

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

“Diseño de una máquina semiautomática para la fabricación de bloques de  
hormigón con una capacidad de 8 000 bloques diarios”

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Daniel Andrés Crespo Arízaga

José Steeven Cepeda Moreira

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

Año: 2020

## DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a mis padres Javier Crespo y Gladys Arízaga, que con su afán, perseverancia y humildad supieron heredarme los mismos valores, para que consiguiera luchar contra todas las dificultades que se presentaron en el camino, a mis hermanos Mirla, Héctor, Lilibeth y Miguel Crespo por ser parte del proceso y un apoyo incondicional en mi vida, a la señora Gloria Aquino, mejor amiga de mi mamá, quien siempre estuvo para mí en los momentos difíciles, a mi familia y amigos, por sus buenas vibras. A todos ellos, gracias por estar a mi lado en todas las etapas de mi carrera y confiar en mí.

*Daniel Crespo Arízaga*

## DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a mis padres, Vicente Cepeda y Mercedes Moreira, por su apoyo en todo los aspectos, son quienes me han sabido orientar con sus experiencias y con todo su cariño a lo largo de mi vida académica, dándome así un motivo más para poder alcanzar uno de mis metas planteadas, mi hermana Mónica Cepeda Moreira que siempre ha estado presente para brindarme su ayuda incondicional, y ser mi guía en todo momento, mi familia en general que siempre estuvieron dándome ánimos en especial mi abuelita que cuando partió le prometí culminar mis estudios, personas que conocí en la institución que algunos son amigos de los cuales aprendí mucho y mi novia Karen Galarza, que también fue un impulso para mi vida y mi carrera.

*José Cepeda Moreira*

# AGRADECIMIENTO

Expresamos nuestro más sincero agradecimiento a nuestro tutor MsC. Ernesto Martínez y a nuestro coordinador MsC. Rodolfo Paz los cuales nos supieron aconsejar y brindar su apoyo a lo largo de este proyecto, a nuestros compañeros y amigos que estuvieron predispuestos a darnos una guía para culminar con éxito el diseño, agradecemos a todos los profesores, en especial a los de la carrera de ingeniería mecánica, quienes con sus conocimientos nos brindaron sus enseñanzas, tanto académicas como humanas, y por último a Dios, que sin él nada hubiera sido posible.

*Daniel Crespo Arízaga*

*José Cepeda Moreira*

## DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Daniel Andrés Crespo Arízaga* y *José Steeven Cepeda Moreira* y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

  
Daniel Crespo Arízaga

  
José Cepeda Moreira

# EVALUADORES

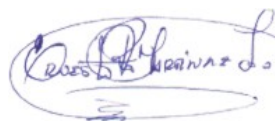
RODOLFO  
EZEQUIEL PAZ  
MORA

Digitally signed by RODOLFO  
EZEQUIEL PAZ MORA  
Date: 2021.02.25 17:18:00  
-05'00'

---

**Rodolfo Paz**

PROFESOR DE LA MATERIA



---

**Ernesto Martínez**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El proyecto surge debido a la necesidad de promover el desarrollo de pequeñas y medianas empresas en el área de la construcción, debido a que la mayoría de estas empresas poseen equipos rudimentarios y su capacidad de producción es limitada, lo que les impide cumplir con la demanda y sus costos de producción son elevados. El proyecto tiene como objetivo proporcionar el diseño de una máquina semiautomática para la fabricación de 8 000 bloques de hormigón por día y que la construcción de ésta sea una alternativa viable para dichas empresas. Para ello se utilizaron las herramientas del proceso de diseño en ingeniería, junto con las teorías aplicables para el dimensionamiento y selección de los elementos constituyentes de la máquina. Con la verificación de los cálculos realizados, se pudo generar los planos de construcción, planos del circuito electrohidráulico y los planos del sistema de control. Finalmente se realizó un análisis de costos para estudiar la viabilidad del proyecto. El análisis del diseño revela que la máquina tiene la capacidad de cumplir con el volumen de producción establecido de 8 000 bloques diarios y que puede optimizarse para aumentar su producción a 10 000 bloques, únicamente aumentando la capacidad de los moldes, ya que sus factores de seguridad lo permiten.

**Palabras Clave:** Tolvas, válvula rotativa, análisis de elementos finitos, cilindro hidráulico, sistema electrohidráulico.

## **ABSTRACT**

*The project appears due to the need to promote the development of small and medium-sized companies in the construction area, because most of these companies have rudimentary equipment and their production capacity is limited, which keep them from meeting demand and its production costs are high. The project aims to provide the design of a semi-automatic machine for the manufacture of 8 000 concrete blocks per day and that the construction of this was a viable alternative for these companies. For this, the tools of the engineering design process were used, together with the applicable theories for the dimensioning and selection of the constituent elements of the machine. With the verification of the calculations performed, it was possible to generate the construction plans, electrohydraulic circuit plans, motor plans and the control system plans. Finally, a cost analysis was carried out to study the feasibility of the project. The design analysis reveals that the machine has the capacity to meet the established production volume of 8 000 blocks per day and that it can be optimized to increase its production to 10 000 blocks only by increasing the capacity of the molds, since its safety factors allow it.*

**Keywords:** *Hoppers, rotary valve, finite element analysis, hydraulic cylinder, electro-hydraulic system.*



# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVI
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Definición del Problema .....	1
1.2 Justificación del proyecto.....	2
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General.....	2
1.3.2 Objetivos Específicos .....	3
1.4 Marco teórico .....	3
1.4.1 Construcción de edificaciones y viviendas en el Ecuador .....	3
1.4.2 Bloque de hormigón.....	3
1.4.3 Clasificación de los bloques de hormigón.....	3
1.4.4 Características generales de los bloques de hormigón .....	4
1.4.5 Proceso de fabricación .....	5
1.4.6 Máquinas usadas en el proceso de producción de bloques de hormigón .....	7
1.4.7 Sistemas componentes de una máquina para producir bloques .....	9
CAPÍTULO 2.....	12
2. Metodología.....	12
2.1 Diseño conceptual: Metodología para la selección del diseño.....	12
2.1.1 Requerimientos de diseño .....	12

2.1.2	Establecimiento de las funciones.....	13
2.1.3	Selección de alternativas de diseño .....	14
	Ejecución de la matriz de ponderación y selección final del diseño .....	20
2.2	Diseño Detallado: Análisis técnico de componentes y partes.....	21
2.2.1	Cálculo de requerimientos de productividad de la máquina .....	21
2.2.2	Cálculo de las cantidades de material requeridas para una jornada de trabajo 8 horas .....	22
2.2.3	Diseño de los componentes de la formadora .....	24
CAPÍTULO 3.....		30
3.	Resultados y análisis.....	30
3.1	Dosificación de la Materia Prima .....	30
3.2	Mezcladora .....	33
3.3	Banda transportadora .....	33
3.4	Formadora .....	34
3.5	Sistema de extracción de bloques .....	35
3.6	Análisis de costos .....	35
3.6.1	Costo de Producción .....	35
3.6.2	Costo de operación.....	35
3.6.3	Costo de la máquina semiautomática.....	36
3.6.4	Costos Totales.....	39
3.7	Viabilidad .....	39
CAPÍTULO 4.....		40
4.	Conclusiones y recomendaciones.....	40
4.1	Conclusiones .....	40
4.2	Recomendaciones .....	41

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

## ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	Sociedad Estadounidense para Pruebas y Materiales (American Society for Testing and Materials)
SSC	Electrodo de Plata Cloruro de Plata
CSE	Electrodo de Cobre Sulfato de Cobre
INEC	Instituto Nacional de Estadística y Censos
ENED	Encuesta Nacional de Edificaciones
ODS	Objetivos de desarrollo sostenible
PLC	Controlador Lógico Programable (Programmable Logic Controller)
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
PCC	Tabla de Comparación Por Pares (Pairwise Comparison Chart)
ISO	Organismo Internacional de Normalización
AWS	Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society)
CAD	Diseño Asistido por Computadora (Computer-Aided Design)
P&ID	Diagrama de Tuberías e Instrumentación (Piping and Instrumentation Diagram)

## SIMBOLOGÍA

in	Pulgada
s	Segundos
m	Metro
mm	Milímetro
Kg	Kilogramo
N	Newton
rpm	Revoluciones por minuto
Gal	Galones
L	Litros
min	Minutos
ton	Toneladas
cm	Centímetros
$m_{cemento}$	Masa del cemento
$V_{cemento}$	Volumen del cemento
$V_{grava}$	Volumen de grava
$V_{arena}$	Volumen de arena
$V_{solidos}$	Volumen de solidos
$V_{agua}$	Volumen de agua
$V_T$	Volumen Total
$N_{b/1ton\ cemento}$	Numero de bloques por tonelada de cemento
$F_{c1}$	Primera fuerza de rozamiento
$F_{c2}$	Segunda fuerza de rozamiento
$F_{c3}$	Tercera fuerza de rozamiento
$F_c$	Fuerza que ejerce el cilindro
$W_{21ciclos}$	Peso de la mezcla para 21 ciclos
$m_{21ciclos}$	Masa de la mezcla para 21 ciclos
g	Gravedad
$\tau_m$	Esfuerzo cortante por tensión media
$F_m$	Fuerza media
$\tau_a$	Esfuerzo cortante por tensión alternante
$F_a$	Fuerza alternante

$S_{ut}$	Resistencia mínima a la tensión
$S_{sa}$	Resistencia a la fatiga alternante
$S_{sm}$	Resistencia a la fatiga media
$S_{se}$	Resistencia a la fatiga torsional
$n_f$	Factor de seguridad a la fatiga del resorte
$f_c$	Frecuencia crítica
$W_c$	Velocidad angular crítica
$F_0$	Fuerza de excitación
$F_{ce}$	Fuerza centrífuga
$N_{b/h}$	Numero de bloques por hora
$N_{b/c}$	Numero de bloques por ciclo
$V_{PL9}$	Volumen de bloque PL9
$m_{block}$	Masa de bloque PL9
$m_{ciclo}$	Masa de la mezcla para un ciclo
$N_{ciclo}$	Cantidad de ciclos
$V_{21ciclos}$	Volumen de la mezcla para 21 ciclos
$\emptyset_{tanque}$	Diámetro del tanque de mezclado
$h_{tanque}$	Altura del tanque de mezclado
$R_{tanque}$	Radio del tanque de mezclado
$T_{mez}$	Torque motor de la mezcladora
$W_{eje}$	Velocidad angular del eje de transmisión
$\rho_{concreto}$	Densidad del concreto
$R_{paleta}$	Radio de las paletas de mezclado
$d_{cri}$	Diámetro crítico del eje
$S_e$	Resistencia a la fatiga corregida
$S_y$	Esfuerzo de fluencia del material
$L_{10}$	Vida nominal del rodamiento
$Q_v$	Flujo del material en términos de volumen
$Q_m$	Flujo del material en términos de masa
$P_N$	Potencia instalada
$K_N$	Resistencia a la rotura nominal
$F_U$	Fuerza periférica
$F_H$	Resistencia principal

$F_N$	Resistencia secundaria
$F_u$	Resistencia de fricción
$F_{sto}$	Resistencia a la pendiente del lado de carga
$F_{stu}$	Resistencia a la pendiente del lado de retorno
$T_1$	Primera tensión de la banda
$T_2$	Segunda tensión de la banda
$T_3$	Tercera tensión de la banda
$T_4$	Cuarta tensión de la banda
$l_o$	Distancia entre rodillos portadores
$l_u$	Distancia entre rodillos de retorno
$S$	Factor de seguridad de la banda
$D_{Tr}$	Diámetro del tambor motriz
$W_t$	Velocidad angular del tambor motriz
$D_{pi}$	Diámetro polea intermedia
$V$	Velocidad periférica de la banda
$\phi$	Ángulo de contacto
$n_{fs}$	Factor de seguridad
$F_p$	Fuerza de precarga de los resortes
$T$	Par de torsión de la polea
$W$	Frecuencia crítica de activación del resorte
$D_M$	Diámetro de polea del motor
$L_p$	Longitud de paso de la banda
$H_{Tab}$	Potencia nominal tabulada de la banda
$H_d$	Potencia de diseño de la banda
$N_p$	Número de pasadas
$F_{comp}$	Fuerza de compactación
$Q_c$	Caudal de carrera del vástago
$V_r$	Velocidad del retorno del vástago
$P_{MB}$	Potencia Hidráulica útil
$T_{MB}$	Torque Hidráulico útil

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Diagrama de flujo de la fabricación de bloques de hormigón .....	5
Figura 1.2 Tipos de máquinas usadas en la fabricación de bloques de hormigón. ....	7
Figura 1.3 Máquina semiautomática.....	8
Figura 2.1 Caja Negra. ....	14
Figura 2.2 Caja transparente .....	14
Figura 2.3 Esquema representativo de la alternativa A .....	16
Figura 2.4 Esquema representativo de la alternativa B .....	17
Figura 2.5 Esquema representativo de la alternativa C.....	18
Figura 2.6 Esquema representativo de la alternativa D .....	19
Figura 2.7 Diseño de forma de la solución .....	21
Figura 2.8 Dimensiones características de un bloque tipo PL9.....	23
Figura 3.1 Diagrama de conexión del PLC.....	31
Figura 3.2 Diagrama esquemático de control del PLC .....	32
Figura A.1 Condiciones de carga de la tolva de alimentación de la formadora.....	50
Figura A.2 Deformación total y factor de seguridad de la tolva de alimentación de la formadora .....	51
Figura A.3 Condiciones de carga para el análisis de la tolva de alimentación de la formadora .....	52
Figura A.4 Deformación total y factor de seguridad del soporte de la tolva de alimentación de la formadora .....	52
Figura A.5 Condiciones de carga del carro alimentador de los moldes.....	54
Figura A.6 Deformación total y factor de seguridad del carro de alimentación de la formadora inicial .....	54
Figura A.7 Deformación total y factor de seguridad del carro de alimentación de la formadora reforzado .....	55
Figura A.8 Condiciones de carga del molde macho de la formadora .....	56
Figura A.9 Deformación total y factor de seguridad del molde macho de la formadora .....	56
Figura A.10 Condiciones de carga del molde hembra de la formadora.....	57
Figura A.11 Deformación total y factor de seguridad del molde hembra de la formadora .....	57
Figura A.12 Condiciones de carga del acople de bocín hembra de la formadora .....	58

