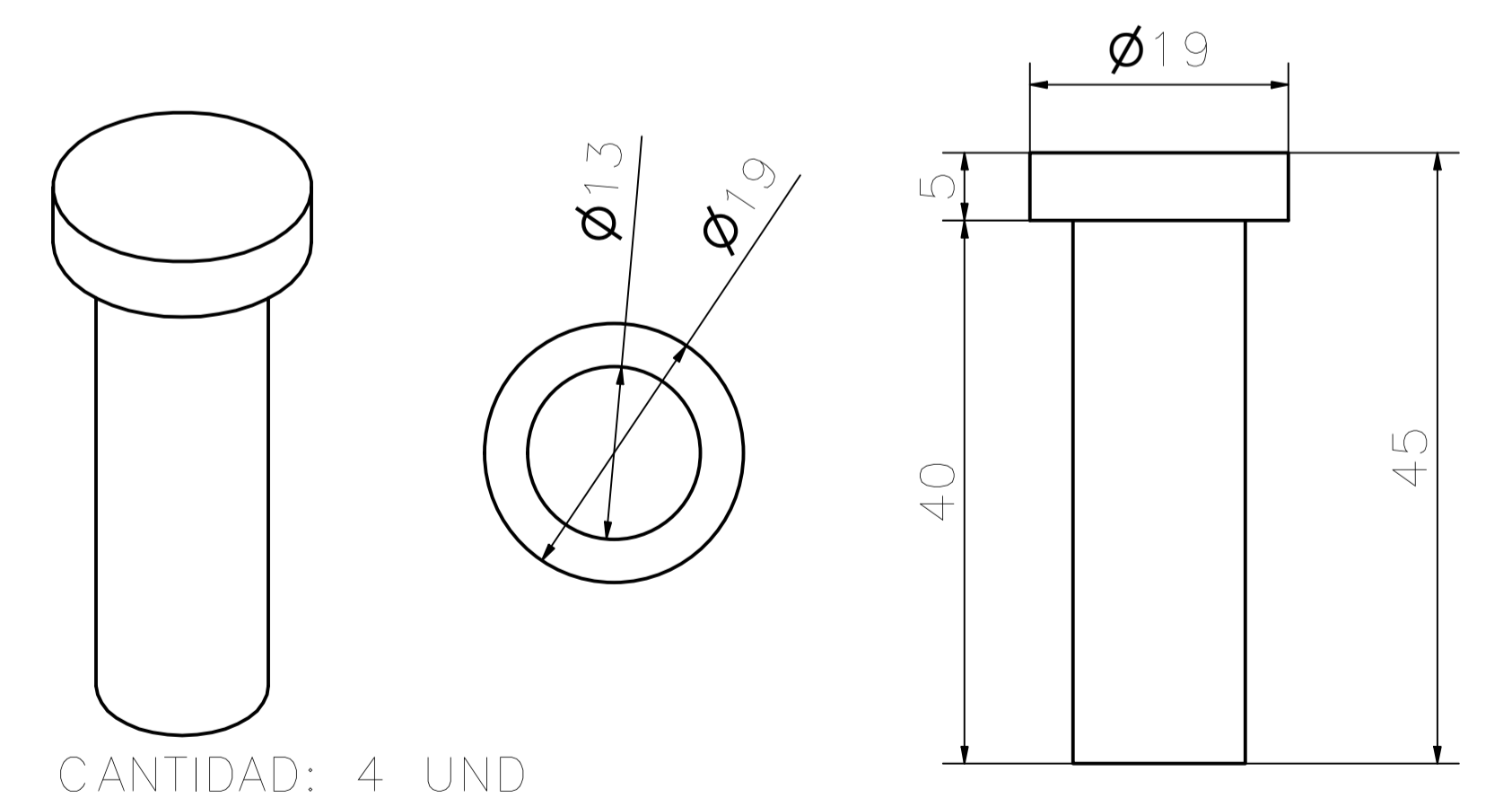
VISTA:AC
ESCALA:(1 : 4)

LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	1	MA-29	Steel ASTM A36	22.5 kg
2	1	MA-30	Steel ASTM A36	0.5 kg




EN-006-MA
CANTIDAD: 1 UND

LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	1	MA-52	Steel ASTM A36	0.1 kg