Figura A.13 Deformación total y factor de seguridad del acople del bocín hembra de la formadora .....	59
Figura A.14 Condiciones de carga del acople de empuje de tablero.....	60
Figura A.15 Deformación total y factor de seguridad del acople de empuje de tablero.	60
Figura A.16 Condiciones de carga de la estructura de la formadora.....	61
Figura A.17 Deformación total y factor de seguridad de la estructura de la formadora .	62
Figura A.18 Sección de corte de la excéntrica .....	71
Figura A.19 Sección de corte de la polea de la mesa vibratoria.....	73
Figura A.20 Diagrama del cuerpo libre y diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y momento torsor del eje.....	83
Figura A.21 Ecuaciones para la determinación del factor de tamaño.....	84
Figura A.22 Valores medios del factor de carga.....	85
Figura A.23 Rango de estimación del límite de resistencia de viga rotativa.....	85
Figura A.24 Factor de corrección para eje redondo con filete en el hombro en flexión .	86
Figura A.25 Factores de corrección para eje redondo con filete en el hombro en torsión.....	86
Figura A.26 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. ....	87
Figura A.27 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	87
Figura A.28 Dimensiones principales del silo de cemento .....	90
Figura A.29 Factor de seguridad crítico en el silo de cemento.....	91
Figura A.30 Dimensiones principales de la tolva de agregados .....	92
Figura A.31 Factor de seguridad crítico en la tolva de agregados.....	92
Figura A.32 Factores de seguridad de la base estructural del silo y las tolvas de almacenamiento de materia prima .....	93
Figura A.33 Dimensiones principales de los ductos de alimentación .....	95
Figura A.34 Factores de seguridad del tanque de mezclado .....	96
Figura A.35 Factores de seguridad de la base estructural del tanque de mezclado .....	97
Figura A.36 Vista superior de paletas de mezclado .....	99
Figura A.37 Representación vectorial de fuerzas actuantes sobre las paletas.....	100
Figura A.38 Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY .....	101
Figura A.39 Diagrama de fuerza cortante en el plano XY .....	102
Figura A.40 Diagrama de momento flector en el plano XY.....	102
Figura A.41 Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ .....	103



Figura A.42 Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ.....	103
Figura A.43 Diagrama de momento flector en el plano XZ.....	103
Figura A.44 Dimensionamiento del eje de transmisión.....	106
Figura A.45 Factores de seguridad producidos en el eje del tanque de mezclado.....	106
Figura A.46 Factores de seguridad de las paletas de mezclado .....	107
Figura A.47 Código de designación para la banda seleccionada .....	123
Figura A.48 Curva y/o tabla para determinar el factor de longitud.....	124
Figura A.49 Rangos de ángulo de envoltura para diferentes condiciones de montaje de la banda.....	130
Figura A.50 Condiciones de carga de la mesa de entrega de tableros .....	138
Figura A.51 Deformación y factores de seguridad de la mesa para tableros .....	138
Figura A.52 Deformación y factores de seguridad de la mesa para tableros reforzada .....	139
Figura A.53 Diagrama electrohidráulico del sistema .....	140
Figura A.54 Designación de cilindros hidráulicos .....	142
Figura A.55 Código de designación de electroválvulas .....	145
Figura A.56 Secuencia hidráulica y caudal requerido.....	149

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Clasificación de los bloques de hormigón según su uso .....	4
Tabla 1.2 Medidas normalizadas de bloques de hormigón. ....	5
Tabla 1.3 Proporciones de material utilizados por varios fabricantes nacionales de bloques de hormigón. ....	6
Tabla 2.1 Lista de atributos de la máquina para fabricar bloques de hormigón.....	12
Tabla 2.2 Carta morfológica para generar alternativas de diseño .....	15
Tabla 2.3 Tabla de funciones y medios para la alternativa A .....	16
Tabla 2.4 Tabla de funciones y medios para la alternativa B .....	17
Tabla 2.5 Tabla de funciones y medios para la alternativa C .....	18
Tabla 2.6 Tabla de funciones y medios para la alternativa D .....	19
Tabla 2.7 Matriz de ponderación de las alternativas de diseño.....	20
Tabla 2.8 Cantidad de material requerida para una jornada laboral.....	24
Tabla 3.1 Selección de válvulas rotativas.....	30
Tabla 3.2 Características de las tolvas y silo de almacenamiento.....	31
Tabla 3.3 Características de la mezcladora.....	33
Tabla 3.4 Características de la banda transportadora.....	34
Tabla 3.5 Características de la formadora.....	34
Tabla 3.6 Características del transportador de rodillos .....	35
Tabla 3.7 Características del montacargas .....	35
Tabla 3.8 Costo de materia prima mensual.....	35
Tabla 3.9 Costo de operación semanal .....	36
Tabla 3.10 Costo de alquiler maquinaria mensual.....	36
Tabla 3.11 Costo de Consumibles para construcción de máquina.....	37
Tabla 3.12 Costo de materiales (mezcladora y su dosificación).....	37
Tabla 3.13 Costo de materiales (formadora y su dosificación).....	38
Tabla 3.14 Costo de mano de obra de construcción de la máquina.....	38
Tabla 3.15 Costos totales por sección.....	39
Tabla A.1 Fuerzas aplicadas en la estructura de la formadora.....	61
Tabla A.2 Masa de los componentes del sistema vibratorio.....	63
Tabla A.3 Aceros de alto carbono y aceros de aleación para resortes.....	63
Tabla A.4 Constantes físicas de algunos materiales .....	64

Tabla A.5 Constantes A y m para estimar la resistencia a la tensión mínima de alambres.....	66
Tabla A.6 Fórmulas para calcular las dimensiones de resortes de compresión.....	68
Tabla A.7 Constantes de las condiciones de extremos $\alpha$ de resortes helicoidales de compresión.....	69
Tabla A.8 Características del resorte.....	70
Tabla A.9 Secciones de bandas en V estándar.....	74
Tabla A.10 Circunferencias interiores de bandas en V estándar.....	75
Tabla A.11 Dimensiones de conversión de longitud.....	75
Tabla A.12 Potencias nominales de bandas en V estándar.....	76
Tabla A.13 Factor de corrección del ángulo de contacto K1.....	77
Tabla A.14 Factor de corrección de longitud de la banda.....	78
Tabla A.15 Factores de servicio sugeridos para transmisiones de bandas en V.....	79
Tabla A.16 Parámetros adicionales para bandas en V.....	80
Tabla A.17 Parámetros de durabilidad para bandas de sección en V.....	81
Tabla A.18 Factor de modificación de la condición superficial.....	84
Tabla A.19 Factores de confiabilidad.....	85
Tabla A.20 Sección del catálogo SKF para selección de rodamientos.....	89
Tabla A.21 Cantidad de material necesaria para 21 ciclos.....	90
Tabla A.22 Sección del catálogo para selección de la válvula rotativa.....	94
Tabla A.23 Valores máximos y mínimos de ángulo de fricción material-pared y fricción interna de cemento y arena seca o grava.....	94
Tabla A.24 Iteración de valores de altura y diámetro de tanque.....	95
Tabla A.25 Resultados del análisis de elementos finitos.....	97
Tabla A.26 Sección del catálogo para selección del reductor de velocidades.....	99
Tabla A.27 Evaluación del momento resultante.....	104
Tabla A.28 Dimensiones de las secciones del eje de la mezcladora.....	106
Tabla A.29 Sección del catálogo para selección de rodamientos.....	108
Tabla A.30 Especificaciones del tipo de junta soldada para el tanque de mezclado...	109
Tabla A.31 Especificaciones del tipo de electrodo para las juntas soldadas en el tanque de mezclado.....	109
Tabla A.32 Parámetros de la banda transportadora.....	110
Tabla A.33 Parámetros del material por transportar.....	110
Tabla A.34 Ángulo de inclinación de los rodillos.....	110

Tabla A.35 Gradiente (inclinación de la banda) para diferentes tipos de bandas.....	111
Tabla A.36 Características importantes de algunos materiales comúnmente movilizados en bandas transportadoras .....	112
Tabla A.37 Calidad de la superficie de la banda para diferentes condiciones de operación.....	113
Tabla A.38 Tipos de recubrimiento para bandas transportadoras .....	113
Tabla A.39 Espesor de la banda según el material por transportar .....	114
Tabla A.40 Velocidades estándar de la banda .....	114
Tabla A.41 Velocidades recomendadas de acuerdo con el tipo de servicio de la banda .....	115
Tabla A.42 Requerimientos del ancho de la banda para diferentes tamaños de partícula del material por transportar .....	115
Tabla A.43 Longitud estándar de rodillos .....	116
Tabla A.44 Diámetro estándar de rodillos .....	116
Tabla A.45 Factor de reducción.....	118
Tabla A.46 Factor de Ancho de la banda .....	119
Tabla A.47 Factor de longitud de la banda .....	120
Tabla A.48 Factor de servicio de la banda .....	120
Tabla A.49 Potencia instalada de la banda .....	121
Tabla A.50 Coeficiente de fricción y factor de fricción de la banda .....	121
Tabla A.51 Factor de pérdida de resistencia a la rotura .....	122
Tabla A.52 Resistencia nominal a la rotura de la banda y diámetro estándar de los tambores.....	122
Tabla A.53 Coeficiente de fricción artificial para bandas a velocidad de 5 m/s .....	125
Tabla A.54 Factor de corrección del coeficiente de fricción artificial .....	125
Tabla A.55 Masa del juego de rodillos de carga y de retorno.....	126
Tabla A.56 Características de la banda según su tipo .....	127
Tabla A.57 Coeficiente de fricción de la superficie de los tambores de acuerdo con las condiciones de operación y el tipo de recubrimiento .....	130
Tabla A.58 Grupos de tambores de acuerdo con su aplicación .....	132
Tabla A.59 Coeficiente del tipo de material de la carcasa.....	133
Tabla A.60 Diámetro estándar del tambor motriz .....	133
Tabla A.61 Diámetros del grupo de tambores .....	133

Tabla A.62 Propiedades de varios materiales comunes para bandas planas y redondas.....	135
Tabla A.63 Factor de corrección de la polea para bandas planas.....	136
Tabla A.64 Demanda de carga del sistema.....	141
Tabla A.65 Dimensiones calculadas del diámetro requerido de los cilindros .....	141
Tabla A.66 Códigos de designación de los cilindros seleccionados.....	142
Tabla A.67 Características generales de los cilindros hidráulicos .....	143
Tabla A.68 Caudales de carrera y retorno de los cilindros del sistema .....	144
Tabla A.69 Catálogo de válvulas de alivio marca Caproni .....	144
Tabla A.70 Características de la válvula .....	145
Tabla A.71 Código de simbología de funcionamiento .....	146
Tabla A.72 Catálogo de electroválvulas con accionamiento eléctrico y retorno por muelle.....	147
Tabla A.73 Características de la electroválvula seleccionada.....	147
Tabla A.74 Catálogo de válvulas de control de flujo.....	148
Tabla A.75 Catálogo de bombas de piñones.....	150
Tabla A.76 Catálogo del motor de piñones.....	151
Tabla B.1 Cálculos mensuales de los sueldos de los trabajadores.....	153
Tabla B.2 Cálculos por hora de los sueldos de los trabajadores .....	153
Tabla B.3 Cálculos mensuales de los costos de los trabajadores .....	153
Tabla B.4 Cálculos por hora de los costos de los trabajadores.....	154
Tabla B.5 Cálculos de los sueldos y costos de los trabajadores .....	154
Tabla B.6 Costos mensuales de servicios adicionales para fabricar bloques.....	154
Tabla B.7 Costos totales mensuales para la operación de fabricar bloques .....	154
Tabla B.8 Costos mensuales para la producción de bloques .....	154
Tabla B.9 Costos mensuales totales .....	155
Tabla B.10 Tiempo y volumen de producción de bloques diarios.....	155
Tabla B.11 Costos fijos mensuales para la fabricación de bloques.....	155
Tabla B.12 Costos variables mensuales para la fabricación de bloques.....	155
Tabla B.13 Resultados finales de la fabricación de bloques .....	155
Tabla B.14 Cálculo para recuperar la inversión de la máquina bloquera .....	155

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Vista en explosión de la mezcladora (lista de materiales)
PLANO 2	Dimensiones generales de la mezcladora
PLANO 3	Tanque de mezclado
PLANO 4	Paletas de Mezclado
PLANO 5	Eje de transmisión vertical
PLANO 6	Compuerta de salida de mezcla
PLANO 7	Base estructural mezcladora
PLANO 8	Conjunto silo de cemento (lista de materiales)
PLANO 9	Silo de cemento
PLANO 10	Canal de transporte de material
PLANO 11	Base estructural del silo de cemento
PLANO 12	Conjunto tolva de agregados (lista de materiales)
PLANO 13	Tolva de agregados
PLANO 14	Base estructural de las tolvas de agregados
PLANO 15	Vista en explosión de la formadora
PLANO 16	Máquina formadora completa
PLANO 17	Conjunto banda transportadora (lista de materiales)
PLANO 18	Estructura máquina formadora
PLANO 19	Tolva de alimentación de la formadora
PLANO 20	Carro alimentador
PLANO 21	Placa base del carro alimentador
PLANO 23	Molde macho
PLANO 24	Eje guía de los moldes
PLANO 25	Bocín molde macho
PLANO 26	Base molde macho
PLANO 27	Bocín molde hembra
PLANO 28	Acople bocín hembra
PLANO 29	Conjunto sistema de vibración
PLANO 30	Tablero de madera
PLANO 31	Sistema de ingreso y salida de tableros
PLANO 32	Bocín eje guía de los moldes
PLANO 33	Estructura banda transportadora

- PLANO 34 Bocín eje guía del carro alimentador de la formadora
- PLANO 35 Eje guía del carro alimentador de la formadora
- PLANO 36 Bocín deslizante del eje guía del carro alimentador
- PLANO 37 Sistema de extracción de bloques
- PLANO 38 Polea de reducción de banda transportadora
- PLANO 39 Polea motor banda transportadora
- PLANO 40 Eje polea intermedia banda transportadora

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

La finalidad de este trabajo es presentar el diseño de una máquina semiautomática para producir bloques de hormigón, debido a la necesidad de las pequeñas y medianas empresas del sector de la construcción de mejorar sus procesos, abastecer y cumplir con la demanda del producto y poder participar de forma competitiva en el mercado.

La presente investigación se enfoca en el diseño de los principales componentes de la máquina y en la selección adecuada de los demás componentes y equipos, de tal manera que se consiga una correcta adecuación de una planta teórica para la producción de bloques de hormigón, sustentada bajo la norma técnica vigente en el Ecuador NTE INEN 3066:2016.

Se sabe que varias empresas en el país cuentan con máquinas que fabrican bloques, las cuales son en su gran mayoría importadas de otros países, a altos costos; por esta razón, el estudio también considera parámetros importantes como costos y factibilidad de construcción ya que, dentro de los propósitos de un buen diseño, se encuentran implícitos dichos parámetros que brindan las bases sobre las cuales fundamentar la realización del proyecto.

### 1.1 Definición del Problema

Un estudio realizado en la ciudad de Guayaquil mostró que existen cerca de 17 fabricantes de bloques clasificados entre pequeños, medianos y grandes según su nivel de producción. Los resultados revelaron también que, del total de dichas empresas, el 23% se dedica a la producción artesanal de bloques (Borbor Macías, Flores Gonzáles, & Padilla Moreira, 2009)

En cuanto a **aspectos económicos**, la planta de fabricación de bloques representa una manera viable de garantizar que las pequeñas empresas participen en la industria de la construcción, consiguiendo promover su crecimiento económico y otorgando un empleo decente para sus trabajadores. Dentro de los aspectos relacionados con **seguridad y bienestar**, la implementación de la máquina para fabricar bloques reducirá la exposición de los trabajadores a grandes esfuerzos durante la



jornada, evitando afecciones médicas y riesgos de seguridad laboral. Para este fin, se requiere que el diseño cuente con todas las normas de seguridad operacional aplicables y que su diseño reduzca significativamente la intervención del trabajador en las partes del proceso que requiere mayor esfuerzo.