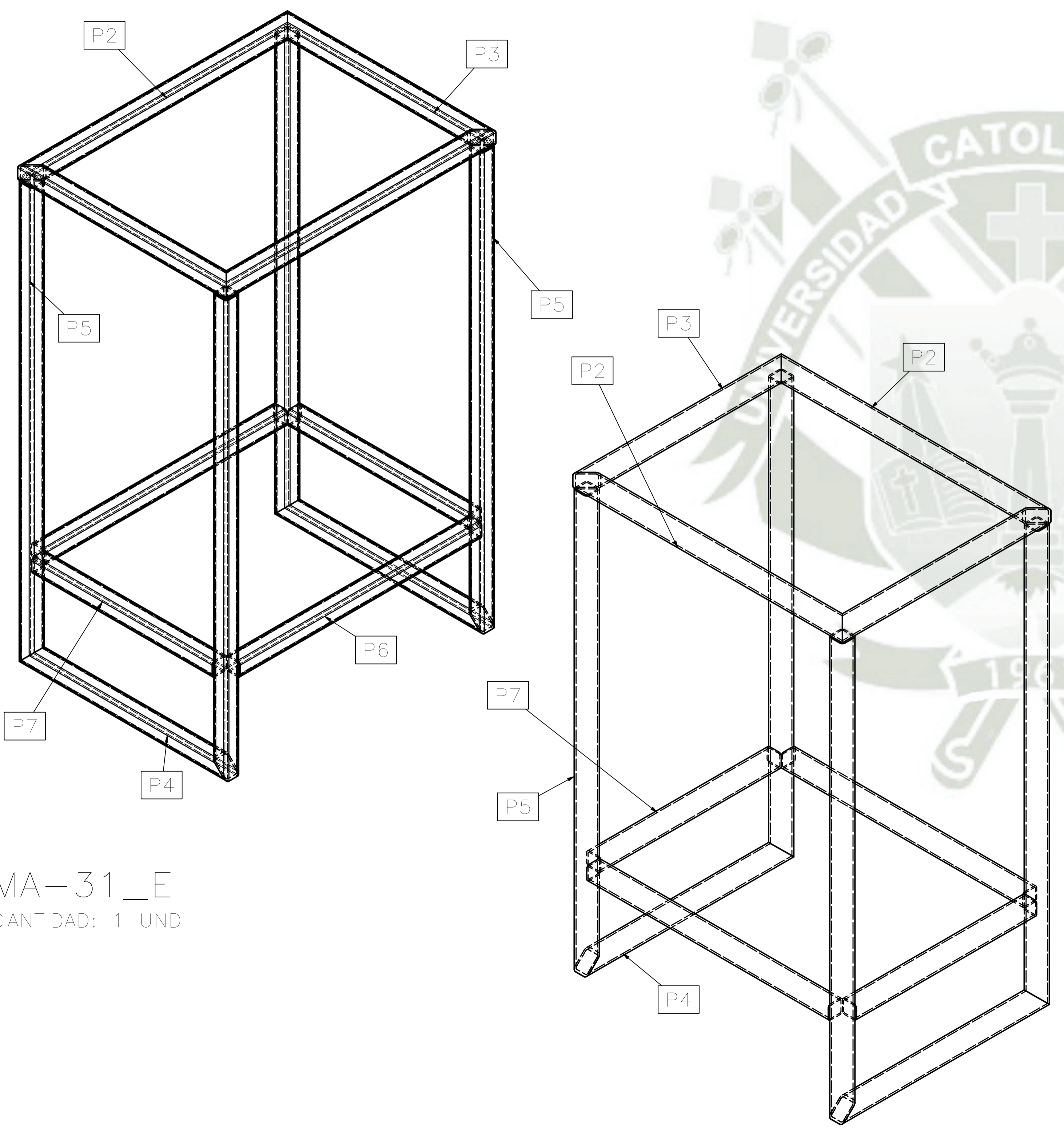


CANTIDAD: 4 UND

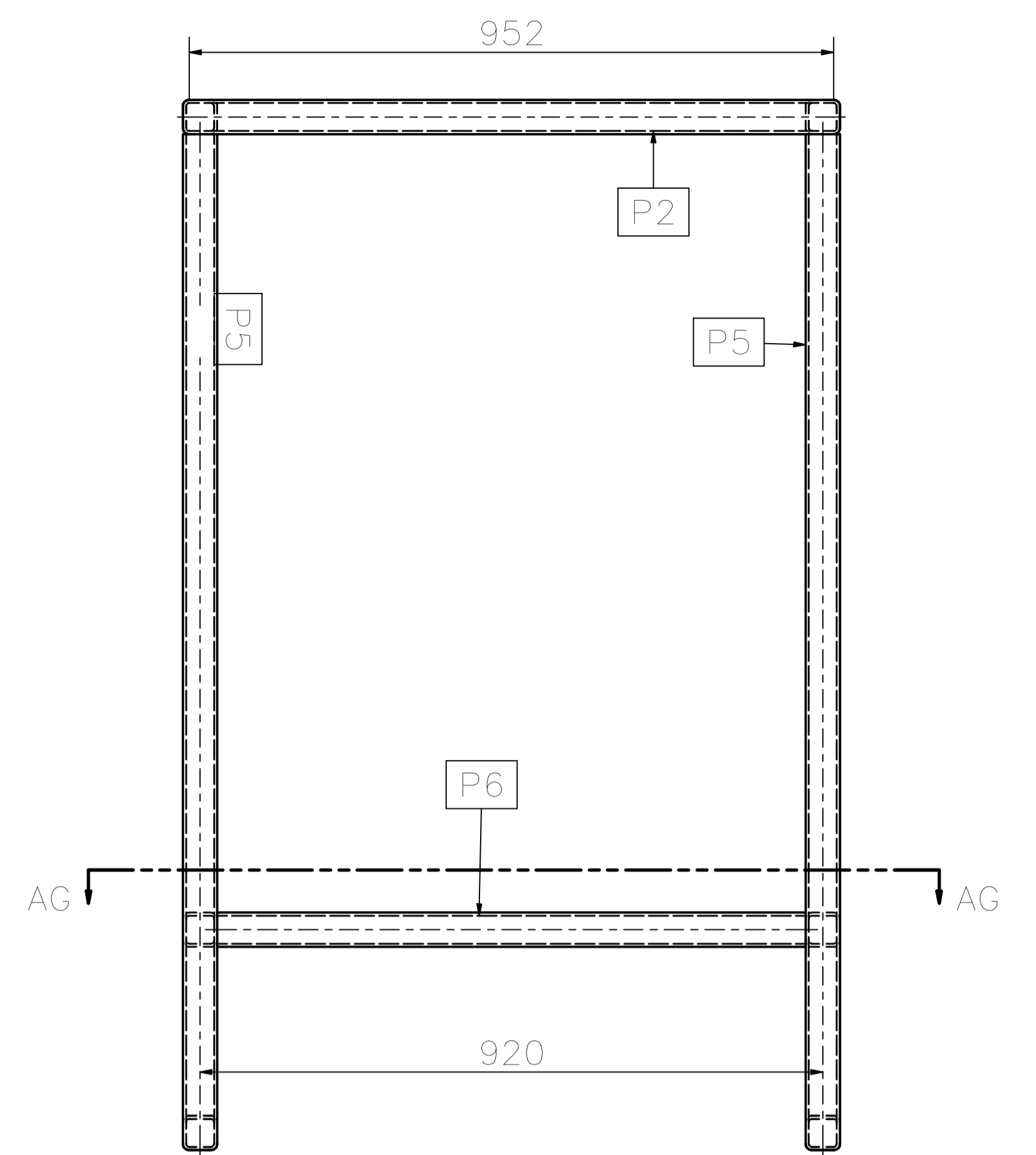
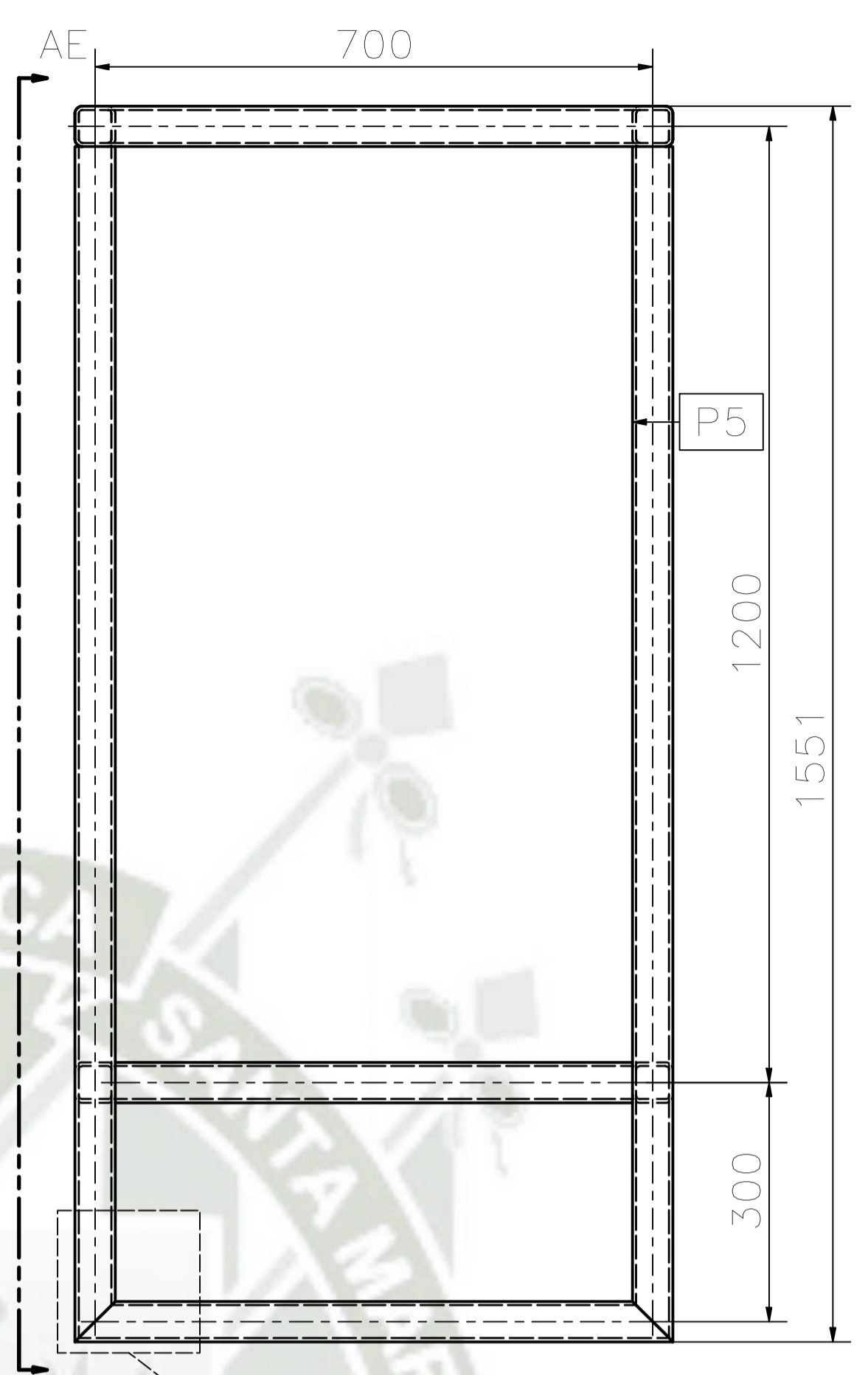
Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL		
VISTAS DE COMPONENTES DE MÁQUINA DE ADOQUINADO PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ADOQUINADO -004					Rev 0

LISTA DE PARTES

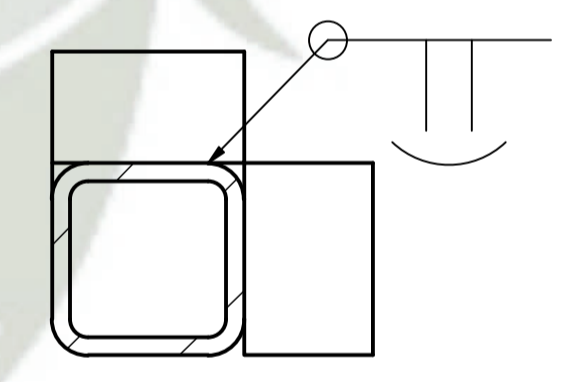
ITEM	ITEM QTY	BASE QTY	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.	DESCRIPCIÓN
2	2	38,220 in	P2	Steel ASTM A36	5.9 kg	AISC HSS - 2 x 2 x 3/16 - 38,22
3	2	29,559 in	P3	Steel ASTM A36	4.5 kg	AISC HSS - 2 x 2 x 3/16 - 29,559
4	2	29,559 in	P4	Steel ASTM A36	4.5 kg	AISC - 2 x 2 x 3/16 - 29,559
6	4	59,055 in	P5	Steel ASTM A36	9.5 kg	AISC HSS - 2 x 2 x 3/16 - 59,055
7	2	34,220 in	P6	Steel ASTM A36	5.6 kg	AISC HSS - 2 x 2 x 3/16 - 34,22
8	2	25,559 in	P7	Steel ASTM A36	4.2 kg	AISC HSS - 2 x 2 x 3/16 - 25,559



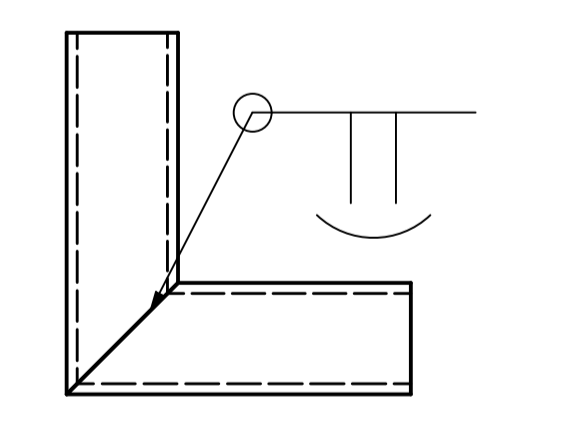
MA-31_E
CANTIDAD: 1 UND



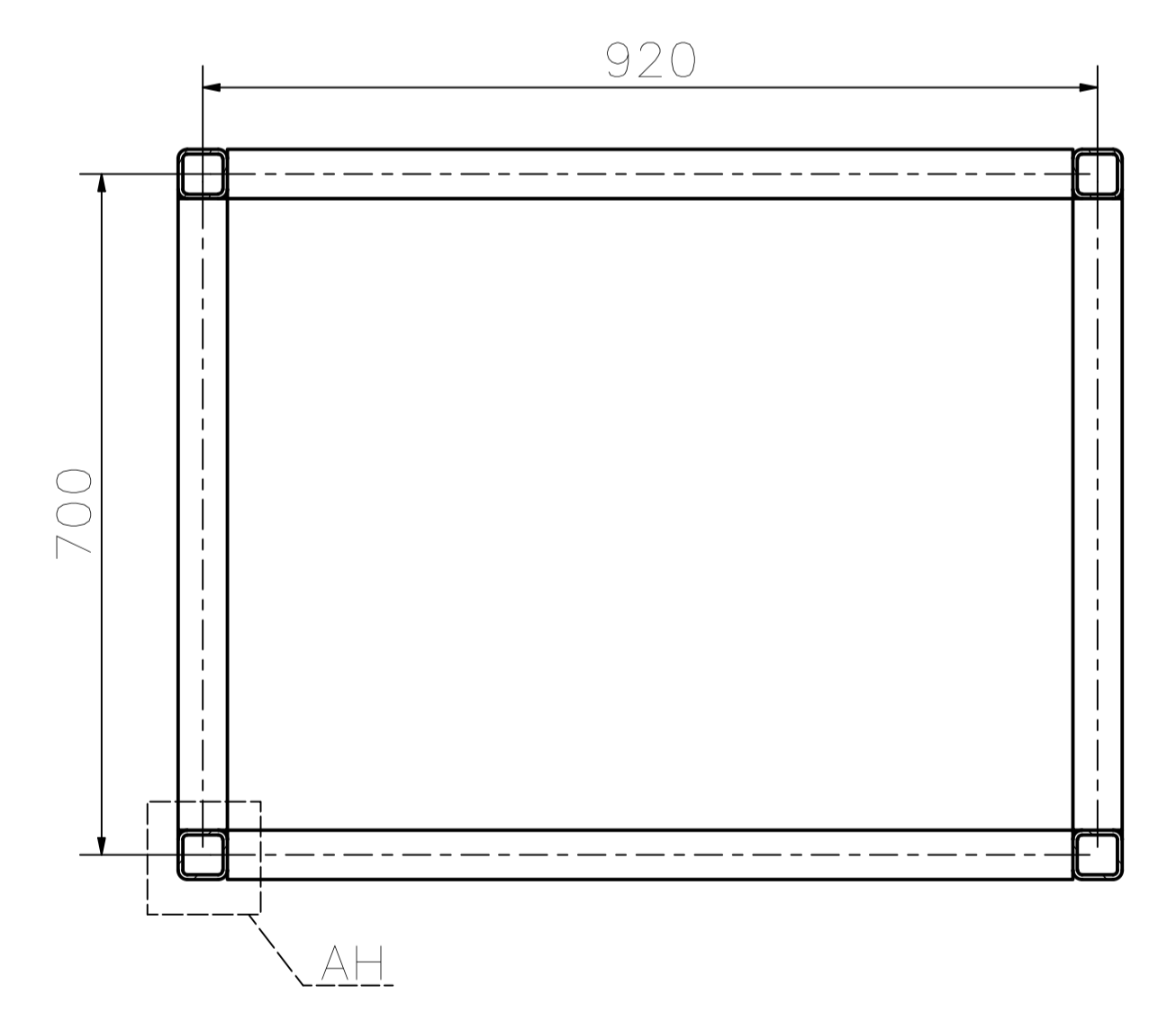
VISTA:AE
ESCALA:(1 : 7)




VISTA:AH
ESCALA:(1 : 2)