Los **temas ambientales** son parte fundamental en cualquier proceso de diseño de modo que es de gran importancia realizar un análisis del ciclo de vida de los componentes y materiales necesarios para la fabricación de la máquina. Por tanto, es responsabilidad del diseñador asegurar de forma sostenible la disposición final de la máquina, al finalizar su vida útil.

## **1.2 Justificación del proyecto**

Debido a la gran competencia en el mercado de la construcción, favorecida mayoritariamente por la automatización de sus procesos, se hace necesaria la implementación de estrategias para que los pequeños y medianos negocios que fabrican bloques de forma artesanal participen activamente en dicho mercado. Con esta finalidad, este proyecto busca diseñar una máquina a un costo razonable, que permita la fabricación de 8 000 bloques diarios, con una eficiencia del 90% para cumplir con la demanda actual.

Con esto se pretende facilitar la producción y disminuir el esfuerzo que deben realizar los trabajadores, reduciendo los problemas de salud y seguridad laboral. En este contexto, un estudio general de la línea de producción conlleva a la necesidad de diseñar o seleccionar los siguientes equipos: un conjunto de tolvas de almacenamiento, una mezcladora, una banda transportadora, una formadora, un sistema de extracción de bloques y otros equipos requeridos.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar una máquina semiautomática para fabricar 8 000 bloques de hormigón diarios para la empresa de servicio de instalación, mantenimiento, y reparación de equipo industrial, ERMARLO SA.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Presentar un diseño detallado de la solución con sus respectivos cálculos.
2. Diseñar una línea semiautomática de producción de bloques de hormigón que se ajuste a los requerimientos de la empresa.
3. Realizar el análisis de costos del proyecto.
4. Diseñar los componentes utilizando herramientas CAD de diseño mecánico (planos de los componentes individuales, planos de ensambles y subensambles, LAY OUT, planos P&ID).

## **1.4 Marco teórico**

### **1.4.1 Construcción de edificaciones y viviendas en el Ecuador**

Según las publicaciones más recientes del Instituto Nacional de Estadística y Censos, (INEC) y su Encuesta Nacional de Edificaciones (ENED), 2019, el número de edificaciones a construirse en el país en 2019 se estimó en 33.314 y de viviendas en 47297, con la provincia del Guayas a la cabeza con 7 101 proyectos de construcción. Estos datos demuestran la alta demanda de materiales de construcción. Además, según la ENED, el 89,6% corresponden a nuevas obras de construcción (Instituto Nacional de Estadísticas y Censos, 2020)

### **1.4.2 Bloque de hormigón**

Según la norma NTE INEN 3066:2016, un bloque de hormigón es una pieza prefabricada en forma de paralelepípedo que puede ser hueca o no, formada a base de cemento hidráulico, áridos finos y gruesos, agua y puede tener aditivos incluidos a la mezcla, si el cliente lo prefiere (Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2016).

### **1.4.3 Clasificación de los bloques de hormigón**

La NTE clasifica los bloques según su densidad o uso. Se usará la clasificación según su uso, que se detalla en la tabla 1.1:

**Tabla 1.1 Clasificación de los bloques de hormigón según su uso**

<b>Clase</b>	<b>Uso</b>
A	Mampostería estructural
B	Mampostería no estructural
C	Aliviamientos en losas

Fuente: (Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2016)

#### **1.4.4 Características generales de los bloques de hormigón**

##### ***Materia prima***

Cemento Hidráulico. - Este debe cumplir con la norma NTE INEN 490, NTE INEN 2 380 o NTE INEN 152

Áridos. – Los cuales representan la piedra partida, arena, granulados volcánicos, grava, escorias, piedra pómez o algún material inerte adecuado tipo inorgánico. Dichos materiales deben cumplir con la norma NTE INEN 872 y, con los requerimientos de mezcla.

Agua. – Debe ser potable y libre de sustancias apreciables que puedan perjudicar a la mezcla como ácidos, álcalis, materias orgánicas y sales.

Aditivos. – Utilizados para darles características adicionales a la mezcla y al producto final, se basan en la norma ASTM C494.

##### ***Dimensiones comunes***

La norma citada también indica las dimensiones que deben tener los bloques de hormigón, las cuales se muestran en la tabla 1.2.

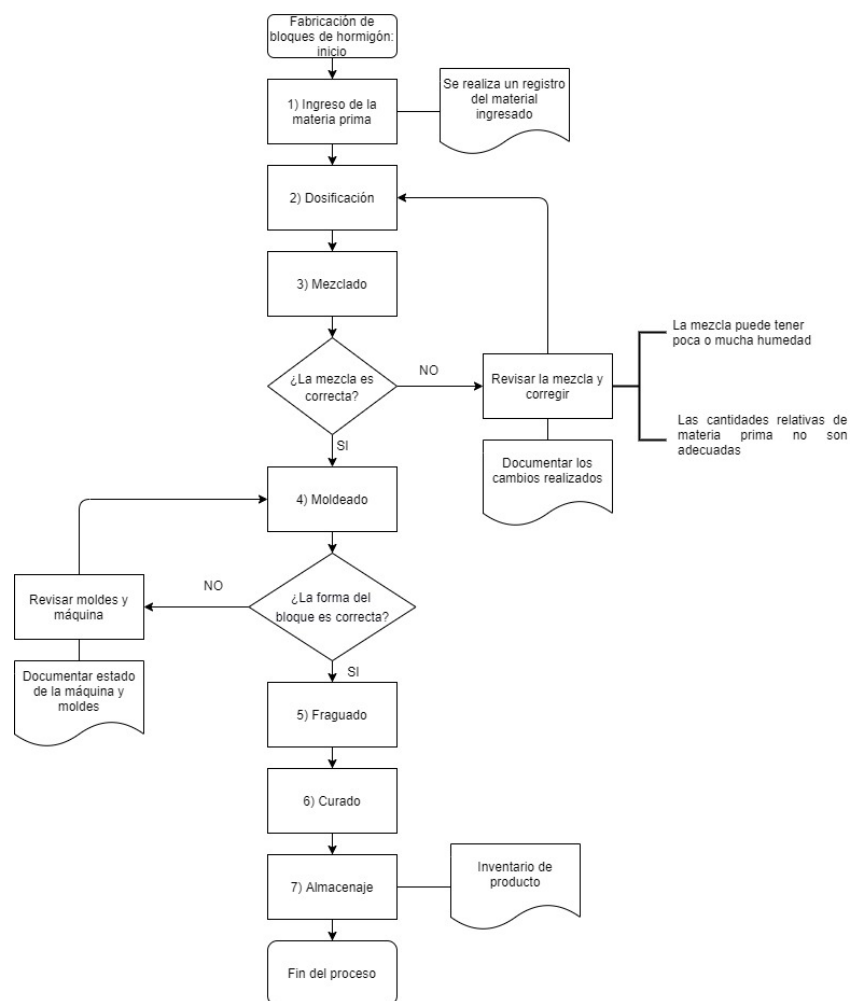
**Tabla 1.2 Medidas normalizadas de bloques de hormigón.**

Dimensiones modulares (nM)			Dimensiones modulares (mm)			Dimensiones nominales (mm)		
Largo	Ancho	Altura	Largo	Ancho	Altura	Largo	Ancho	Altura
4	3	2	400	300	200	390	290	190
		2,5			250			240
3	2	1,5	300	200	150	290	190	140
		1			100			90
2	1	1	200	100	100	190	90	90

Todas las columnas pueden combinarse.  
Fuente: (Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2016)

### 1.4.5 Proceso de fabricación

La figura 1.1 muestra el flujo básico del proceso de fabricación de bloques de hormigón.



**Figura 1.1 Diagrama de flujo de la fabricación de bloques de hormigón**

El proceso comienza con el ingreso de la materia prima en las áreas designadas. El personal responsable debe realizar el control de calidad y registrar en el inventario el material ingresado. Los materiales se hacen pasar por una zaranda para que las partículas tengan el tamaño ideal y no existan cuerpos extraños en el material de la mezcla. Luego, los materiales se almacenan en tolvas temporales, las cuales se encargan de entregar las cantidades adecuadas mediante algún sistema de dosificación.

La tabla 1.3 muestra algunas proporciones de mezcla utilizadas por varias empresas nacionales.

**Tabla 1.3 Proporciones de material utilizados por varios fabricantes nacionales de bloques de hormigón.**

Nombre de la Empresa	Dosificación					
	Material 1		Material 2		Cemento	
	Cantidad	Tipo	Cantidad	Tipo	Marca	[Kg]
Disensa	5	Arena	5	Cascajo	Holcim	45
Mitad del Mundo	4 ½	Polvo azul	4 ½	Cascajo	Selva Alegre	50
Occidental	6	Polvo azul	3	Chasqui	Selva Alegre	50

La cantidad mencionada en la tabla se refiere a 1 carretilla= 120 litros= 0.12m<sup>3</sup>

Fuente: (Guatemal Granada & Pullay Paca, 2017)

La siguiente etapa es el proceso de mezclado. Esta etapa se realiza mediante una mezcladora que puede tener diversas configuraciones y que se detallará en secciones siguientes.

La etapa de mezclado es importante por varias razones:

- El agua ingresa en esta etapa y debe adicionarse sin sobrepasar el 9% del total de la mezcla (Guatemal Granada & Pullay Paca, 2017)
- La homogeneidad de la mezcla debe ser uniforme, de tal manera que la densidad del producto final cumpla con la norma especificada. Además, con esto se mantiene un lote con bloques de iguales características.
- Durante el mezclado pueden añadirse aditivos que mejoren las características del producto, además durante esta etapa pueden corregirse desbalances en la mezcla.

La etapa que sigue corresponde al moldeado, su importancia radica en que durante este proceso se constituye la forma del bloque que es el producto casi terminado. Existen variedad de configuraciones de máquinas para

producir bloques bajo diferentes condiciones; pero de manera general, todas constan de una tolva de alimentación, un molde y un sistema de vibro-prensado. Cuando la tolva de alimentación descarga el material en el molde, el sistema de vibro-prensado genera los bloques.

El molde en donde es vaciada la mezcla de concreto es el que decidirá el tamaño del bloque, dicho molde está hecho de un marco que contienen placas separadoras, para que en un mismo proceso se obtengan más de un bloque a la vez. Estas placas deben ser reemplazadas en un tiempo determinado por el desgaste que presentan como consecuencia del proceso de vibro-compresión que están sometidas.

Las últimas dos etapas son el fraguado y el curado. De forma general, la primera consiste en mantener los bloques en un ambiente con un 100% de humedad relativa y a una temperatura controlada de entre 55-85°C durante dos a cinco horas (Menichetti, 2015). La segunda se realiza inmediatamente después de la primera, manteniendo estable la humedad de los bloques para permitir que las reacciones químicas entre el cemento y el agua continúen sin interrupciones a una temperatura de unos 55 o 75°C. Este proceso se realiza por tres o cinco días, pudiéndose extender a una semana si se desea. Aproximadamente el 90% de las características mecánicas deseadas se alcanzan a los 3 o 4 días de fabricado el bloque (Godoy Caguana & Mora Sánchez, 2009)

#### 1.4.6 Máquinas usadas en el proceso de producción de bloques de hormigón

La figura 1.2 muestra la clasificación de las máquinas para fabricar bloques de hormigón.

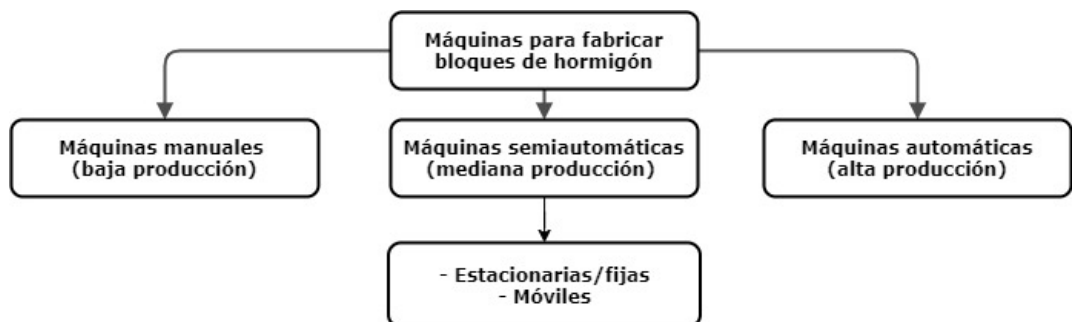


Figura 1.2 Tipos de máquinas usadas en la fabricación de bloques de hormigón.

### **Máquina manual**

Las máquinas manuales más antiguas eran una estructura metálica con un molde y una palanca de prensado. No tenían equipo de vibro-prensado por lo que el llenado de los moldes se realizaba golpeando los costados de este. La producción era muy baja y todo el proceso era realizado por los trabajadores. Las máquinas manuales modernas poseen un moto-vibrador que se encarga de repartir el material por todo el molde. La mezcla y la alimentación de la tolva se realiza de forma manual. El moldeado puede realizarse mediante una palanca manual o algún sistema motorizado o hidráulico. Finalmente, la extracción de los bloques también se realiza de forma manual.

### **Máquina Semiautomática**

En este tipo de máquinas la inversión es asequible para los medianos productores, pueden producir de tres a dieciocho bloques por ciclo, además cuenta con la ventaja de producir bloques de diferentes tipos, como de pavimentación, encintado, huecos, entre otros. Se clasifican en máquinas estacionarias y móviles. Ambas tienen funcionalidades similares, con la diferencia de que la primera necesita de un sistema de extracción de bloques que puede ser manual o mediante maquinaria y la segunda necesita de un área en planta mucho mayor, ya que la máquina se desplaza mientras deposita los bloques en el suelo.



**Figura 1.3 Máquina semiautomática.**  
Fuente: (Chuquillanqui Sevillano , 2019)

### **Máquina automática**

Estas máquinas son de alto rendimiento. Se requiere una gran inversión inicial para financiar una planta de este tipo y contar con un gran número de clientes estables. Las máquinas automáticas son un conjunto de equipos y sistemas de control que hacen que la intervención de los trabajadores sea mínima.

#### **1.4.7 Sistemas componentes de una máquina para producir bloques**

##### ***Sistema de alimentación de la mezcladora***

La manera automatizada de dosificar la mezcla es por válvulas rotativas, las cuales están conectadas con un variador de frecuencia, que sirve como protección del motor además de variar sus rpm, y la PLC que se encarga de mandar las señales según este programada. Con esto se logra una mezcla más precisa, en relación con la cantidad de cada materia prima que se necesita en el producto. También se utiliza un sistema de celdas de cargas para dosificar, estas trabajan por tensión o compresión, con el fin de realizar la función de una balanza, en donde se establece un peso específico con el cual emita una señal. (De la Cruz Mercado & Quispe Ccahuin , 2014)

##### ***Mezcladora***

Si se desea obtener un producto de óptima calidad, la mezcladora es la máquina principal en este proceso. De esta depende que la mezcla sea homogénea y cuente con las características adecuadas para el moldeado en la formadora. (De la Cruz Mercado & Quispe Ccahuin , 2014)

Algunos tipos de mezcladoras se listan a continuación:

- ✓ Mezclador de maza trituradora.
- ✓ Mezclador de paletas.
- ✓ Mezclador de turbina.
- ✓ Mezclador por impacto.