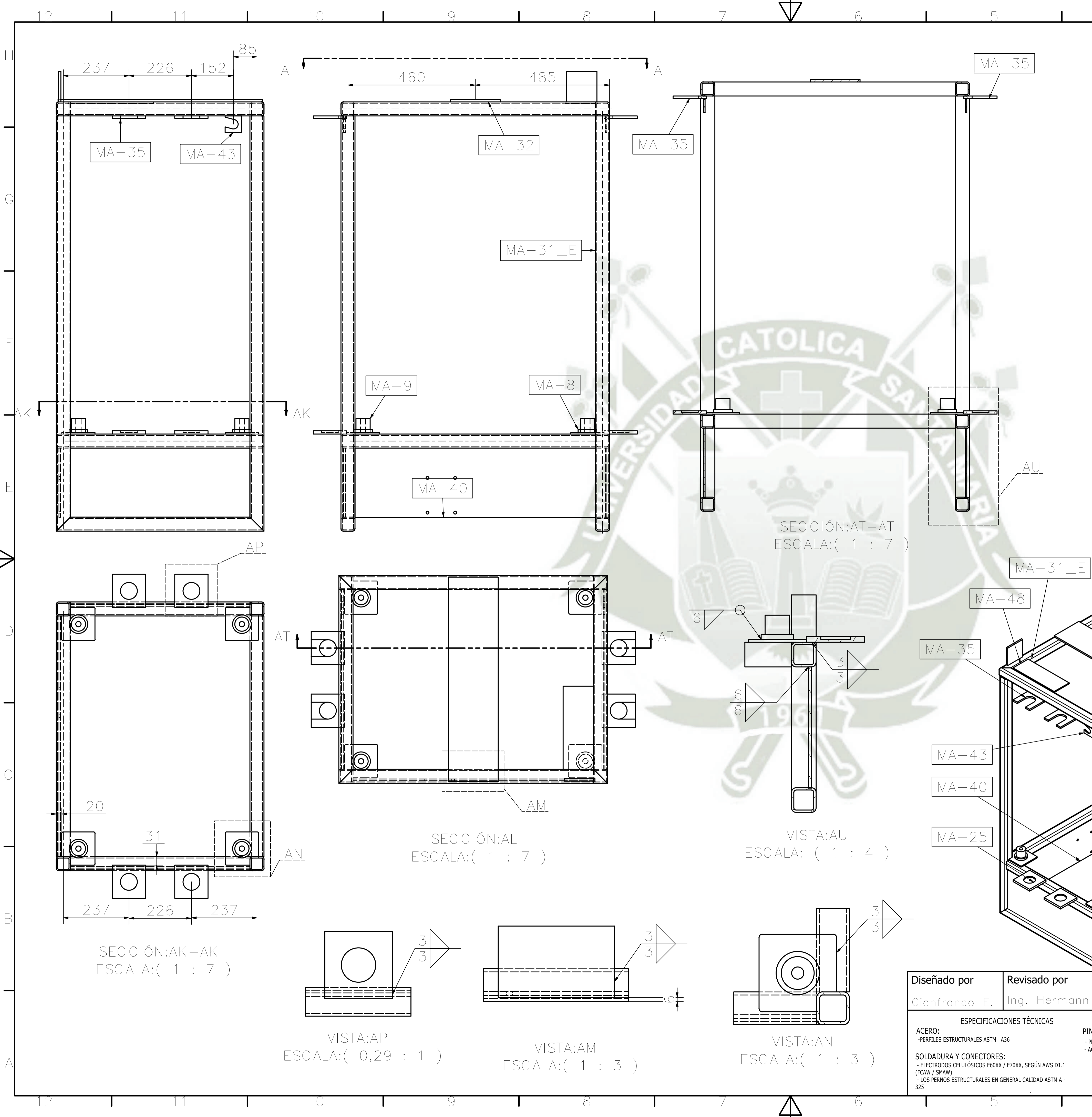


VISTA:AJ
ESCALA:(0,29 : 1)

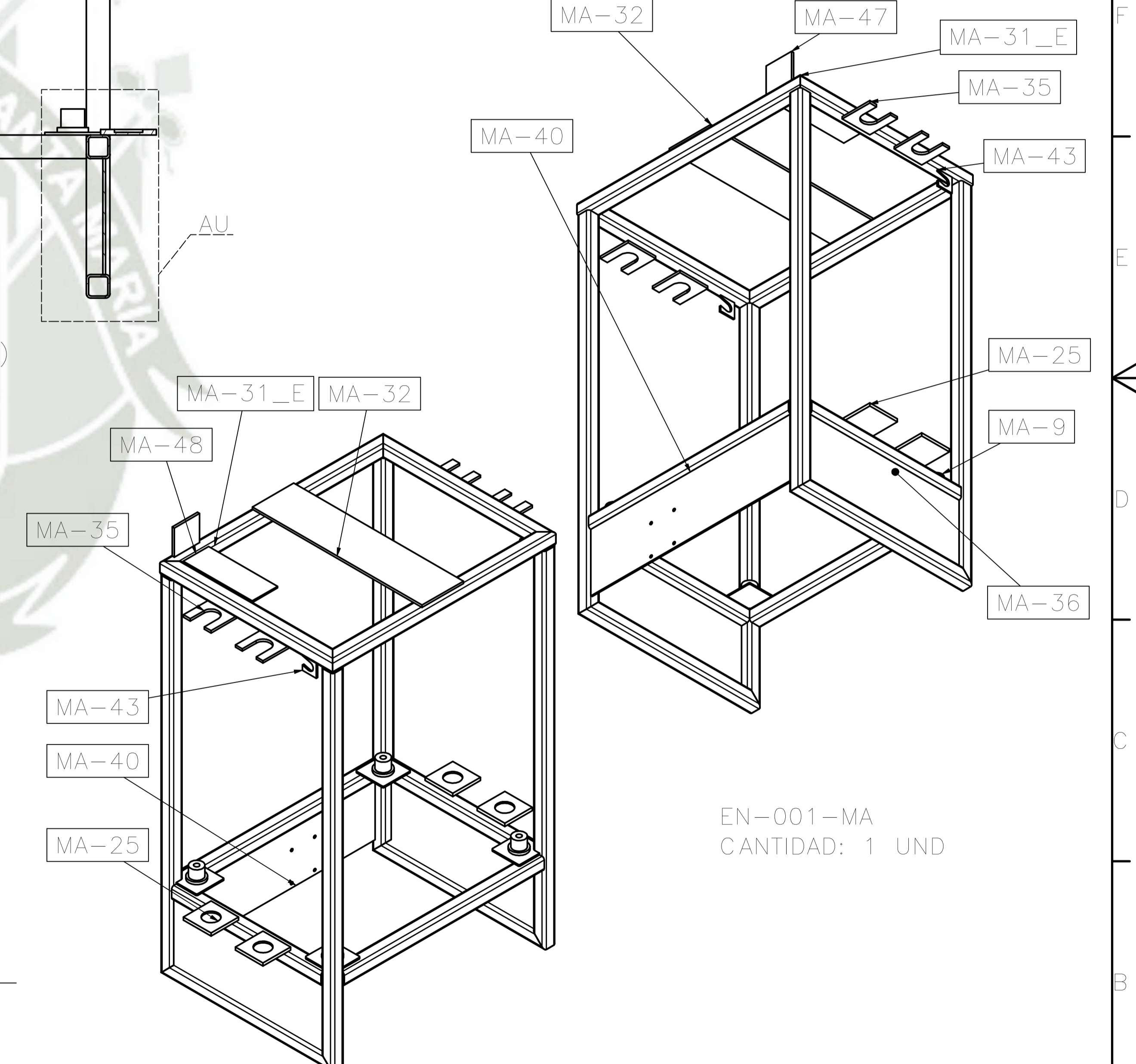


SECCIÓN:AG-AG
ESCALA:(1 : 7)

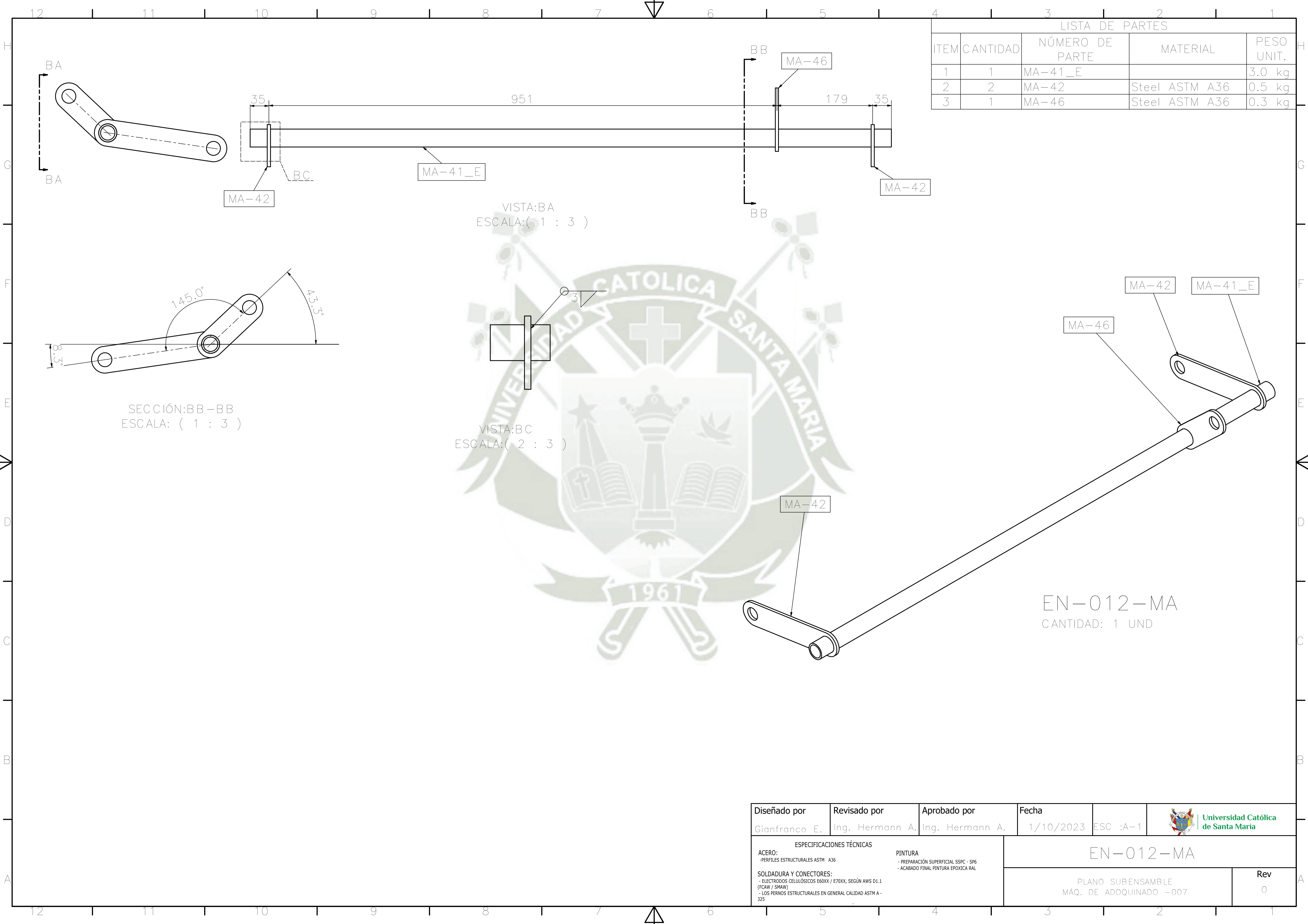
Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1		
<p>ESPECIFICACIONES TÉCNICAS</p> <p>ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36</p> <p>SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325</p> <p>PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL</p>						<p>MA-31_E</p> <p>PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ADOQUINADO -005</p>



LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	4	MA-7	Steel ASTM A36	0.6 kg
2	4	MA-8	Steel ASTM A36	0.1 kg
3	4	MA-9	PVC, no plastificado	0.1 kg
4	1	MA-31_E	Steel ASTM A36	87.2 kg
5	1	MA-32	Steel ASTM A36	9.4 kg
6	4	MA-25	Steel ASTM A36	1.2 kg
7	4	MA-35	Steel ASTM A36	0.7 kg
8	2	MA-36	Steel ASTM A36	7.6 kg
9	1	MA-40	Steel ASTM A36	10.2 kg
10	2	MA-43	Steel ASTM A36	0.1 kg
11	1	MA-48	Steel ASTM A36	1.6 kg
12	1	MA-47	Steel ASTM A36	0.9 kg



Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: -ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL		
EN-001-MA PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ADOQUINADO -006				Rev 0	




LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	1	MA-41_E		3.0 kg
2	2	MA-42	Steel ASTM A36	0.5 kg
3	1	MA-46	Steel ASTM A36	0.3 kg

VISTA:BA
ESCALA:(1 : 3)

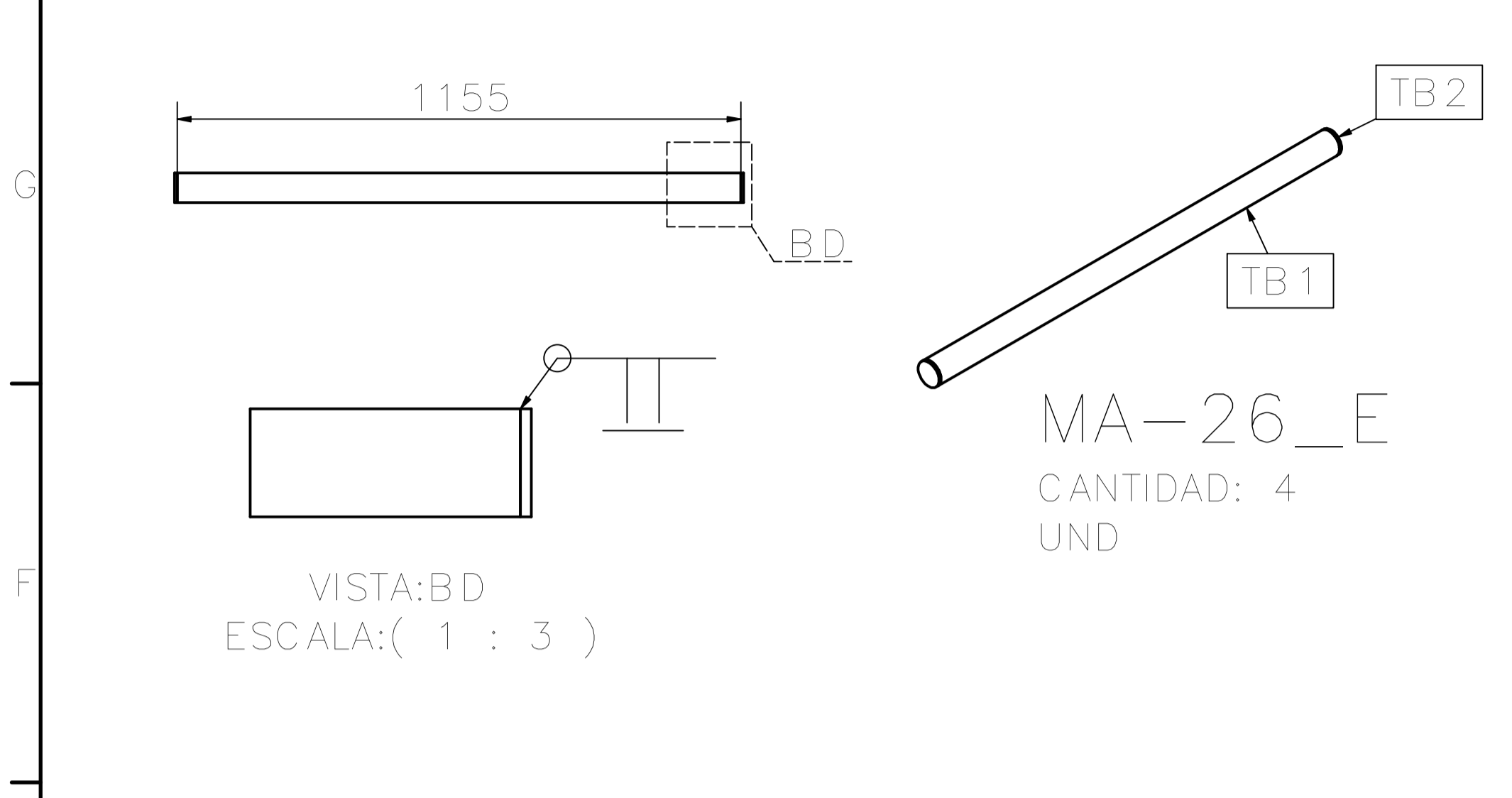
VISTA:BC
ESCALA:(2 : 3)

SECCIÓN:BB-BB
ESCALA:(1 : 3)

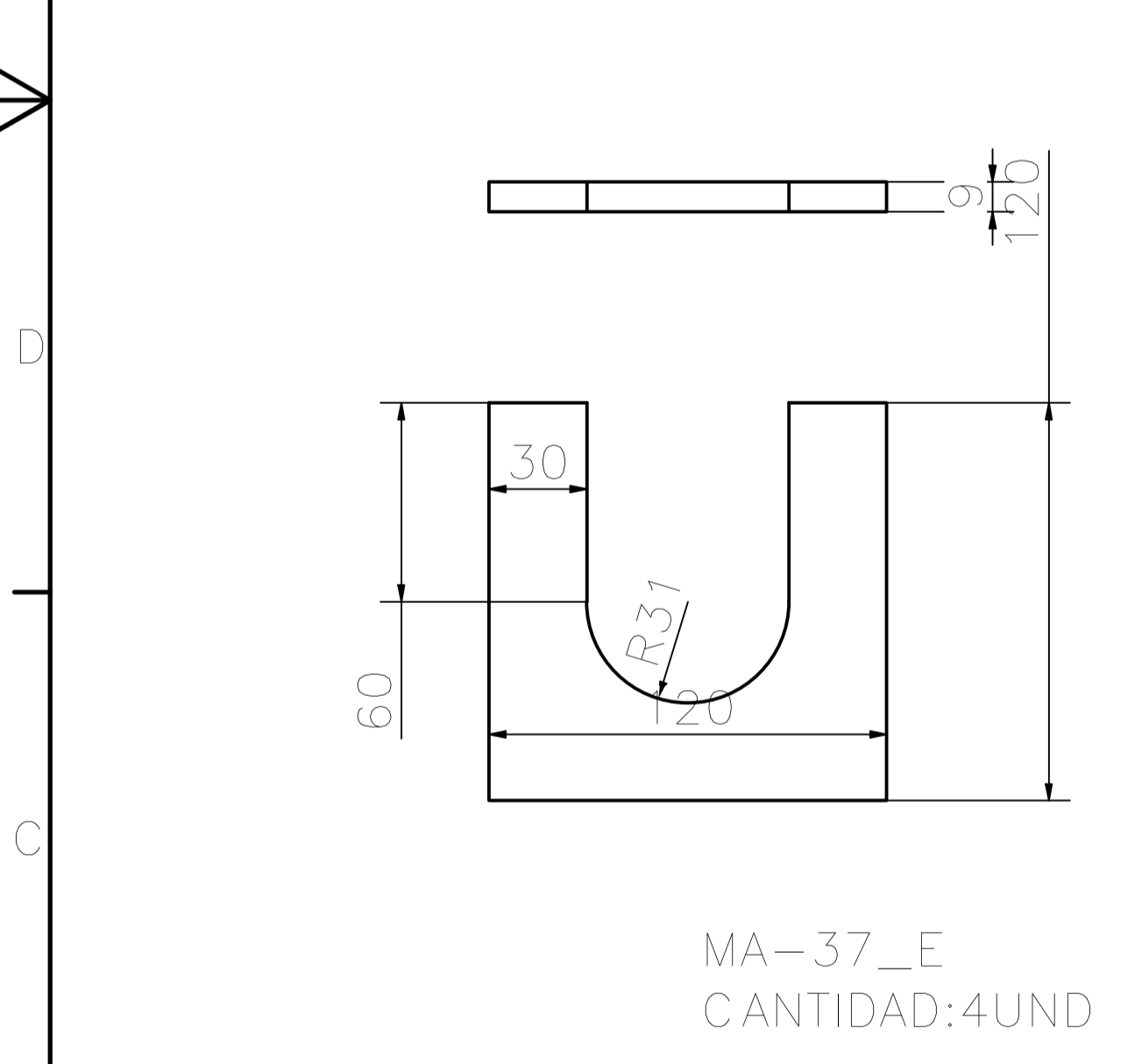
EN-012-MA
CANTIDAD: 1 UND

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	 Universidad Católica de Santa María
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL		
					Rev 0

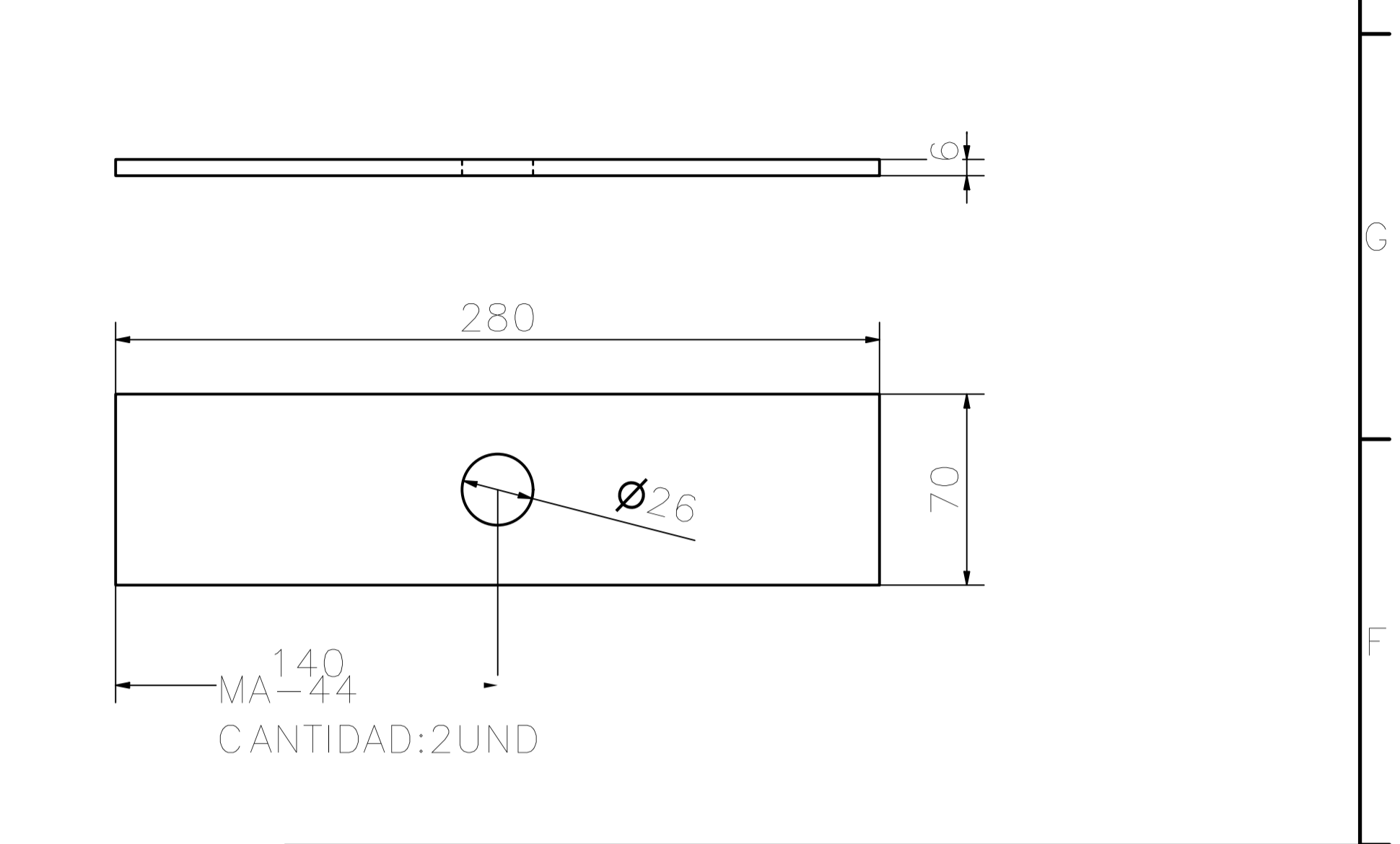
LISTA DE PARTES						
ITEM	ITEM QTY	BASE QTY	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	DESCRIPCIÓN	PESO UNIT.
1	1	45,472 in	TB1	Steel ASTM A36	ANSI - 2 x 0.218 - 45,472	8.7 kg
2	2	1	TB2	Steel ASTM A36	Placa Redondeo (mm) 60,452 x 6	0.1 kg