### ***Banda transportadora***

Las Bandas transportadoras se utilizan para movilizar cargas, ya sean por unidad o cantidad. Su uso se extiende para casi todas las necesidades de transporte de las industrias, ya que brinda mucha facilidad tanto en longitudes largas como cortas. Su costo es económico y trabaja de forma amigable con el ambiente, debido al poco ruido que emiten, son seguras para el trabajo y atienden una alta demanda, que aumenta con el pasar de los años y que han llevado a las bandas transportadoras a tener mayores longitudes, con un transporte más largo y rápido, acelerando así la producción de las empresas.

### ***Sistema de alimentación de la formadora***

Este sistema funciona con una parte hidráulica, la cual está encargada de ejercer una fuerza sobre un carrito en donde está depositada la mezcla, que posterior se irá a los moldes de la mezcladora, esta mezcla viene de una tolva de almacenamiento la cual está proporcionando material constantemente al carrito. Este sistema es utilizado para poder llevar un control automatizado de todo el sistema, ya que así se consigue evitar errores humanos involuntarios.

### ***Formadora***

Esta máquina cuenta con sistema hidráulico y eléctrico, posee un cilindro de aceite que permite la liberación del molde, esta caja del molde hace posible que en la mesa vibratoria se genere la vibración sincrónica para que el hormigón se funda y se distribuya en cuestión de dos o tres segundos. Cada acción del proceso se bloquea entre sí para garantizar el buen funcionamiento de la máquina. Además, algunas cuentan con un sistema de carga forzada que fabrica bloques y ladrillos con residuos industriales tales como cemento, cenizas de carbón, escoria, arena, entre otros.

### ***Sistema de extracción de bloques***

El sistema de extracción de bloques se ha realizado comúnmente de forma manual, de manera que el molde donde están asentados los bloques de

concreto es desplazado por un carrito montacarga hacia el lugar donde será curado. En la actualidad, se tiene un diseño de rodillos los cuales sirven para poder llevar los pallets con los bloques de concreto desde la maquina formadora hacia un lugar donde puede ser transportado hacia el curado sin ningún tipo de dificultad, ayudando así que no existe una para en la formadora. Este tipo de sistema permite que exista un menor tiempo de producción en la fabricación de bloque de concreto.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

### 2.1 Diseño conceptual: Metodología para la selección del diseño

Durante el diseño conceptual se realizó el estudio detallado de los requerimientos de diseño, criterios de selección y las alternativas de solución.

#### 2.1.1 Requerimientos de diseño

La tabla 2.1 muestra una lista inicial de los atributos de la máquina transportable para fabricar bloques de hormigón.

**Tabla 2.1 Lista de atributos de la máquina para fabricar bloques de hormigón**

Características	O	R	F	M
La máquina debe incrementar la productividad a 8000 bloques diarios.	✓		✓	
Debe poder ser operada por cuatro trabajadores.		✓		
La máquina no debe ser costosa.	✓			
El mantenimiento de la máquina debe ser sencillo.	✓			
La máquina debe ser rígida.	✓			
Debe dosificar el material a la mezcladora.			✓	
Debe distribuir el material en cantidades adecuadas.			✓	
Debe transportar por si sola el material a la mezcladora.			✓	
Debe mezclar la materia prima			✓	
Debe dosificar el material a la tolva de alimentación de la formadora			✓	
Debe colocar el material en el molde			✓	
Debe distribuir uniformemente el material en el molde			✓	
Debe prensar el material y formar los bloques			✓	
Debe extraer el molde para poder liberar los bloques			✓	
Debe extraer los bloques producidos			✓	
La máquina debe tener moldes desmontables		✓	✓	
La operación de la máquina debe ser simple.	✓			
La máquina debe ser transportable.	✓			
La operación de la máquina debe ser segura para el personal.	✓			
Puede transportarse en el interior de un contenedor				✓
Puede transportarse mediante un remolque.				✓
El sistema de prensado puede ser mecánico, hidráulico o neumático.				✓
El sistema de desmoldeo puede ser mecánico, hidráulico o neumático.				✓
La alimentación de la tolva puede ser por cangilón, por bandas o la mezcladora puede descargar el material directamente sobre ella.				✓
La máquina no debe ser demasiado grande	✓			
El tamaño que la máquina debe ocupar no debe exceder los 12 x 2 x 2.5 metros		✓		
La máquina no debe ser demasiado pesada	✓			
El peso de la máquina no debe exceder las 2.5 toneladas		✓		

(O=Objetivos, R=Restricciones, F=Funciones, M=Medios)

Con la información de la tabla 2.1 se construyó la tabla 2.2 (Tabla de Comparación por Pares o PCC por sus siglas en inglés), y que se emplea para determinar la importancia relativa entre los criterios de selección (Dym, Little, & Orwin, 2014)

**Tabla 2.2 PCC de las restricciones de diseño de la máquina para producir bloques de hormigón.**

Criterios de selección	Productividad	Durabilidad	Ergonomía	Transportabilidad	Seguridad	Costo	Peso	Dimensiones	Puntuación	Peso relativo [%]
Productividad	••••	2	2	2	1	1	2	2	12	14.3
Durabilidad	1	••••	2	2	1	1	2	2	11	13.1
Ergonomía	1	1	••••	2	1	1	2	2	10	11.9
Transportabilidad	1	1	1	••••	1	1	1	1	7	8.3
Seguridad	2	2	2	2	••••	2	2	2	14	16.7
Costo	2	2	2	2	1	••••	2	2	13	15.5
Peso	1	1	1	2	1	1	••••	1	8	9.5
Dimensiones	1	1	1	2	1	1	2	••••	9	10.7

Se usa 2 cuando la entrada de la fila es más importante que su entrada de columna correspondiente; se usa 1.5 si ambas entradas tienen igual importancia y 1 si la entrada de la fila es menos importante que su entrada en la columna.

## 2.1.2 Establecimiento de las funciones

El siguiente paso en el proceso de diseño fue establecer las funciones de lo que se desea diseñar. Para esto se hace uso del análisis funcional mediante las herramientas de Caja Negra y Caja Transparente.

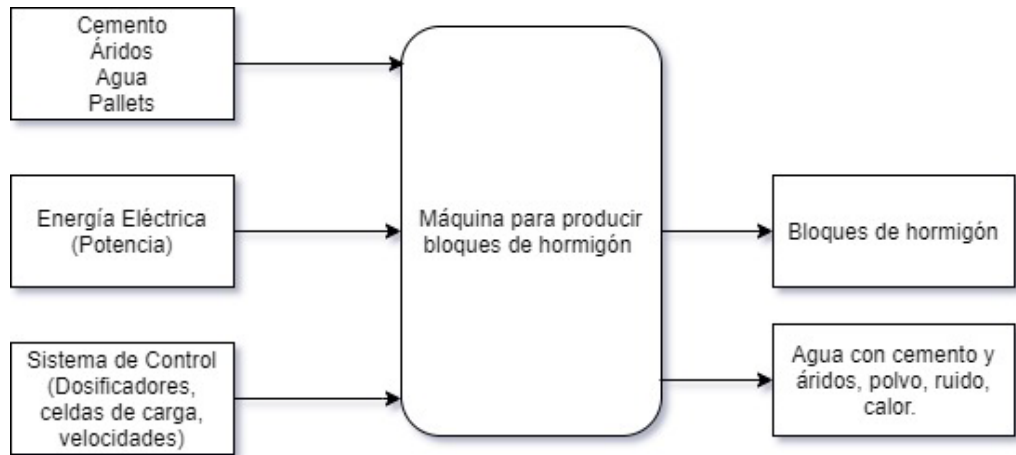


Figura 2.1 Caja Negra

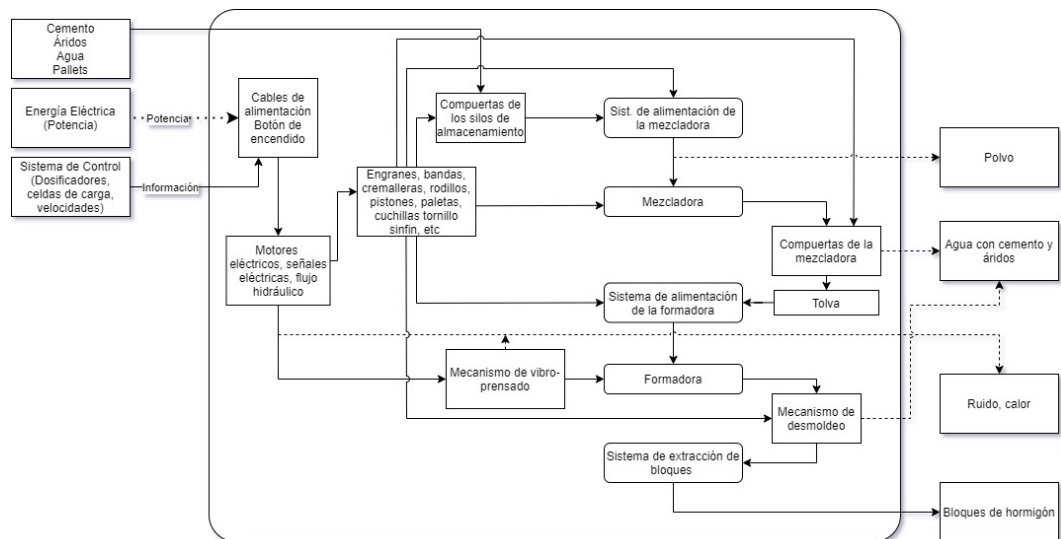


Figura 2.2 Caja transparente

Las figuras 2.1 y 2.2 representan el flujo de operación de la máquina en condiciones normales. Se considera que la entrada al sistema se da cuando las tolvas de almacenamiento descargan el material. No se incluyen condiciones anómalas como salidas de componentes defectuosos tal como rodamientos, moldes desgastados, tornillos, etc. No se incluyen entradas ni salidas de material durante los procesos de mantenimiento y reparación.

### 2.1.3 Selección de alternativas de diseño

Una de las metodologías para generar alternativas de diseño es la Carta Morfológica. Con esto se consigue expandir las posibilidades, generando espacios de diseño y dentro de estos, una población de diseños que realicen las funciones que hemos especificado (Dym, Little, & Orwin, 2014).

La tabla 2.3 muestra la carta morfológica de la máquina para fabricar bloques de hormigón.

**Tabla 2.2 Carta morfológica para generar alternativas de diseño**

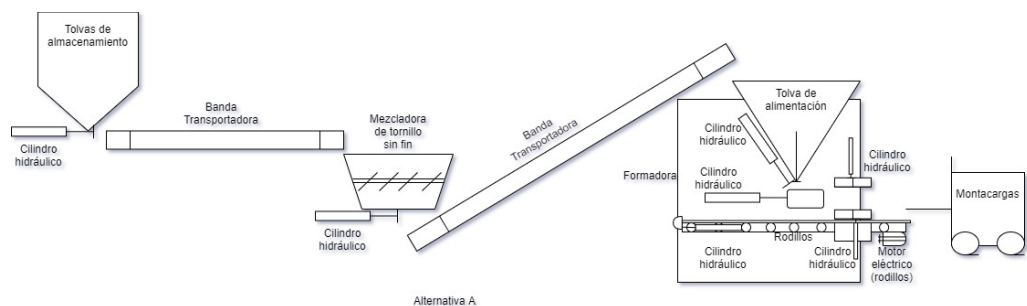
Mecanismo y componentes	Medios		
	Acero	Aluminio	Madera
Material estructural	Acero	Aluminio	Madera
Mecanismo de transporte	Transporte en contenedor	Transporte vía remolque	••••
Descarga de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Compuerta hidráulica	Apertura Manual	Válvula rotativa
Dosificación de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Celda de carga	Control manual	Rotación de la válvula rotativa
Transporte de materia prima a la mezcladora	Transportador de bandas	Transportador de cangilones	Canoa simple
Mezcla de materia prima	Mezclador de tornillo sinfín	Mezclador de paletas de eje vertical	Mezclador de paletas de eje horizontal
Descarga de la mezcla desde la mezcladora	Compuerta hidráulica	Compuerta manual	••••
Transporte de la mezcla hacia la tolva de alimentación de la formadora	Transportador de bandas	Transportador de cangilones	Tornillo sinfín
Descarga de la mezcla desde la tolva	Compuerta hidráulica	Compuerta manual	Compuerta adherida a la bandeja de alimentación
Entrega de tableros de madera hacia la base del molde hembra	Cilindro hidráulico con enganche tipo gatillo acoplado	Colocación manual de tableros	••••
Colocación de la mezcla en el molde	Cilindro hidráulico	Mecanismo biela manivela	Sistema de cremalleras
Distribución de la mezcla en el molde	Moto- vibrador	Motor acoplado a eje con carga excéntrica	Motor acoplado a eje con carga excéntrica y sistema biela manivela
Accionamiento del cilindro de compactación	Cilindro hidráulico	Palanca Manual	••••
Accionamiento del sistema de desmoldeo	Cilindro hidráulico	Palanca Manual	Mecanismo biela manivela
Salida de los bloques	Transporte de rodillos con motor	Transporte de cadenas	Transporte de rodillos con pendiente en la salida
Extracción de los bloques	Montacargas	Montacarga manual	Manual

## Generación de alternativas de diseño

### Alternativa A

**Tabla 2.3 Tabla de funciones y medios para la alternativa A**

Mecanismo y componentes	Selección
Material estructural	Acero
Mecanismo de transporte	Transporte en contenedor
Descarga de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Compuerta hidráulica
Dosificación de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Celda de carga
Transporte de materia prima a la mezcladora	Transportador de bandas
Mezcla de materia prima	Mezclador de tornillo sin fin
Descarga de la mezcla desde la mezcladora	Compuerta hidráulica
Transporte de la mezcla hacia la tolva de alimentación de la formadora	Transportador de bandas
Descarga de la mezcla desde la tolva	Compuerta hidráulica
Entrega de tableros de madera hacia la base del molde hembra	Cilindro hidráulico con enganche tipo gatillo acoplado
Colocación de la mezcla en el molde	Cilindro hidráulico
Distribución de la mezcla en el molde	Moto- vibrador
Accionamiento del cilindro de compactación	Cilindro hidráulico
Accionamiento del sistema de desmoldeo	Cilindro hidráulico
Salida de los bloques	Transporte de rodillos con motor
Extracción de los bloques	Montacargas