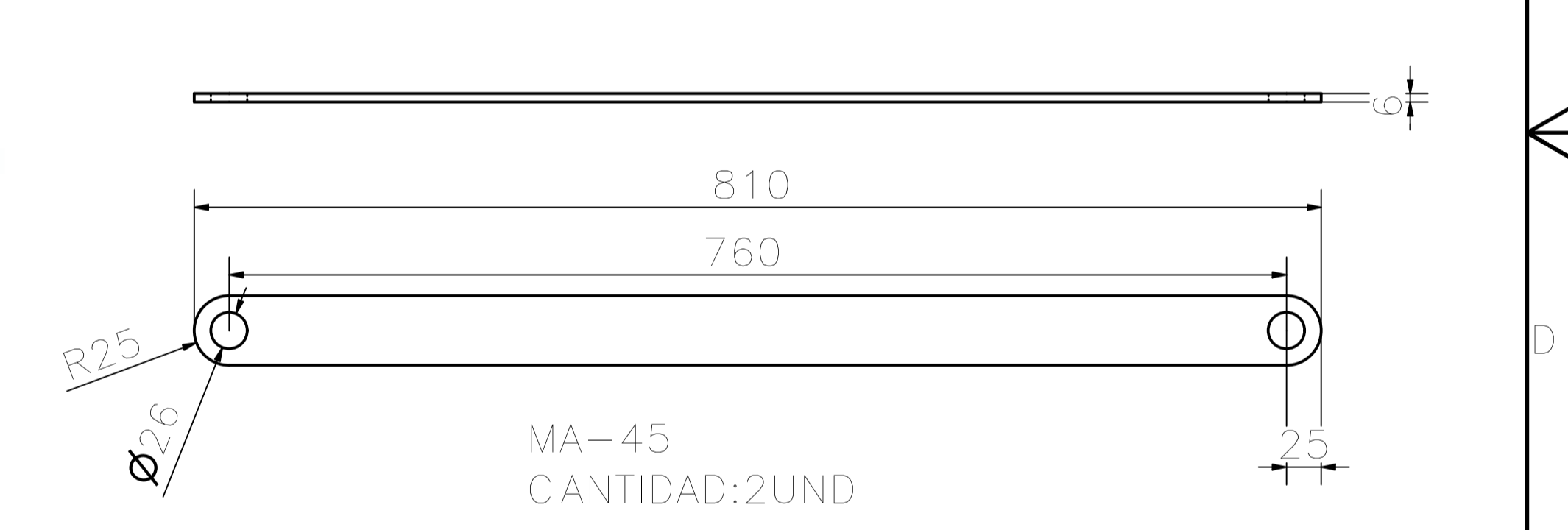
LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	1	MA-35	Steel ASTM A36	0.7 kg




LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	1	MA-44	Steel ASTM A36	0.9 kg



LISTA DE PARTES				
ITEM	CANTIDAD	NÚMERO DE PARTE	MATERIAL	PESO UNIT.
1	1	MA-45	Steel ASTM A36	1.8 kg



Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 1/10/2023	ESC :A-1	 Universidad Católica de Santa María	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCAW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325			PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			VISTAS DE COMPONENTES DE MÁQUINA DE ADOQUINADO PLANO SUBENSAMBLE MÁQ. DE ADOQUINADO -008

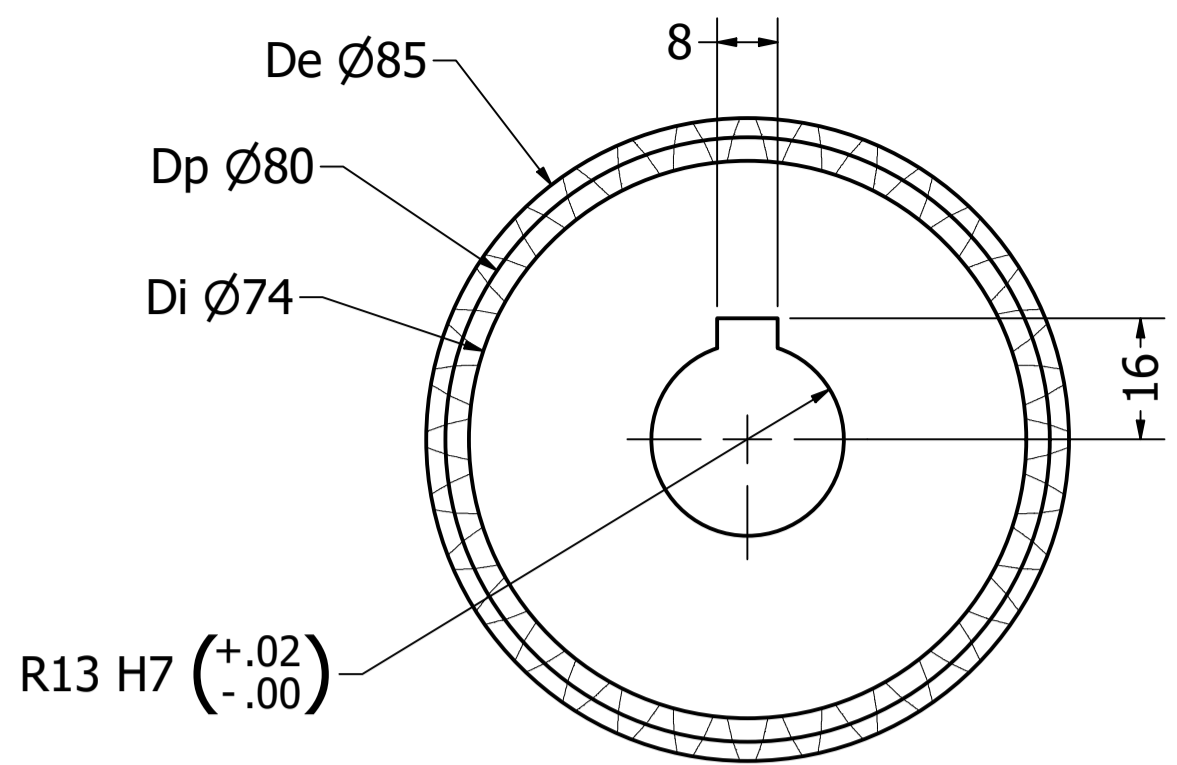
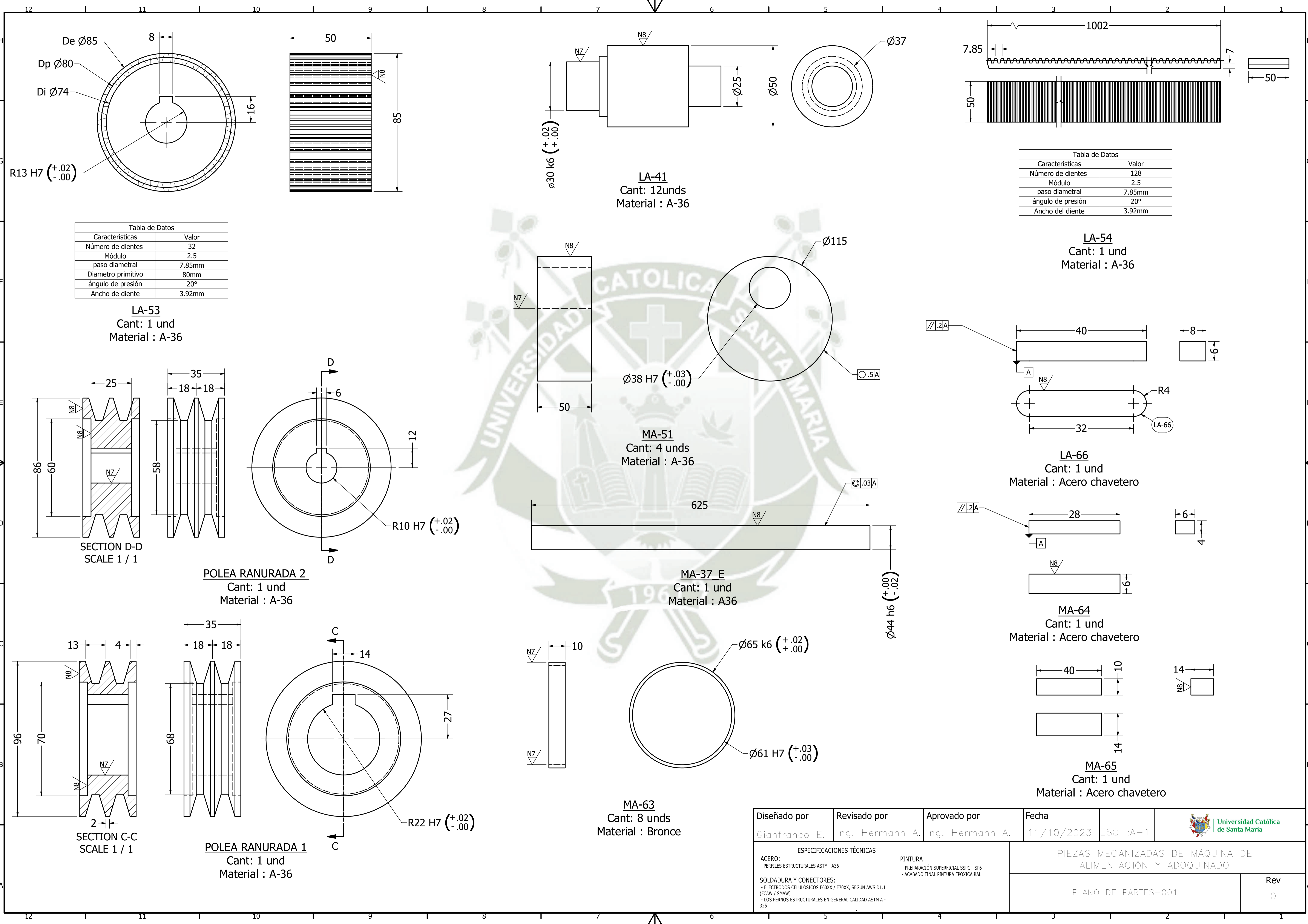
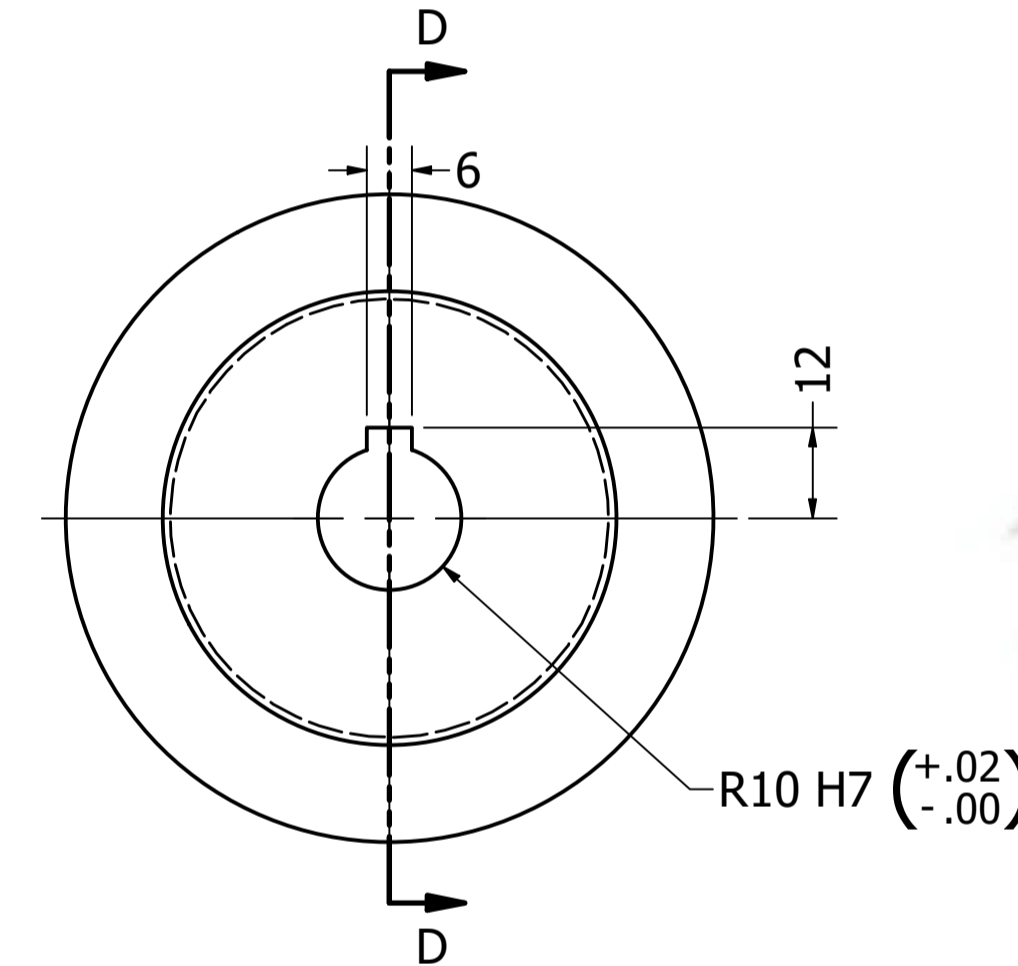
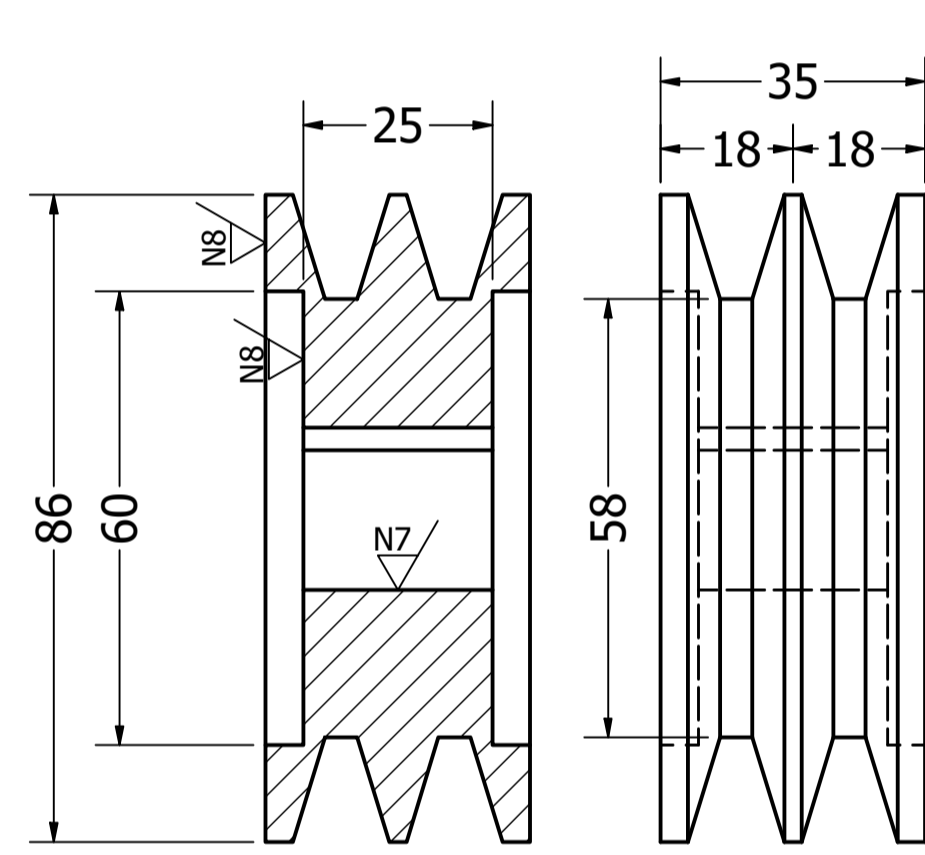
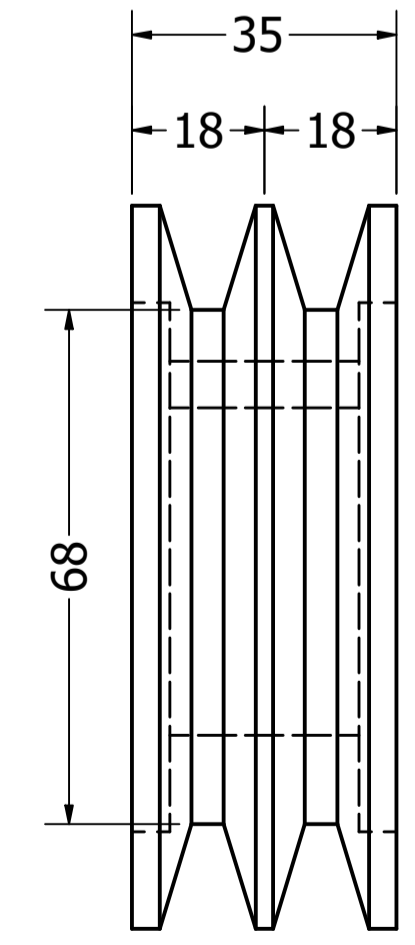
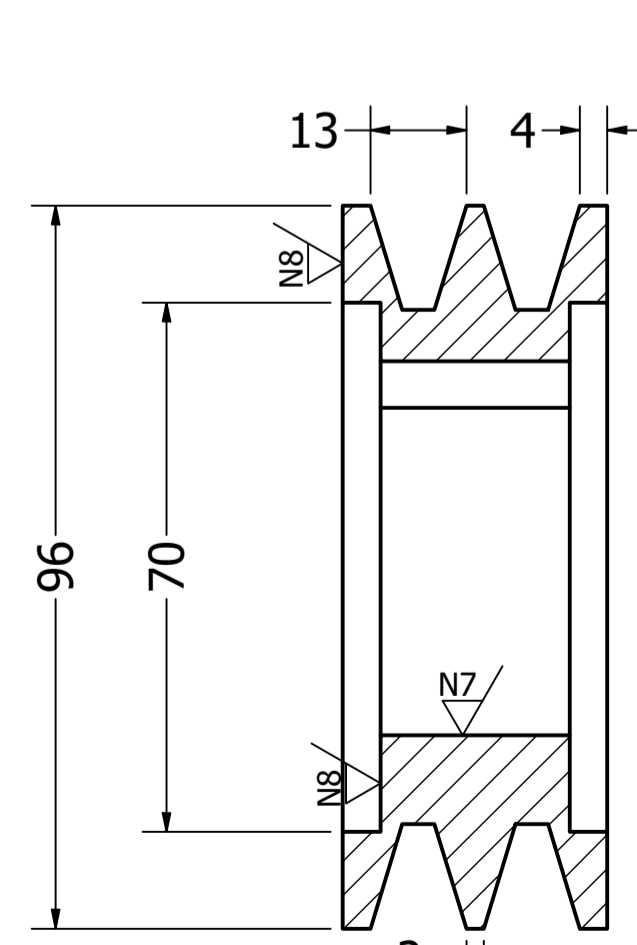


Tabla de Datos	
Características	Valor
Número de dientes	32
Módulo	2.5
paso diametral	7.85mm
Diametro primitivo	80mm
ángulo de presión	20°
Ancho de diente	3.92mm

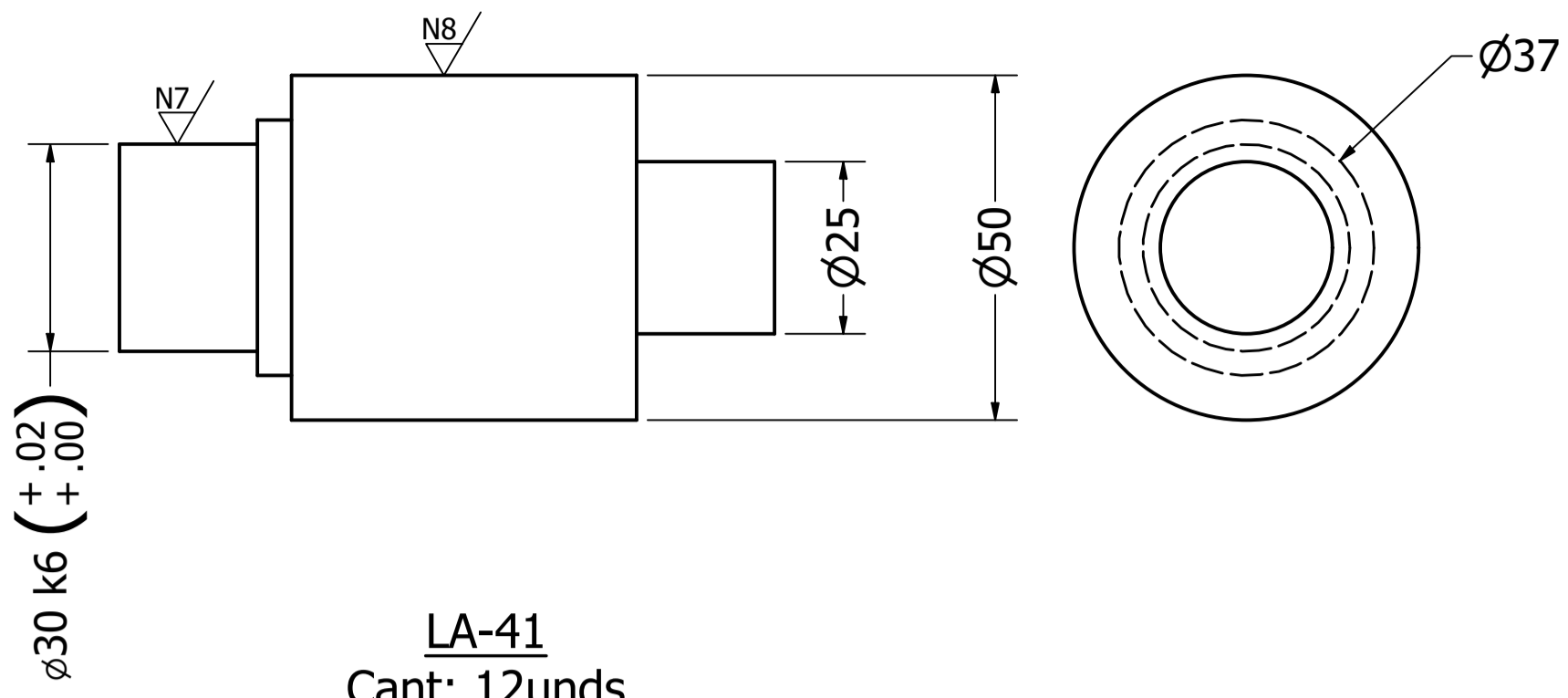
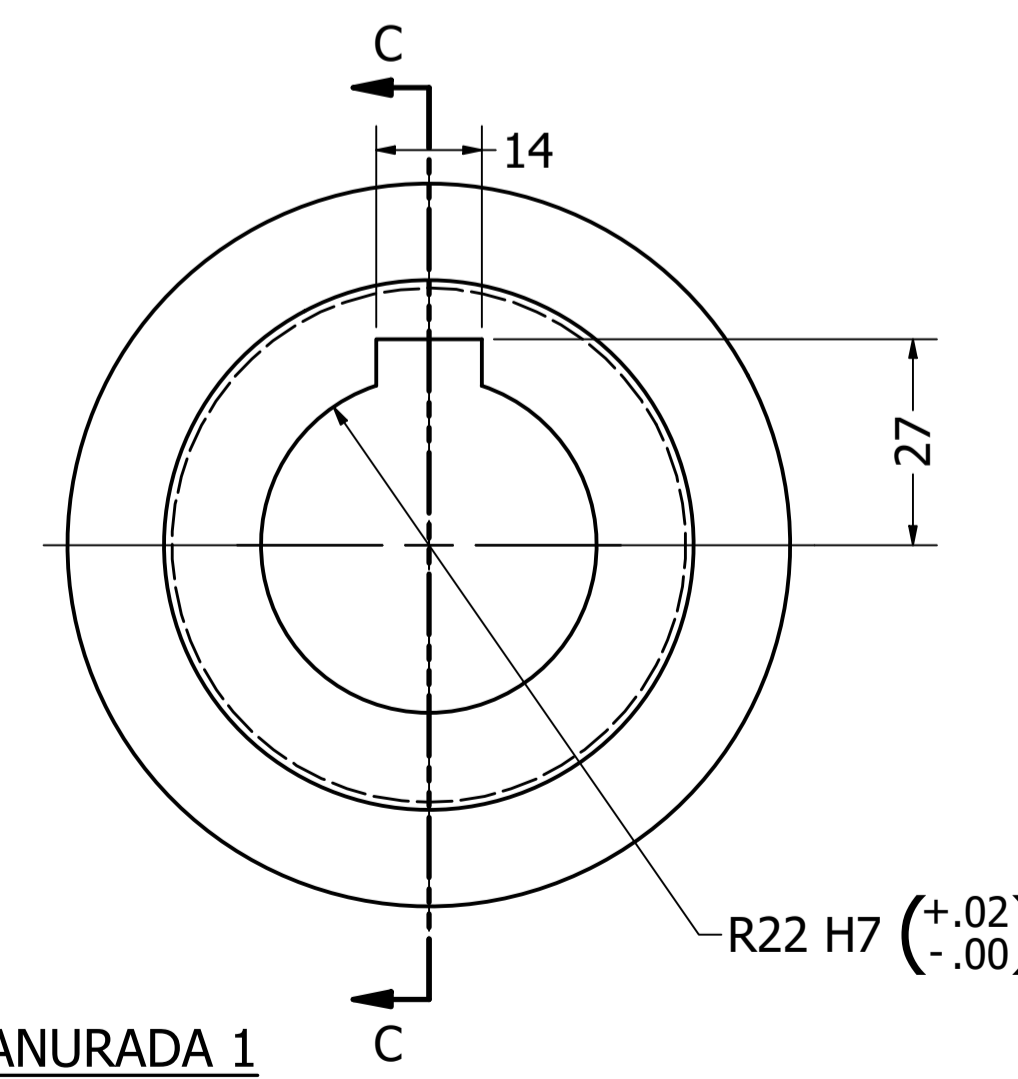
LA-53
Cant: 1 und
Material : A-36