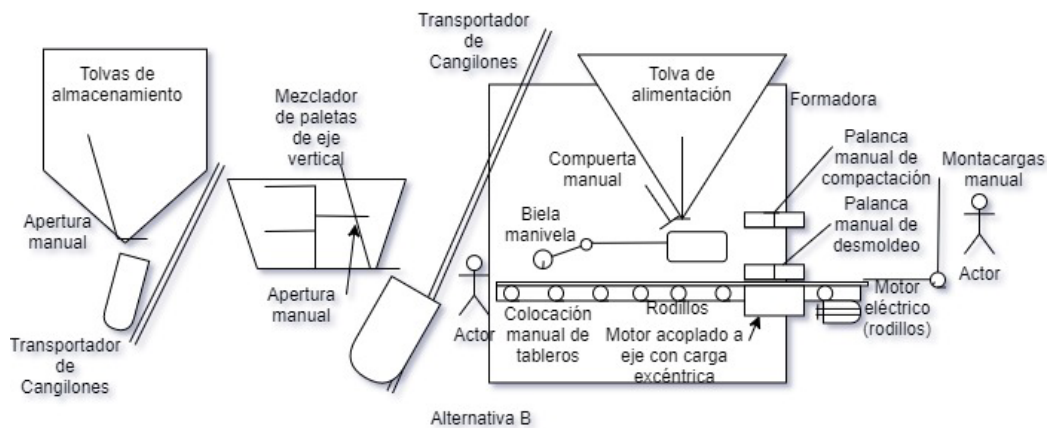


**Figura 2.3 Esquema representativo de la alternativa A**

## Alternativa B

**Tabla 2.4 Tabla de funciones y medios para la alternativa B**

Mecanismo y componentes	Selección
Material estructural	Aluminio
Mecanismo de transporte	Transporte vía remolque
Descarga de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Apertura Manual
Dosificación de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Control manual
Transporte de materia prima a la mezcladora	Transportador de cangilones
Mezcla de materia prima	Mezclador de paletas de eje vertical
Descarga de la mezcla desde la mezcladora	Compuerta manual
Transporte de la mezcla hacia la tolva de alimentación de la formadora	Transportador de cangilones
Descarga de la mezcla desde la tolva	Compuerta manual
Entrega de tableros de madera hacia la base del molde hembra	Colocación manual de tableros
Colocación de la mezcla en el molde	Mecanismo biela manivela
Distribución de la mezcla en el molde	Motor acoplado a eje con carga excéntrica
Accionamiento del cilindro de compactación	Palanca Manual
Accionamiento del sistema de desmoldeo	Palanca Manual
Salida de los bloques	Transporte de cadenas
Extracción de los bloques	Montacarga manual



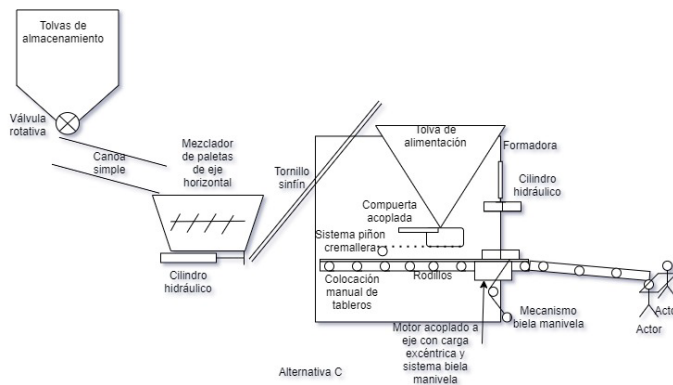
**Figura 2.4 Esquema representativo de la alternativa B**



## Alternativa C

**Tabla 2.5 Tabla de funciones y medios para la alternativa C**

Mecanismo y componentes	Selección
Material estructural	Madera
Mecanismo de transporte	Transporte en contenedor
Descarga de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Válvula rotativa
Dosificación de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Rotación de la válvula rotativa
Transporte de materia prima a la mezcladora	Ducto rectangular
Mezcla de materia prima	Mezclador de paletas de eje horizontal
Descarga de la mezcla desde la mezcladora	Compuerta hidráulica
Transporte de la mezcla hacia la tolva de alimentación de la formadora	Tornillo sinfín
Descarga de la mezcla desde la tolva	Compuerta adherida a la bandeja de alimentación
Entrega de tableros de madera hacia la base del molde hembra	Colocación manual de tableros
Colocación de la mezcla en el molde	Sistema de cremalleras
Distribución de la mezcla en el molde	Motor acoplado a eje con carga excéntrica y sistema biela manivela
Accionamiento del cilindro de compactación	Cilindro hidráulico
Accionamiento del sistema de desmoldeo	Mecanismo biela manivela
Salida de los bloques	Transporte de rodillos con pendiente en la salida
Extracción de los bloques	Manual

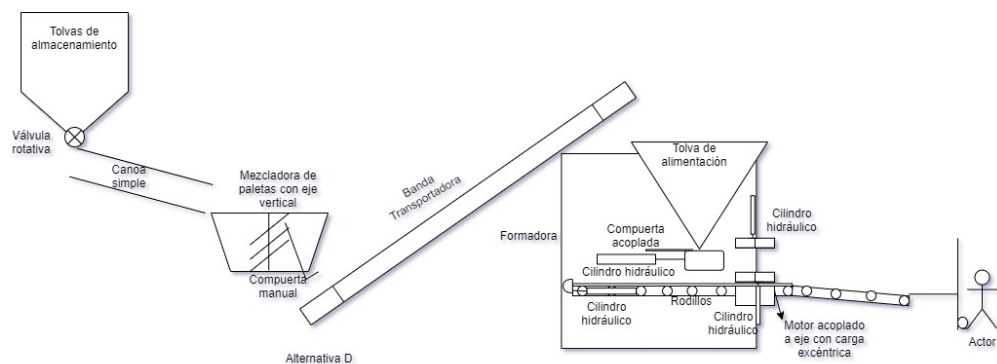


**Figura 2.5 Esquema representativo de la alternativa C**

## Alternativa D

**Tabla 2.6 Tabla de funciones y medios para la alternativa D**

Mecanismo y componentes	Selección
Material estructural	Acero
Mecanismo de transporte	Transporte vía remolque
Descarga de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Válvula rotativa
Dosificación de la materia prima desde las tolvas de almacenamiento	Rotación de la válvula rotativa
Transporte de materia prima a la mezcladora	Ducto rectangular
Mezcla de materia prima	Mezclador de paletas de eje vertical
Descarga de la mezcla desde la mezcladora	Compuerta manual
Transporte de la mezcla hacia la tolva de alimentación de la formadora	Transportador de bandas
Descarga de la mezcla desde la tolva	Compuerta adherida a la bandeja de alimentación
Entrega de tableros de madera hacia la base del molde hembra	Cilindro hidráulico con enganche tipo gatillo acoplado
Colocación de la mezcla en el molde	Cilindro hidráulico
Distribución de la mezcla en el molde	Motor acoplado a eje con carga excéntrica
Accionamiento del cilindro de compactación	Cilindro hidráulico
Accionamiento del sistema de desmoldeo	Cilindro hidráulico
Salida de los bloques	Transporte de rodillos con pendiente en la salida
Extracción de los bloques	Montacarga manual



**Figura 2.6 Esquema representativo de la alternativa D**

### **Escala de calificación**

De la tabla 2.2 se extraen los pesos relativos de cada criterio de selección para proceder a ponderar las diferentes alternativas de diseño. Se estableció una escala del 1 al 5, donde 1 es la puntuación más baja y 5 es la puntuación más alta, conseguida por cada alternativa respecto al nivel de cumplimiento de los criterios de selección.

### **Ejecución de la matriz de ponderación y selección final del diseño**

**Tabla 2.7 Matriz de ponderación de las alternativas de diseño.**

Alternativa	Criterios de selección							Puntuación	
	Productividad (14.3 %)	Durabilidad (13.1 %)	Ergonomía (11.9 %)	Transportabilidad (8.3 %)	Seguridad (16.7 %)	Costo (15.5 %)	Peso (9.5 %)		Dimensiones (10.7 %)
<b>A</b>	5	4	5	4	5	2	3	3	3.9
<b>B</b>	3	3	2	3	3	5	4	3	3.3
<b>C</b>	3	3	3	4	3	4	4	3	3.3
<b>D</b>	4	4	4	4	5	4	4	3	4.1

El siguiente cálculo ejemplifica la obtención de los resultados de la tabla 2.8.

$$\text{Puntuación de la alternativa A} = 5 * 0.143 + 4 * 0.131 + 5 * 0.119 + 4 * 0.083 + 5 * 0.167 + 2 * 0.155 + 3 * 0.095 + 3 * 0.107$$

$$\text{Puntuación de la alternativa A} = 3.9$$

Los resultados de la tabla 2.8 indicaron que la alternativa D alcanzó el mejor puntaje, de modo que el diseño se basó en esta alternativa. En la figura 2.7 se muestra el diseño de forma de la máquina.



Figura 2.7 Diseño de forma de la solución

## 2.2 Diseño Detallado: Análisis técnico de componentes y partes

La etapa de diseño detallado comprende los cálculos y simulaciones realizadas para dimensionar y seleccionar los componentes de los diferentes sistemas de la máquina. Las subsecciones siguientes presentan las teorías involucradas en dichos cálculos, los mismos que se desarrollan en el apartado de apéndice.

### 2.2.1 Cálculo de requerimientos de productividad de la máquina

Se necesitó calcular la productividad teórica de la máquina en base a los requerimientos del cliente para luego proceder a dimensionar todos los equipos.

Para lograr una productividad de 8 000 bloques al día en una jornada de 8 horas, se necesita que la máquina cumpla con un ciclo específico.

La cantidad de bloques que se obtienen por hora es:

$$N_{b/h} = \frac{N_b}{t_h} \quad (2.1)$$

El número de bloques por ciclo es entonces:

$$N_{b/c} = N_{b/h} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} * \frac{20 \text{ s}}{\text{ciclo}} \quad (2.2)$$

Estos resultados permitieron dimensionar los moldes de la formadora.

Para que la máquina complete su capacidad de producción de 8 000 bloques en 8 horas se necesita que el molde genere 6 bloques por ciclo.

## 2.2.2 Cálculo de las cantidades de material requeridas para una jornada de trabajo 8 horas

Haciendo referencia a la norma ASTM, una proporción recomendada para la fabricación de bloques de hormigón es 1:5:2, donde 1 corresponde al equivalente en volumen del cemento hidráulico, 5 es la proporción de volumen en arena y 2 corresponde a la proporción en volumen en piedra fina y gruesa, grava o cualquier otro agregado permitido.

Para calcular la cantidad de material necesario para producir los 8 000 bloques al día consideraremos como información inicial 1 tonelada de cemento que se puede conseguir en el mercado ecuatoriano o un mejor precio que en sacos de 50 kg.

La relación entre la masa y el volumen de un material es la siguiente:

$$m = \rho \cdot V \quad (2.3)$$

El volumen de cemento es entonces:

$$V_{\text{cemento}} = \frac{m_{\text{cemento}}}{\rho_{\text{cemento}}} \quad (2.4)$$

Utilizando la proporción de material indicado anteriormente, se calculó el volumen de los materiales restantes como sigue:

$$V_{\text{arena}} = 5 * V_{\text{cemento}} \quad (2.5)$$

$$V_{\text{grava}} = 2 * V_{\text{cemento}} \quad (2.6)$$

Se sabe también que la cantidad de agua que debe agregarse es aproximadamente el 9% del volumen de la mezcla que se tiene; de modo que:

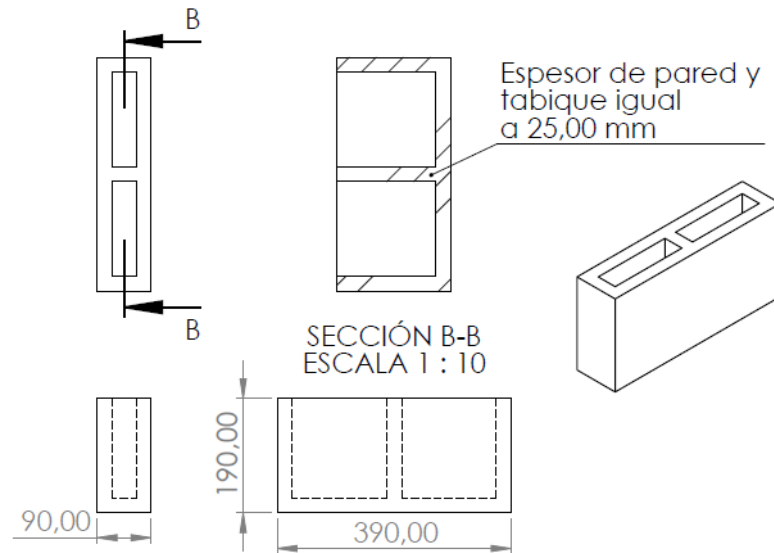
$$V_{\text{sólidos}} = V_{\text{cemento}} + V_{\text{arena}} + V_{\text{grava}} \quad (2.7)$$

$$V_{\text{agua}} = 0.09 * V_{\text{sólidos}} \quad (2.8)$$

Dado que el volumen es una propiedad aditiva (Castaños, 2016), se pudo calcular el volumen total de la mezcla que se puede producir con una tonelada de cemento.

$$V_T = V_{\text{sólidos}} + V_{\text{agua}} \quad (2.9)$$

Para continuar, se calculó el volumen del bloque unitario PL9 que es uno de los bloques de mayor demanda en el país. Sus dimensiones se muestran en la figura 2.8:



**Figura 2.8 Dimensiones características de un bloque tipo PL9**

El volumen del bloque PL9 se calculó utilizando la información de la figura. Se calculó luego la cantidad de bloques PL9 que se pueden fabricar con una tonelada de cemento.

$$N_{b/1 \text{ ton cemento}} = \frac{V_T}{V_{PL9}} \quad (2.10)$$

Este resultado nos permitió calcular la cantidad de cemento para fabricar los 8000 bloques como sigue:

$$m_{\text{cemento}} = \frac{N_b}{N_{b/1 \text{ ton cemento}}} \quad (2.11)$$

El resultado que se obtuvo mostró que se necesitan 5 ton de cemento para una jornada laboral de 8 horas.

Dado que se conoce la proporción de la mezcla y las densidades de los materiales individuales, es posible calcular la cantidad de masa requerida de cada material para completar la jornada. Adicionando un 2% por pérdidas durante el mezclado, el transporte y la compactación, la tabla 2.9 resume dichos resultados.

**Tabla 2.8 Cantidad de material requerida para una jornada laboral**

Materia prima para una jornada de 8 horas	Cantidad [kg]
Cemento	5 100
Arena	34 272
Grava o piedra partida pequeña	13 005
Agua	3 111

### 2.2.3 Diseño de los componentes de la formadora

#### ***Diseño de las tolvas de alimentación de la formadora***

En los anexos se detallan los cálculos para obtener la masa de mezcla de hormigón necesaria para que la máquina opere durante 7 min (21 ciclos) ya que este es el tiempo que tardan las tolvas de almacenamiento en entregar el material y la mezcladora en preparar la mezcla.

Para el diseño de la tolva de alimentación (también para las tolvas de almacenamiento) se consideró el modelo hidrostático, que menciona que cuando un fluido se mantiene en reposo, la distribución hidrostática de presiones (vector gradiente de presiones) varía solo con la profundidad y es independiente de la forma del recipiente (White, 2008). La manera en la que varía la presión es la siguiente;

$$p_2 - p_1 = - \int_1^2 \gamma dz \quad (2.12)$$

Los cálculos de la cantidad de mezcla para 21 ciclos y el análisis de la tolva de alimentación se encuentra en el apéndice A.

#### ***Diseño del carro alimentador de los moldes***

##### ***- Fuerza requerida para desplazar el carro alimentador de los moldes***

Existen tres fuerzas que necesita vencer el mecanismo para desplazar el carro alimentador hasta los moldes.