POLEA RANURADA 2
Cant: 1 und
Material : A-36



POLEA RANURADA 1
Cant: 1 und
Material : A-36



LA-41
Cant: 12unds
Material : A-36

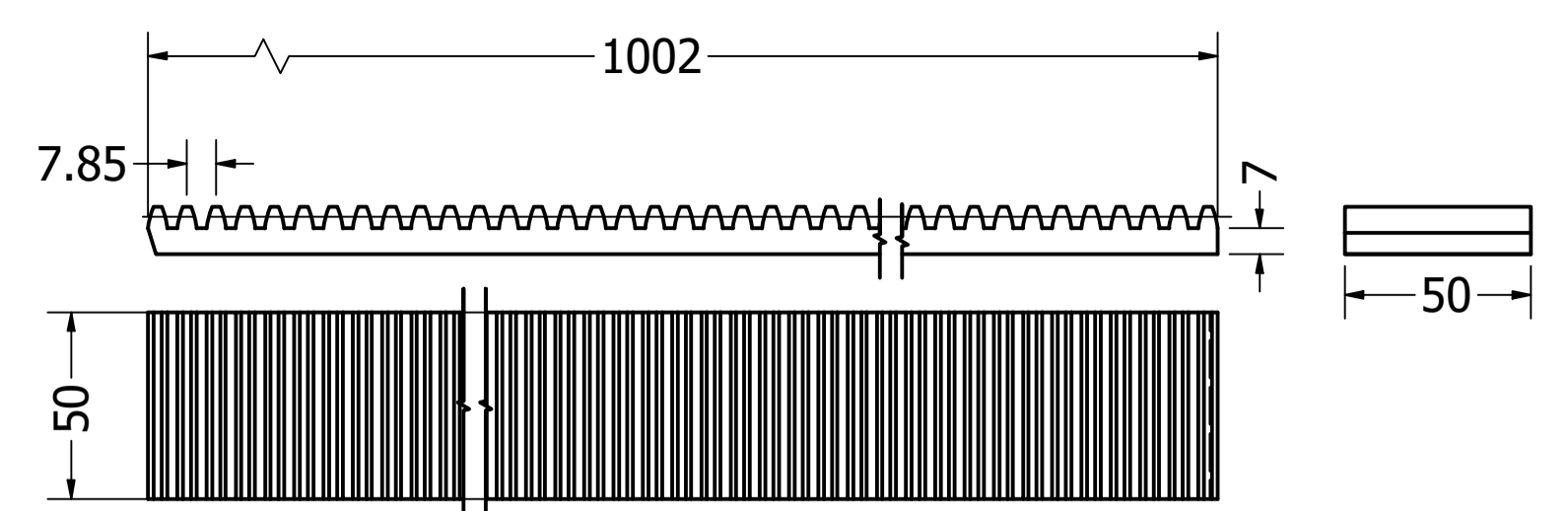
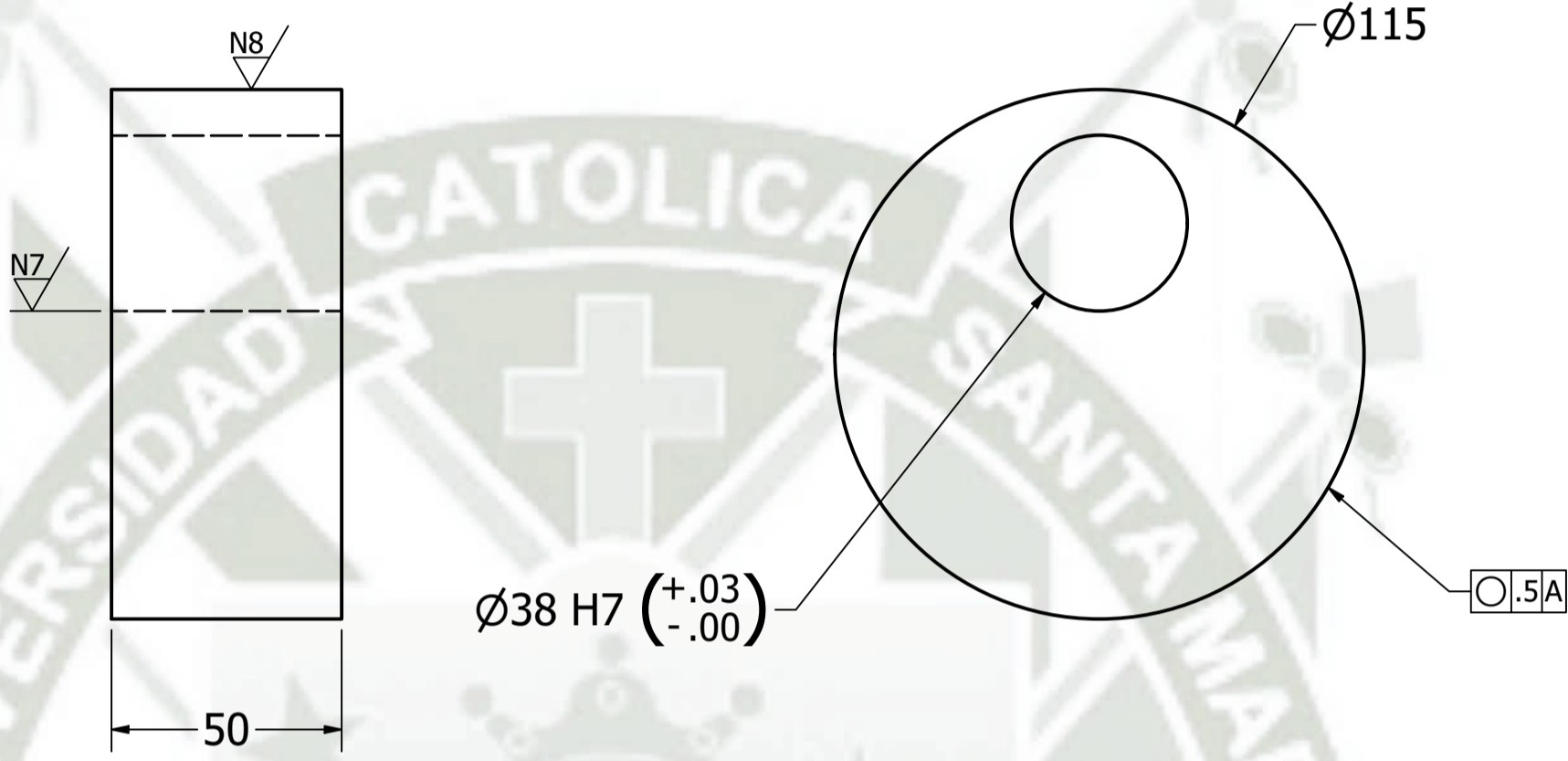
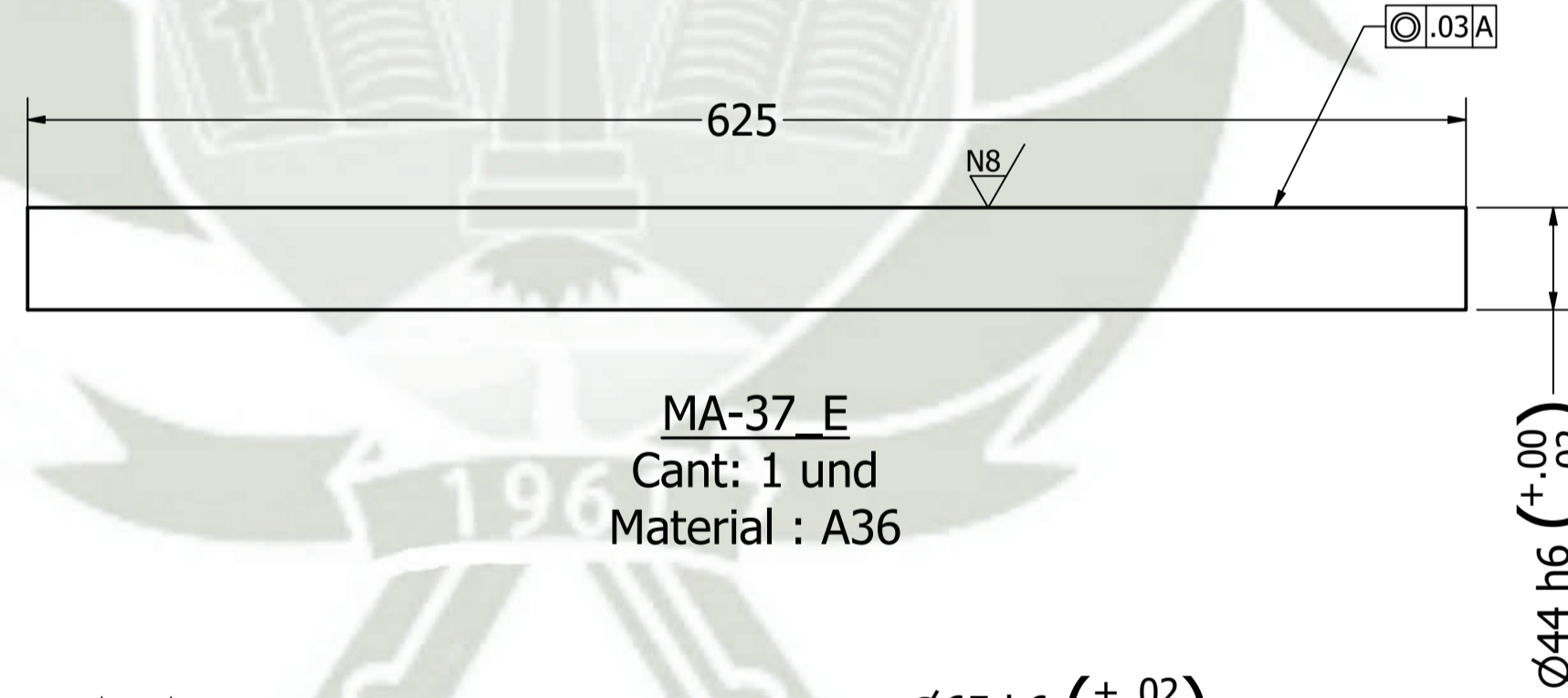


Tabla de Datos	
Características	Valor
Número de dientes	128
Módulo	2.5
paso diametral	7.85mm
ángulo de presión	20°
Ancho del diente	3.92mm

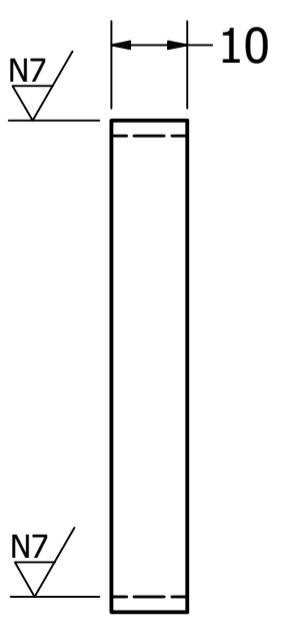
LA-54
Cant: 1 und
Material : A-36



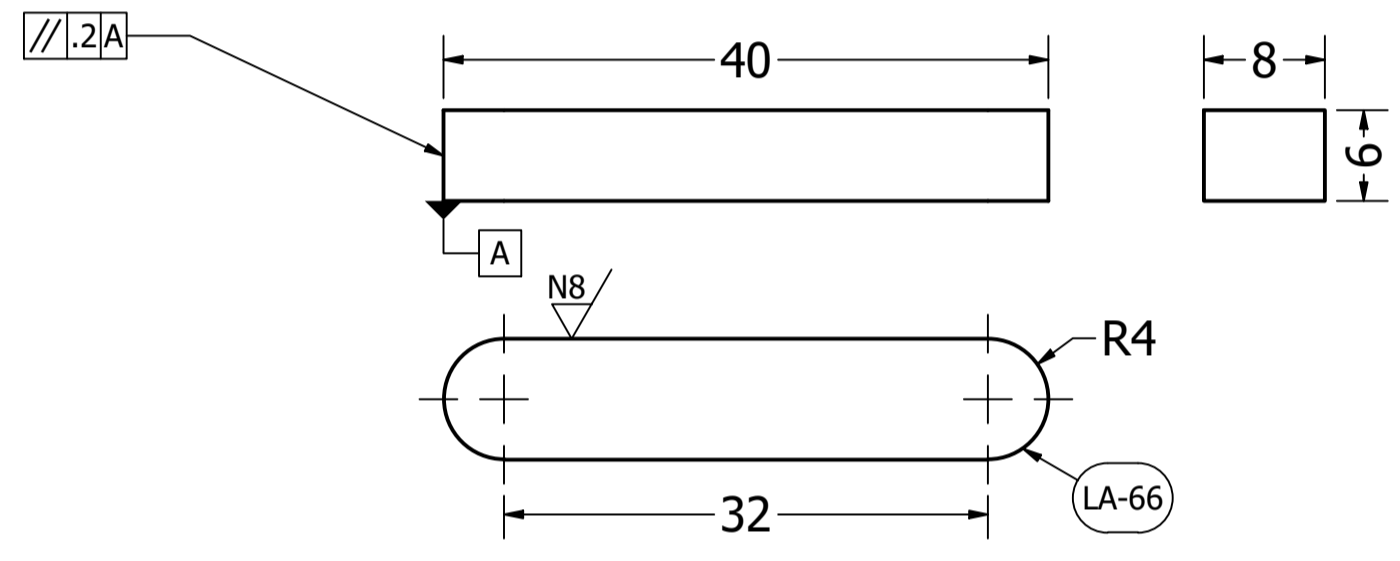
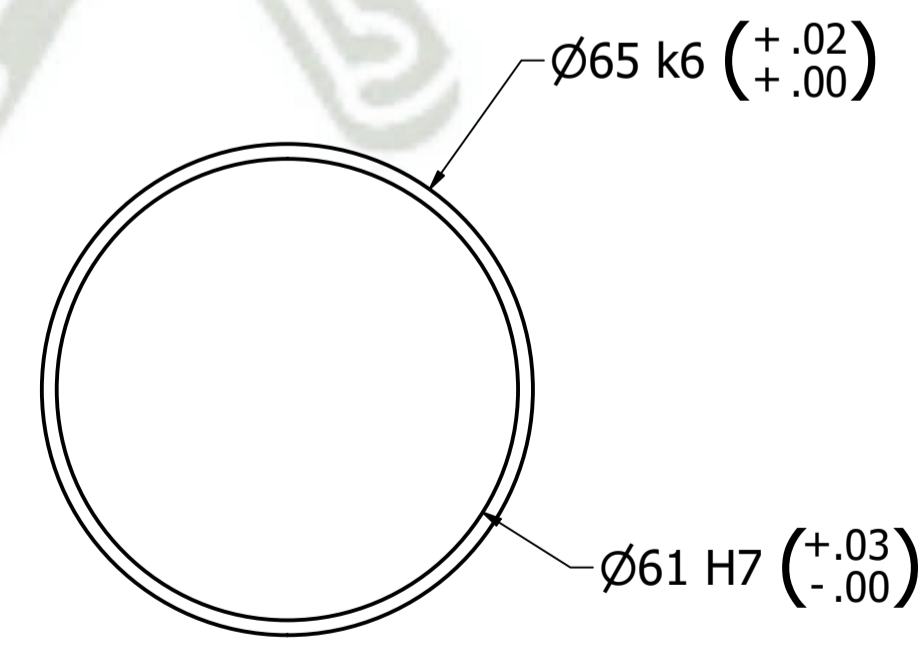
MA-51
Cant: 4 unds
Material : A-36



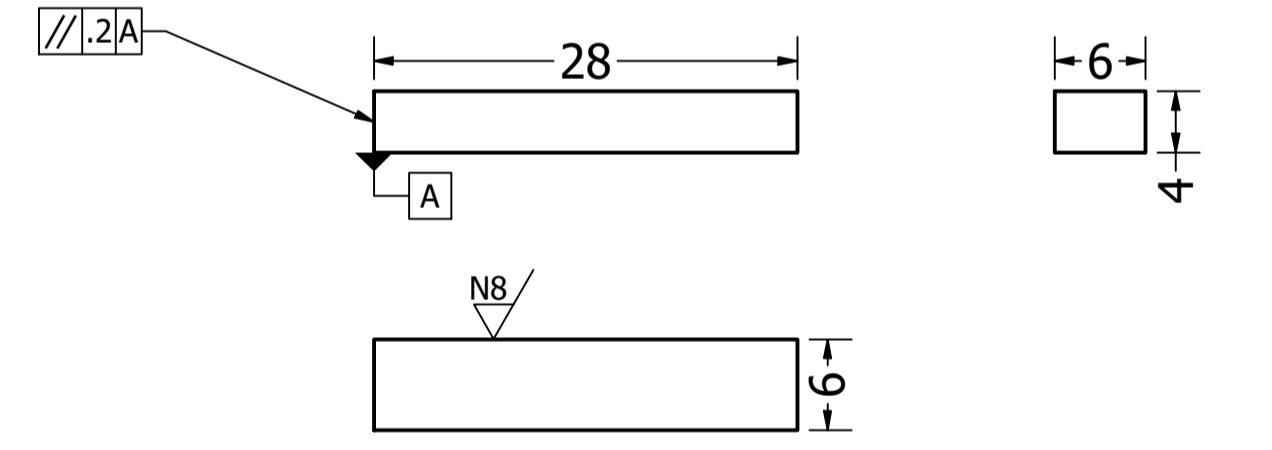
MA-37_E
Cant: 1 und
Material : A36



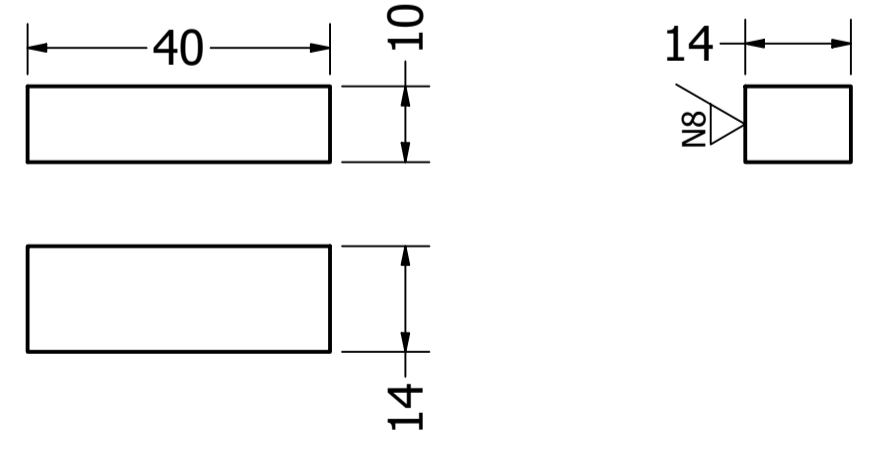
MA-63
Cant: 8 unds
Material : Bronce



LA-66
Cant: 1 und
Material : Acero chavetero



MA-64
Cant: 1 und
Material : Acero chavetero



MA-65
Cant: 1 und
Material : Acero chavetero

Diseñado por Gianfranco E.	Revisado por Ing. Hermann A.	Aprobado por Ing. Hermann A.	Fecha 11/10/2023	ESC :A-1	
ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ACERO: -PERFILES ESTRUCTURALES ASTM A36 SOLDADURA Y CONECTORES: - ELECTRODOS CELULÓSICOS E60XX / E70XX, SEGÚN AWS D1.1 (FCW / SMAW) - LOS PERNOS ESTRUCTURALES EN GENERAL CALIDAD ASTM A-325 PINTURA - PREPARACIÓN SUPERFICIAL SSPC - SP6 - ACABADO FINAL PINTURA EPOXICA RAL			PIEZAS MECANIZADAS DE MÁQUINA DE ALIMENTACIÓN Y ADOQUINADO PLANO DE PARTES-001		