La primera fuerza es la fuerza de rozamiento que existe entre la mezcla y el acero de la base del carro.

$$F_{c1} = \mu_1 \cdot N_1 \quad (2.13)$$

La siguiente fuerza es la fuerza de fricción en la zona donde se corta el material de la tolva con el material del carro alimentador.

$$F_{c2} = \mu_2 \cdot N_2 \quad (2.14)$$

La tercera fuerza es la fuerza de fricción existente entre la mezcla de la tolva y la tapa de acero incluida en el carro de alimentación

$$F_{c3} = \mu_3 \cdot N_3 \quad (2.15)$$

La fuerza que debe ejercer el cilindro para desplazar el carro alimentador es entonces:

$$F_c = F_{c1} + F_{c2} + F_{c3} \quad (2.16)$$

- *Fuerza actuante sobre la compuerta acoplada al carro alimentador*

El carro alimentador posee una extensión que funciona como compuerta de la tolva de alimentación.

La fuerza que actúa sobre la compuerta es la siguiente:

$$W_{21ciclo} = m_{21ciclo} \cdot g \quad (2.17)$$

Esta fuerza actúa sobre la compuerta aproximadamente en su centro.

El modelo y su solución se adjuntan en el apéndice A.

***Diseño de la mesa vibratoria***

- *Diseño de los resortes de vibración*

Los resortes generalmente se encuentran bajo la influencia de esfuerzos cortantes por torsión. En fatiga, las componentes media y alternante son:

$$\tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3} \quad (2.18)$$

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (2.19)$$

La resistencia mínima a la tensión del resorte es:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (2.20)$$

Asumiendo que el resorte se encuentra sin martillar, los componentes de la resistencia a la fatiga de vida infinita son:

$$S_{sa} = 35kpsi \ (241MP_a) \quad (2.21)$$

$$S_{sm} = 55Kpsi \ (379MP_a) \quad (2.22)$$

Luego se obtiene la resistencia a la fatiga torsional mediante la siguiente ecuación:

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2} \quad (2.23)$$



Modificamos  $S_{sa}$  mediante la siguiente ecuación:

$$S_{sa} = \frac{r^2 S_{su}^2}{2S_{se}} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2S_{se}}{rS_{su}} \right)^2} \right] \quad (2.24)$$

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m} \quad (2.25)$$

Finalmente, el factor de seguridad a la fatiga del resorte es:

$$n_f = \frac{S_{sa}}{\tau_a} \quad (2.26)$$

- *Frecuencia crítica de operación del resorte*

Primero se calculó el peso de la región activa del resorte mediante la siguiente expresión:

$$W = \frac{\pi^2 d^2 DN_a \gamma}{4} \quad (2.27)$$

La frecuencia crítica se expresa como:

$$f_c = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{gk}{W}} \quad (2.28)$$

Expresado en revoluciones por minuto

$$\omega_c = 2\pi f_c \quad (2.29)$$

La frecuencia de vibración recomendada para la mesa vibratoria es de 3 000 rpm. Se sabe que “la frecuencia critica fundamental debe ser de 15 a 20 veces la frecuencia de la fuerza o movimiento del resorte, con objeto de evitar la resonancia con las armónicas” referencia (Shigley & Mischke, 2005); es decir, se debe verificar que:

$$15 < \frac{\omega_c}{3\,000} < 20 \quad (2.30)$$

- *Estabilidad del resorte*

La estabilidad se refiere al control al pandeo del resorte. Los resortes de acero deben cumplir con la siguiente condición:

$$L_0 < 2.63 \frac{D}{\alpha} \quad (2.31)$$

- *Diseño de la excéntrica de la mesa vibratoria*

Este sistema es el responsable de la vibración de la mesa y de los moldes. Su importancia radica en que, gracias a este movimiento, la mezcla se distribuye uniformemente y sin porosidades dentro del molde, produciendo bloques de buena calidad.

Según (Godoy Caguana & Mora Sánchez, 2009) se puede modelar este sistema como un caso de vibración con amortiguación forzada.

La ecuación diferencial que modela este movimiento se expresa como sigue:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.32)$$

Cuya solución particular es:

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (2.33)$$

En donde la amplitud y el ángulo de fase son:

$$X = \frac{F_0}{[(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2]^{1/2}} \quad (2.34)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (2.35)$$

La fuerza de excitación  $F_0$  también corresponde a la fuerza centrífuga ocasionada por la excéntrica a 3000 rpm. La fuerza centrífuga se expresa de la siguiente forma:

$$F_c = m_e \cdot a_n \quad (2.36)$$

Además,

$$m_e = \rho_e \cdot V_e \quad (2.37)$$

$$V_e = \frac{\pi D_e^2 t}{4} \quad (2.38)$$

$$a_n = e \cdot \omega^2 \quad (2.39)$$

Reemplazando (2.37), (2.38) y (2.39) en (2.36) y resolviendo para el espesor de la excéntrica se tiene:

$$t = \frac{F_c}{\rho_e \frac{\pi D_e^2}{4} \cdot e \cdot \omega^2} \quad (2.40)$$

- *Cálculo de la potencia necesaria para el sistema de vibración*

La potencia puede expresarse como:

$$P = \frac{I\omega^2}{2t_a} \quad (2.41)$$

La inercia  $I$  es la inercia de todos los elementos rotativos del sistema por lo que se necesitó calcular las inercias individuales, para luego calcular la potencia necesaria del sistema de vibración. Los cálculos se detallan en el apéndice A.

- *Cálculo y selección de las bandas de transmisión de potencia para el sistema de vibración*

La velocidad del motor es de 1 750 rpm y la velocidad que se desea alcanzar para el eje de vibración es de 3 000 rpm por lo que se necesita un aumento de velocidades. El diámetro de la polea del motor se calcula como sigue:

$$D_M = \frac{\omega_p d_p}{\omega_M} \quad (2.42)$$

Conocida la potencia del motor y la relación de diámetros de las poleas, se procedió a realizar el dimensionamiento y selección de las bandas de transmisión. Debido a la extensión de los cálculos, estos se detallan en el apéndice A.

- *Diseño del eje de la mesa vibratoria*

El peso de cada excéntrica es:

$$W_e = 9.8 \cdot \rho_e \cdot \frac{\pi D_e^2 t}{4} \quad (2.43)$$

La carga sobre el eje en la zona de la polea es:

$$F_p = F_1 + F_2 + W_p \quad (2.44)$$

Dada la simetría del sistema como parte del diseño, se puede asegurar lo siguiente en cuanto a las reacciones:

$$R_A = R_B = \frac{2W_e + F_p}{2} \quad (2.45)$$

El par de torsión se calcula como sigue:

$$T = r_p (F_1 - F_2) \quad (2.46)$$

La componente alternante del esfuerzo en un punto arbitrario del eje es:

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad (2.47)$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad (2.48)$$

La componente media es:

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad (2.49)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \quad (2.50)$$

Dado que el límite de resistencia a la fatiga de un material se ve afectado por diversos factores, la ecuación de Marín modifica este valor de la siguiente manera:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (2.51)$$

Utilizando el criterio de Goodman (Shigley & Mischke, 2005) se calculó el factor de seguridad del eje:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (2.52)$$

Basado el análisis en los rodamientos de la marca SKF, para el estudio de los rodamientos se seleccionó una vida útil de 30 000 horas a 3 000 rpm. Luego la carga de clasificación de catálogo se calculó con la siguiente formula:

$$C_{10} = R_A \left( \frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{1/a} \quad (2.53)$$

Los sistemas restantes se encuentran detallados en el apéndice A.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Dosificación de la Materia Prima

Se estableció un sistema de válvulas rotativas el cual va a proporcionar el material necesario para 21 ciclos (7 minutos) de operación de la formadora, en un tiempo de 2 minutos con 43 segundos. Las tolvas (arena y grava) y silo (cemento) que se diseñaron para la alimentación de la mezcladora tienen que llenarse aproximadamente cada 40 minutos. Se realizó un análisis de elementos finitos para poder valorar que el espesor utilizado en las tolvas y silo fuera el apropiado. El factor de seguridad mínimo fue de 4.26 en las tolvas, el cual se considera aceptable debido a las características abrasivas del material que contienen. Las válvulas rotativas seleccionadas corresponden al modelo DONALDSON TORIT AN, las cuales se detallan en la tabla 3.1.

**Tabla 3.1 Selección de válvulas rotativas**

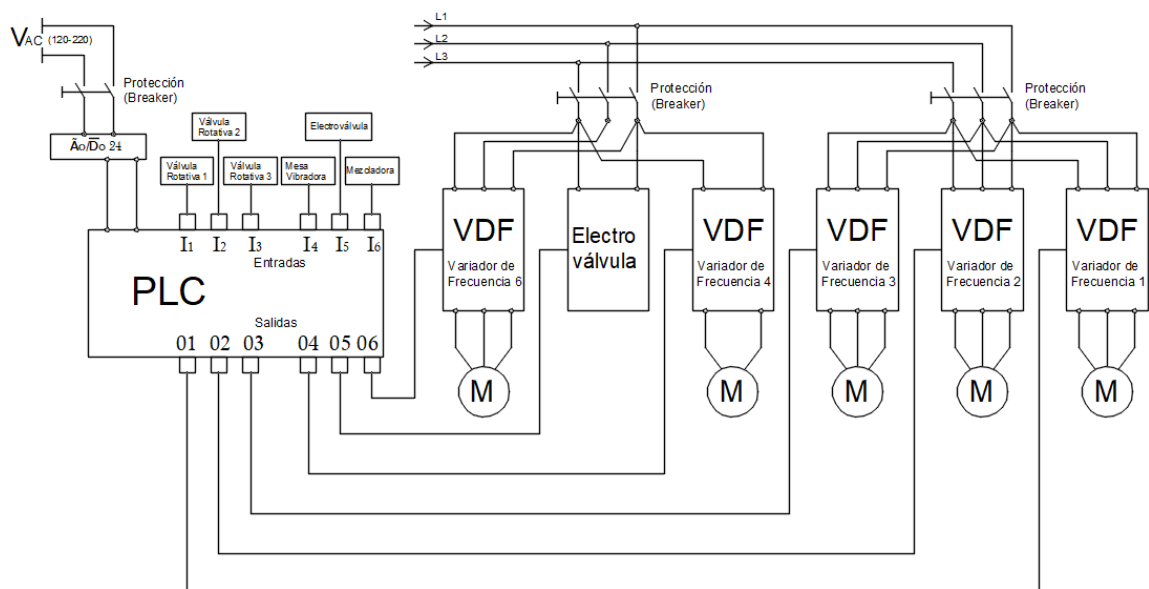
Característica	Cemento y grava	Arena
Tamaño [in]	6	8
Velocidad de la válvula [rpm]	22	22
Capacidad de la válvula [ft <sup>3</sup> /rev]	0.2	0.6
Peso [lb]	145	195

Para la dosificación del agua en el tanque de la mezcladora, se procedió a elegir una electroválvula, la cual se encargará de permitir y bloquear el paso del agua en la mezcladora, según alcance el peso establecido. Para esto se eligió una electroválvula 220v de cobre de NPT 1", la cual cumple con las necesidades de llenado. De igual manera se seleccionó un sistema de mando automatizado que será controlado por un PLC modelo S7-1200 Siemens; para que las válvulas rotativas se puedan apagar en un tiempo de 2 minutos con 46 segundos, y posteriormente enciendan en un tiempo de 4 minutos con 14 segundos; la mezcladora se apague en un tiempo de 4 minutos con 14

segundos y se encienda en un tiempo de 2 minutos con 46 segundos, y en este tiempo, también se encienda la electroválvula de flujo de agua con la diferencia de que esta funcionará con celdas de carga, las cuales enviarán la señal de apagado cuando haya alcanzado un peso de 856.8 Kg; el último mando que realizará, será para la mesa de vibración, el cual tendrá un control de apagado y encendido cada 10 segundos, todos estos mandos los realizará de manera cíclica. La tabla 3.2 muestra las características de las tolvas y silo de almacenamiento.

**Tabla 3.2 Características de las tolvas y silo de almacenamiento**

Tipo de descarga de material	Válvulas rotativas
Potencias del motor acoplado a las válvulas	Grava y cemento – 0.5 hp Arena – 3/4 hp
Capacidad de la tolva de arena	1.23 m <sup>3</sup>
Tasa de entrega de arena	0.11 m <sup>3</sup> /min
Capacidad de la tolva de grava	1.21 m <sup>3</sup>
Tasa de entrega de grava	0.04 m <sup>3</sup> /min
Capacidad del silo de cemento	0.75 m <sup>3</sup>
Tasa de entrega de cemento	0.02 m <sup>3</sup> /min



**Figura 3.1 Diagrama de conexión del PLC**

|| = CONTACTOR NORMALMENTE ABIERTO  
 /| = CONTACTOR NORMALMENTE CERRADO

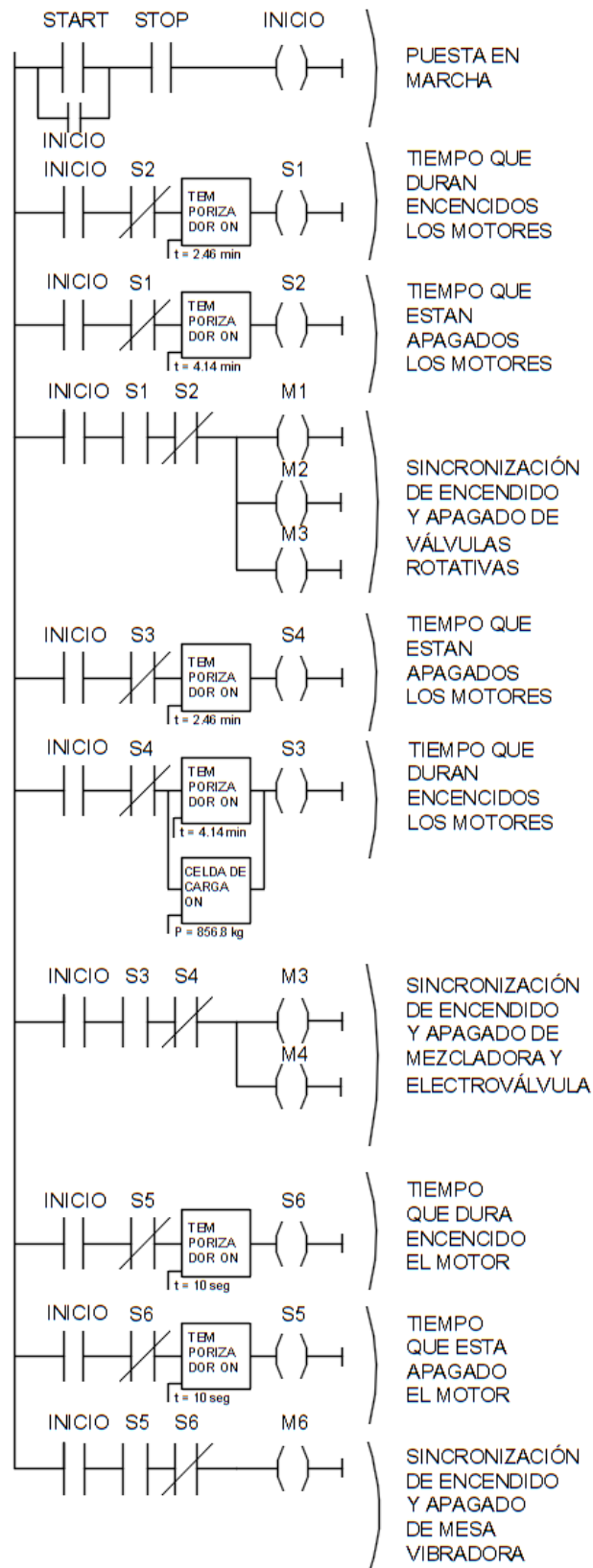


Figura 3.2 Diagrama esquemático de control del PLC

### 3.2 Mezcladora

Con un análisis previo se pudo obtener la masa necesaria para 21 ciclo de la formadora, la cual fue de 856.8kg. A partir de este dato se calcularon las dimensiones del tanque de mezclado, para luego realizar la simulación bajo las condiciones de carga del material. El factor de seguridad del tanque fue de 2.79, con lo que se pudo comprobar que el elemento no fallará por cargas estáticas.

Los eslabones o partes de la mezcladora como las paletas y el eje también fueron sometidos a un análisis de elementos finitos. El factor de seguridad mínimo ocurrió en las paletas y fue de 2.35. Estos factores, a pesar de ser mínimos en el sistema, nos indican que nuestra selección de dimensiones fue adecuada y que las paletas nos presentarán fallas durante su funcionamiento. Para la selección de los rodamientos se consideró el punto más crítico del eje, es decir la sección que soporta un momento de 176.08 Nm. Con la normativa ISO 281, se seleccionó un rodamiento SKF con codificación 61910-2RS1.

La tabla 3.3 muestra las características principales de la mezcladora

**Tabla 3.3 Características de la mezcladora**

Tipo de mezcladora	Mezcladora de paletas
Dirección del eje	Vertical
Modelo del motorreductor	FAMA MRVI. 155
Potencia del motorreductor	18 hp
Relación de velocidades	20:1
Capacidad de mezclado	0.5 m <sup>3</sup>
Accionamiento de la compuerta	Manual

### 3.3 Banda transportadora

Se estableció un sistema de banda transportadora plana con rodillos en V, la cual se mueve a una velocidad de 1.05 m/s, y tiene un ancho de 500 mm. En base a las características del material por transportar, de la inclinación de la banda, del tipo de rodillos y la longitud de transporte se realizó el diseño de la banda, cuyas características se detallan en la tabla 3.4:



**Tabla 3.4 Características de la banda transportadora**

Potencia del motor	3 hp
Longitud de la banda	8 m
Altura	3 m
Velocidad de transporte	1.05 m/s
Capacidad de transporte	64.93 m <sup>3</sup> /h
Tipo de rodillos	V
Tipo de banda	Plana
Tipo de superficie	Lisa
Designación de la banda	8m – 500 mm – EP- 160/2- 4+2 mm - SBR

### 3.4 Formadora

Se diseñaron los sistemas de alimentación, compactación, desmolde y extracción de bloques. El factor de seguridad crítico ocurrió en el acople de empuje de tableros y fue de 1.48. Se sugiere reforzar el componente o utilizar un material con mejores propiedades mecánicas. Para la vibración de la mesa se utilizaron 4 resortes, que funcionan en conjunto con dos masas excéntricas acopladas a un eje a 3000 rpm. La potencia necesaria para poder generar la vibración en la mesa fue de 1.5 Hp.

Las características de la máquina de formado se resumen en la tabla 3.5

**Tabla 3.5 Características de la formadora**

Tipo de control	Electrohidráulico
Dimensiones	2545 * 1300 * 1790 mm
Material estructural	Acero A-36
Material de los moldes	Acero A-36
Capacidad de almacenamiento de la tolva	0.6 m <sup>3</sup> - 575 L
Numero de cilindros hidráulicos	4
Presión de compactación	1kgm/cm <sup>2</sup> - 0.098 mpa – 0.98 Bar
Capacidad de producción	6 bloques por ciclo/ 8 816 en jornada de 8 horas
Moldes desmontables	Si
Sistema de vibración incluido	Si
Potencia del motor de vibración	1.5 hp
Característica de la vibración	Amplitud 0.5mm a 3000 rpm

Así mismo, para optimizar el proceso de formado de los bloques, se incluyó el control electrohidráulico de los cilindros para permitir que la etapa de formado se maneje de forma automática. El diagrama electrohidráulico se detalla en la figura A.53 del apéndice A.

### 3.5 Sistema de extracción de bloques

El sistema de extracción de bloques fue dividido en dos secciones. La primera sección corresponde al transportador de rodillos acoplado directamente a la salida de los bloques formados y la segunda es el transporte de los bloques a la zona de curado. Se utilizó perfiles UPN 100 y rodillos de carga de 40 Kg de capacidad. La tabla 3.6 resume las características del transportador de rodillos y la tabla 3.7 muestra las características del equipo de montacargas seleccionado.

**Tabla 3.6 Características del transportador de rodillos**

Capacidad de carga	140kg/m <sup>2</sup>
Dimensiones	1 200 * 850 * 330
Material de los rodillos	Nylon

**Tabla 3.7 Características del montacargas**

Modelo	Osnox – 099 1111 64
Sistema	Apiladores elevadores hidráulicos
Carga util	2 000 kg
Elevacion	1.7 m

### 3.6 Análisis de costos

#### 3.6.1 Costo de Producción

Para lograr el objetivo de producir 8 000 bloques de concreto diario, se necesitó una cantidad determinada de materia prima, que se muestra en la tabla 3.8. Se calculó el peso de arena, grava y cemento, por proporciones de su volumen con respecto al del bloque, las cuales son 5:2:1 respectivamente. Adicional se le agregó un 9% de la masa total del bloque, la cual corresponde al peso del agua.

**Tabla 3.8 Costo de materia prima mensual**

Materia prima mensual	Peso (kg)	Costo (\$)
Cemento	112 200	\$ 15 708
Arena	753 984	\$ 1 650
Grava	286 110	\$ 682
	Total	\$ 18 040

#### 3.6.2 Costo de operación

El personal que estará laborando en la máquina de bloques semiautomática va a desempeñar diversas funciones, las que se detallan a continuación:

1. El operador de la excavadora, el cual tendrá que desempeñar el trabajo de llenado de las tolvas y silo de almacenamiento, desde el lugar de depósito de la materia prima.
2. El operador encargado de abrir y cerrar la compuerta manual de la mezcladora, llevar los tiempos de los ciclos de la mezcladora y además colocar los pallets en la formadora.
3. Los operadores encargados de la extracción de los bloques, los cuales tendrá que manipular un montacargas manual para bajar los bloques a la salida de la formadora. Esta actividad será realizada por 2 trabajadores.
4. El personal de venta, que se encargará de despachar los bloques a los clientes.

**Tabla 3.9 Costo de operación semanal**

Total, sueldo y costos por trabajador			
	Sueldo	Costo	Total mensual/hmb
Trabajador 1	\$20.58	\$11.54	\$963.65
Trabajador 2	\$16.56	\$10.47	\$810.74
Trabajador 3	\$16.56	\$11.04	\$827.74
Trabajador 4	\$16.56	\$10.47	\$810.74
Trabajador 5	\$16.56	\$11.04	\$808.34
		Total	\$3.412.86

Adicionalmente se especifica las maquinarias necesarias para realizar el llenado de las tolvas y silo.

**Tabla 3.10 Costo de alquiler maquinaria mensual**

Descripción	Magnitud	Días	Costo por día	Costo total
Excavadora hidráulica CAT 312c	Unidad	22	3315	6930

### 3.6.3 Costo de la máquina semiautomática

Se consideró cada elemento, y se lo dividió en grupos para tener una mejor comprensión de todos los componentes de la máquina. Se detallan los costos desde la tabla 3.11 hasta la tabla 3.14.

**Tabla 3.11 Costo de Consumibles para construcción de máquina**

Descripción	Magnitud	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Electrodo E6011 1/8"	Kilogramo	3	1.6	4.80
Electrodo E7018 1/8"	Kilogramo	6	1.8	10.80
Disco de corte	Unidad	5	1.2	6
Disco de pulir	Unidad	5	1.5	7.50
Oxígeno	Metro cúbico	10	2.5	25
Acetileno	Kilogramo	6	9.5	58
Pintura de fondo	Galón	4	16.5	66
Pintura de acabado	Galón	4	16.5	66

**Tabla 3.12 Costo de materiales (mezcladora y su dosificación)**

Descripción	Magnitud	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Plancha esp. 3 mm acero/A-38	Milímetros cuadrados	1220 * 2440	60	60
Plancha esp. 4 mm acero/A-38	Milímetros cuadrados	1220 * 2440	80	80
Plancha esp. 5 mm acero/A-38	Milímetros cuadrados	1220 * 2440	100	100
Plancha esp. 6 mm Acero/Carbono	Milímetros cuadrados	1220 * 2440	120	120
Plancha esp. 10 mm Acero/A-36	Milímetros cuadrados	1500 * 2440	230	230
Tubo Ø30mm acero/A-36	Metro	0.665	7	4.65
Tubo Ø55mm acero/A-36	Metro	0.665	7	4.65
Tubo Ø30 mm acero/A-36	Metro	0.515	10	5.15
Neplo Ø16 mm acero	Unidad	1	3	3
Plancha esp. 3 mm acero/A-36	Milímetros cuadrados	30*30	2	2
Plancha esp. 5 mm acero/A-36	Milímetros cuadrados	30*30	2	2
Perfil □ 30 mm acero/A36	Unidad	0.450	8	3.60
Ángulo 30x6 mm Acero/A-36	Unidad	5	50	250
Pernos M20 galvanizados	Unidad	4	1.5	6
Tuercas M20 galvanizadas	Unidad	4	0.90	3.60
Pernos M16 galvanizados	Unidad	4	1.20	4.80
Tuercas M16 galvanizadas	Unidad	4	0.65	2.60
Pernos M10 galvanizados	Unidad	16	0.8	12.80
Tuercas M10 galvanizadas	Unidad	16	0.45	7.20
Pernos M12 galvanizados	Unidad	12	1	12
Tuercas M12 galvanizadas	Unidad	12	0.55	6.60
Rodamiento 61910-2RS1 SFK	Unidad	1	28	28
Chumacera de pared Ø50 mm	Unidad	1	22	22
Acople rígido Ø42 mm a Ø45 mm	Unidad	1	4	4
Moto reductor FAMA MRV 155	Unidad	1	2245	2245

**Tabla 3.13 Costo de materiales (formadora y su dosificación)**

Descripción	Magnitud	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Tubo Ø75mm Bronce fosfórico	Metro	1	350	350
Tubo Ø75mm Acero/A-36	Metro	3	30	90
Tubo 87mm Acero/A-36	Metro	1	33	33
Perfil UPN 100 Acero/Carbono	Unidad	5	50	250
Rodillos de carga Ø80mm ancho 60mm	Unidad	42	11	462
Eje Ø20 mm Acero/ AISI 1045	Metro	0,650	7	4.55
Rodillos de carga en V Ø= 51mm	Unidad	13	8	104
Rodillo de retorno plano Ø = 51mm	Unidad	5	8	40
Tambor motriz con eje Ø=200 mm	Unidad	1	160	160
Tambor conducido con eje Ø =160 mm	Unidad	1	160	160
Banda transportadora lisa de ancho 500 mm	Metro	8	21	168
Rodamiento SKF 6310	Unidad	4	7.50	30
Rodamiento SKF 6310	Unidad	4	7	14
Cilindro hidráulico con recorrido 520 mm	Unidad	1	3 350	3 500
Cilindro hidráulico con recorrido 200 mm	Unidad	1	2 500	2 500
Perfil 100mm Acero/Carbono	Unidad	5	78	390
Perfil 60mm Acero/Carbono	Unidad	2	64	128
Perfil 100mm Acero/Carbono	Unidad	4	57	228
Plancha esp. 3mm Acero/A-36	Milímetros cuadrados	1220 * 2440	60	60
Angulo 50*6 mm Acero/A- 36	Unidad	1	71	71
Electrovalvula220V de cobre NPT1"	Unidad	1	203	75
Celda de carga métrica tipo viga	Unidad	4	62	248
Cilindro hidráulico	Unidad	1	750	770
Cilindro hidráulico	Unidad	1	820	820
Cilindro hidráulico	Unidad	1	880	880

**Tabla 3.14 Costo de mano de obra de construcción de la máquina**

Descripción	Magnitud	Cantidad	Costo por kg	Costo total
Mano de obra	Kilogramo	3000	1	3000

### 3.6.4 Costos Totales

A continuación, en la tabla 3.15 se resumen los costos totales para un mes de producción, los cuales incluyen el valor de la máquina. Los detalles se muestran en el apéndice B.

**Tabla 3.15 Costos totales por sección**

Costos totales	
	Costo
Operación mensual	\$16 497.26
Producción mensual	\$18 040.00
Maquina	\$35 056.30
Total	\$69 593.56

### 3.7 Viabilidad

De la tabla 3.15, se observa que el costo de la máquina fue de \$35 056.30, de la misma tabla se obtiene los valores que se necesitan para poder producir bloques por un mes, dando un total de \$18 040.00; con este valor se obtendrán mínimo 163 218 bloques mensuales.

Se hizo un estudio de mercado de bloques PL9, y se estableció un precio de venta de \$0.23 por bloque, obteniendo así un total de ingresos de \$37 540.14 mensuales

Se observó que la propuesta es viable, ya que las ganancias mensuales se estiman en \$1 801.73, donde se tiene una recuperación total de la inversión en un tiempo de 19 meses. Los detalles de estos valores se encuentran en el apéndice B.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- Mediante la estimación del tiempo de dosificación de las tolvas de almacenamiento de la materia prima, el tiempo de mezclado, el tiempo de transporte de la mezcla en la banda transportadora, la capacidad de almacenamiento de la tolva de alimentación de la formadora y los caudales que determinan las velocidades de carrera de los cilindros hidráulicos del sistema, se diseñó la máquina para que se mantenga en operación de forma cíclica y que, en condiciones ideales, produzca 8 816 bloques. Gracias a este sobre nivel de producción de 816 bloques, es posible concluir que la máquina tiene la capacidad de diseño de 8 000 bloques en una jornada laboral.
- Los cálculos realizados, de forma manual o mediante análisis de elementos finitos (estructuras complejas), permitieron dimensionar los componentes de la máquina y en general, los resultados respecto al factor de seguridad fueron satisfactorios ya que produjeron valores superiores a 1.
- Se logró la automatización de la producción por medio de la implementación de un sistema de control PLC y un sistema de control electrohidráulico. El primero se utilizó para controlar la dosificación de las tolvas de almacenamiento de la materia prima y también para controlar los tiempos de encendido y apagado de la mesa vibratoria; mientras que el segundo permitió que el funcionamiento de la formadora se realice de manera automática.
- Del análisis de costos realizado, se pudo verificar la viabilidad del proyecto, ya que con un costo de la máquina de \$35 056.56, valores de operación y producción de \$16 497.26 y \$18 040.00 respectivamente, se obtiene una ganancia mensual de \$1 801.73; esto se cumple vendiendo el producto 10% menos que el mercado local, es decir a un precio de \$0.23 y así poder recuperar la inversión en un tiempo menor a dos años.

- Los modelos 3D que se generaron, permitieron una visualización general de todo el sistema y su configuración. Con la ayuda de los modelos, se realizaron los planos de los componentes individuales, ensambles y subensambles de la máquina. Se incluyeron también los diagramas del sistema electrohidráulico y de control PLC. Los planos de construcción son una guía para la fabricación de la máquina.
- Hay que mencionar además que mediante la implementación de este tipo de máquina se mejora considerablemente las condiciones de trabajo del personal. Los métodos más artesanales y rudimentarios de fabricación de bloques conllevan a riesgos significativos para la salud, como problemas lumbares, lesiones en los dedos, aspiraciones excesivas de partículas volátiles como polvo o cemento, etc.

## **4.2 Recomendaciones**

- Se aconseja verificar la capacidad de la máquina aumentando la producción de 8 a 10 bloques por ciclo. Dicha modificación, al ser verificada, aumentaría considerablemente la producción diaria con las ventajas económicas que esto implica, principalmente en periodos de alta demanda. Sin embargo, se recomienda mantener las restricciones de operación indicadas en este trabajo mientras no se realicen las verificaciones adecuadas.
- Se recomienda rediseñar el sistema de desmolde mejorando el modelo de cálculo aplicado. El criterio utilizado considera a la mezcla como un fluido incompresible que, bajo el efecto de la presión de compactación, distribuye uniformemente la presión alrededor de las paredes del molde hembra. Se sabe por intuición que la mezcla es compresible por lo que el modelo no es del todo correcto.
- Se sugiere estudiar la posibilidad de automatizar todos los procesos de la máquina para así optimizar los tiempos de producción.
- Se sugiere estudiar la posibilidad de aumentar el ángulo de inclinación de la banda para reducir su extensión y abaratar costos de manufactura de esta.



- Se propone ampliar la investigación de este proyecto para estudiar la viabilidad de utilizar la máquina con mezclas a base materiales reciclados como desechos de materiales de construcción, desperdicios de material férreo pulverizado o cualquier otro material que haya sido estudiado y que mejore las propiedades mecánicas de los bloques.
- Se recomienda realizar un estudio del ciclo de vida de la máquina para determinar la disposición de sus componentes al finalizar de su vida útil sin comprometer al medio ambiente.
- Se sugiere adecuar un sistema de tratamiento de aguas residuales para la limpieza de la máquina y evitar que el agua con restos de la mezcla y aceites de lubricación vayan al sistema de alcantarillado directamente.
- Dado que se trabaja con materiales abrasivos, se recomienda realizar la limpieza de la máquina diariamente al finalizar la jornada y verificar que las partes móviles se encuentren libres de partículas y con buena lubricación.
- Se recomienda realizar el mantenimiento general del equipo cada 6 meses y así evitar riesgos de paradas en la producción.

# BIBLIOGRAFÍA

- Borbor Macías, M. F., Flores Gonzáles, S. A., & Padilla Moreira, M. M. (2009). Creación de una Fábrica de Bloques en la Ciudad de Guayaquil. (*Tesis de pregrado*). Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil.
- Caproni. (2015). *Catálogo de válvulas de alivio*. Obtenido de <https://www.hydromecanica.com/images/pdf/4.VALVULAS/MANUALES/CAPRONI-PRESSURE-VALVES.pdf>
- Caproni. (2015). *Catálogo de válvulas de control de flujo*. Obtenido de <https://www.hydromecanica.com/images/pdf/4.VALVULAS/4.8VALVULA-DE-CONTROL-DE-FLUJO/4.VALVULAS-DE-CONTROL-FLUJO.pdf>
- Caproni. (s.f.). *Catálogo de electroválvulas*. Obtenido de <https://www.hydromecanica.com/images/pdf/4.VALVULAS/4.3VALVULAS-DIRECCIONALES-ELECTRICAS/3.VALVULAS-DIRECCIONALES-ELECTRICAS.pdf>
- Chuquillanqui Sevillano , S. F. (2019). Algoritmo de diseño de una planta mezcladora móvil de concreto en función del volumen de producción. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional de Trujillo, Trujillo.
- Corzo Ponce, D. A., & Cuantín Estacio, M. Á. (2011). Diseño de una máquina semiautomática para la fabricación de adoquines y bloques. (*Tesis de pregrado*). Escuela Politécnica Nacional, Quito.
- De la Cruz Mercado , W. R., & Quispe Ccahuin , W. R. (2014). "Influencia de la adición de fibras de acero en el concreto empleado para pavimentos en la construcción de pistas en la provincia de huamanga-ayacucho. (*Tesis de pregrado*). Universidad Nacional de Huancavelica, Huancavelica.
- Donaldson. (2016). *Catálogo de Válvulas Rotativas*. Obtenido de <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/dust-fume-mist/literature/latin-america/equipment/accessories/rotary-valves/f118037-spc/Valvulas-Rotativas.pdf>
- Dunlop-Enerka. (1994). *Conveyor belt technique design and calculation*. Obtenido de <https://documents.pub/document/28333402-belt-conveyor-design-dunlop.html>

- Dym, C., Little, P., & Orwin, E. (2014). *Engineering Design. A Project-Based Introduction* (cuarta ed.). New York: Wiley.
- Estehyne. (s.f.). *Catálogo de Cilindros hidráulicos*. Obtenido de <http://static.plenummedia.com/35586/files/20180403115201-cilindros-hidraulicos-iso6620-2-catalogo-general.pdf>
- Fernández Chica, P. V., & Sinchiguano Molina, G. (2010). Diseño y construcción de una máquina bloquera adoquinera automatizada sustentada en un programa de análisis por elementos finitos. (*Tesis de pregrado*). Universidad de las Fuerzas Armadas, Latacunga.
- Godoy Caguana, P. C., & Mora Sánchez, C. A. (2009). Diseño y construcción de una máquina automática para la fabricación de prefabricados de hormigón. (*Tesis de pregrado*). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Riobamba.
- Guatemal 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 pregrado*). Universidad Politécnica Salesiana, Quito.
- Hydrosila. (s.f.). *Catálogo de bombas de piñones*. Obtenido de <https://www.hydropneumatica.com/images/pdf/2.BOMBAS/PINONES/BOMBAS-DE-PINONES.pdf>
- Hydrosila. (s.f.). *Catálogo de motores de piñones*. Obtenido de <https://www.hydropneumatica.com/images/pdf/3.MOTORES/3.1MOTORES-DE-PINONES/1.-MOTORES%20DE%20PINONES.pdf>
- Industrias Fama Ltda. (s.f.). *Catálogo de grupos motrices de reducción*. Obtenido de <http://www.industriasfama.com/wp-content/uploads/2018/09/Catalogo-Fama-Mantenimiento.pdf>
- Instituto Nacional de Estadísticas y Censos. (2020). *Encuesta Nacional de Edificaciones (ENED)*, 2019. Obtenido de [https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Estadisticas\\_Economicas/Encuesta\\_Edificaciones/2019/3.%202019\\_ENED\\_Boletin\\_tecnico.pdf](https://www.ecuadorencifras.gob.ec/documentos/web-inec/Estadisticas_Economicas/Encuesta_Edificaciones/2019/3.%202019_ENED_Boletin_tecnico.pdf)
- Mediavilla Chancusig, G. D., & Valverde Reyes, C. L. (2014). Diseño y Estandarización de Tanques de almacenamiento de cemento para una capacidad de 50 T -M. (*Tesis de pregrado*). Escuela Politécnica Nacional, Quito.

- Menichetti, A. (2015). *Diseño de Máquina para la Producción de Productos de hormigón Pre-Elaborados. Análisis y Verificación de sus Componentes. (Tesis de pregrado)*. Universidad Nacional de Córdoba, Córdoba.
- Servicio Ecuatoriano de Normalización. (2010). *Hormigón y áridos para elaborar hotmigón, terminología*. Obtenido de <https://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/694-1.pdf>
- Servicio Ecuatoriano de Normalización. (2016). *Bloques de hormigón. requisitos y métodos de ensayo*. Obtenido de [https://vipresa.com.ec/wp-content/uploads/2019/02/nte\\_inen\\_3066.pdf](https://vipresa.com.ec/wp-content/uploads/2019/02/nte_inen_3066.pdf)
- SFK. (2020). *Catálogo de Rodamientos*. Obtenido de [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)
- Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2005). *Diseño en Ingeniería Mecánica* (sexta ed.). México, D.F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A.
- Swanson, J. (2018). *Ansys (N° de versión 18.1)*. Window. Pittsburgh: Swanson Analysis System, Inc.
- Walker, J. (2020). *Autodesk Inventor Student (N° de versión 2020)*. Windows. California: Autodesk, Inc.
- White, F. M. (2008). *Mecánica de Fluidos* (sexta ed.). Madrid: McGraw-Hill/Interamericana de España, S. A. U.

# APÉNDICES

## APÉNDICE A

### Cálculo de las cantidades de material requeridas para una jornada de trabajo de 8 horas:

Se necesitó calcular la productividad teórica de la máquina en base a los requerimientos del cliente para luego proceder a dimensionar todos los equipos.

De la ecuación (2.1) la cantidad de bloques que se obtienen por hora es:

$$N_{b/h} = \frac{8\,000 \text{ bloques}}{8 \text{ h}}$$

$$N_{b/h} = 1\,000 \text{ bloques/h}$$

Luego con (2.2) se calculó la cantidad de bloques por ciclo.

$$N_{b/c} = \frac{8\,000 \text{ bloques}}{8 \text{ h}} * \frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}} * \frac{20 \text{ s}}{\text{ciclo}}$$

$$N_{block/ciclo} = 5.5 \frac{\text{bloques}}{\text{ciclo}}$$

Este resultado permitió el dimensionamiento de los moldes, que fue de 6 bloques por cada ciclo.

### Cálculo de las cantidades de material requeridas para una jornada de trabajo 8 horas

La densidad del cemento es  $1\,200 \text{ kg/m}^3$  de modo que usando la ecuación (2.4) tenemos:

$$V_{\text{cemento}} = \frac{1\,000 \text{ Kg}}{1\,200 \text{ kg/m}^3}$$

$$V_{\text{cemento}} = 0.83 \text{ m}^3$$

Luego, de (2.5) y (2.6) tenemos:

$$V_{\text{arena}} = 5 \cdot 0.83 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{arena}} = 4.2 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{grava}} = 2 \cdot 0.83 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{grava}} = 1.7 \text{ m}^3$$

Luego, el volumen de mezcla ocupado por los sólidos se calcula con (2.7):

$$V_{\text{sólidos}} = 0.83 + 4.2 + 1.7$$

$$V_{\text{sólidos}} = 6.73 \text{ m}^3$$

Finalmente, el volumen de agua que necesita la mezcla se calcula con (2.8)

$$V_{\text{agua}} = 0.09 \cdot 6.73 \text{ m}^3$$

$$V_{agua} = 0.61 \text{ m}^3$$

Finalmente, el volumen de la mezcla producida con una tonelada de cemento se obtiene con (2.9)

$$V_T = 6.73 + 0.61$$

$$V_T = 7.34 \frac{\text{m}^3}{\text{ton}}$$

Se calculó luego el volumen del bloque PL9 con la ayuda de la figura 2.8.

$$V_{PL9} = 390 \cdot 190 \cdot 90 - 2 \cdot 157.5 \cdot 165 \cdot 40$$

$$V_{PL9} = 4.59 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$$V_{PL9} = \frac{0.00459 \text{ m}^3}{\text{bloque}}$$

Usando (2.10) se calculó la cantidad de bloques que se pueden fabricar con una tonelada de cemento.

$$N_{b/1 \text{ ton cemento}} = \frac{7.34 \text{ m}^3/\text{ton}}{0.00459 \text{ m}^3/\text{bloque}}$$

$$N_{b/1 \text{ ton cemento}} = 1599 \text{ bloques/ton}$$

Luego la masa de cemento necesaria para producir 8 000 bloques se calcula con (2.11)

$$N_{b/1 \text{ ton cemento}} = \frac{8000 \text{ bloques}}{1599 \text{ bloques/ton}}$$

$$N_{b/1 \text{ ton cemento}} = 5 \text{ ton}$$

Para conocer las cantidades en masa de la materia prima se procede a transformar las proporciones en volumen calculadas con anterioridad a su equivalente en masa.

Se tiene;  $\rho_{arena} = 1600 \text{ Kg}/\text{m}^3$ ,  $\rho_{grava} = 1500 \text{ Kg}/\text{m}^3$  y  $\rho_{agua} = 1000 \text{ Kg}/\text{m}^3$  de modo que:

$$m_{arena} = 6720 \text{ Kg}$$

$$m_{grava} = 2550 \text{ Kg}$$

$$m_{agua} = 610 \text{ Kg}$$

Bajo la premisa de que el cemento representa la unidad de la proporción, la cantidad de material requerida de cada material para la jornada de 8 horas (considerando un 2% de pérdidas) es:

$$m_{arena(8)} = 5 * 1.02 * 6720$$

$$m_{arena(8)} = 34272$$

$$m_{grava(8)} = 5 * 1.02 * 2550$$

$$m_{grava(8)} = 13\ 005$$

$$m_{agua(8)} = 5 * 1.02 * 610$$

$$m_{agua(8)} = 3\ 111$$

### **Cálculo de la cantidad de mezcla para 21 ciclos**

De los cálculos de la sección anterior se tiene que la cantidad de material necesaria para fabricar 1 599 bloques es:

$$m_T = 1000 + 6\ 720 + 2\ 550 + 610$$

$$m_T = 10\ 880\ Kg$$

La masa de un bloque húmedo se puede calcular como:

$$m_{block} = \frac{10\ 880}{1\ 599}$$

$$m_{block} = 6,8\ Kg$$

Se sabe que las tolvas de almacenamiento tardan cerca de 2 minutos 46 segundos en descargar el material a la mezcladora, que la mezcladora tarda 4 minutos en homogeneizar el material y demora 14 segundos en evacuar la cantidad de concreto de un ciclo. En base a esto se requiere que la tolva almacene material para operar durante al menos 7 minutos.

La cantidad de material que se requiere por cada ciclo (6 bloques) es:

$$m_{ciclo} = m_{block} * \frac{6}{ciclo}$$

$$m_{ciclo} = 6,8 * \frac{6}{ciclo}$$

$$m_{ciclo} = 40,8\ Kg/ciclo$$

La cantidad de ciclos de 20 s que se completan en 7 min es:

$$N_{ciclo} = 7\ min * \frac{60\ s}{1\ min} * \frac{ciclo}{20\ s}$$

$$N_{ciclo} = 21\ ciclos$$

La masa de la mezcla requerida para 21 ciclos es:

$$m_{21ciclo} = m_{ciclo} * N_{ciclo}$$

$$m_{21ciclo} = 40,8 \frac{Kg}{ciclo} * 21\ ciclos$$

$$m_{21ciclo} = 856,8\ Kg$$

Entonces:



$$V_{21\text{ciclo}} = \frac{m_{21\text{ciclo}}}{\rho_{\text{concreto}}}$$

Reemplazando los valores, obtenemos lo siguiente:

$$V_{21\text{ciclo}} = \frac{856,8 \text{ Kg}}{1500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0,476 \text{ m}^3 = 476 \text{ 000 cm}^3$$

### Diseño de las tolvas de alimentación de la formadora

Para la verificación de la tolva, se realizó un análisis de elementos finitos incluyendo las siguientes consideraciones:

- El volumen de la tolva es de 575 396.5 cm<sup>3</sup>
- El espesor de las paredes de la tolva es de 5 mm
- El material de las planchas es acero ASTM A-572 gr50
- La carga se asemeja al comportamiento hidrostático, ecuación (2.12)
- Se utilizó la teoría de falla de Energía de Distorsión

Las condiciones de carga se muestran en la figura A.1:

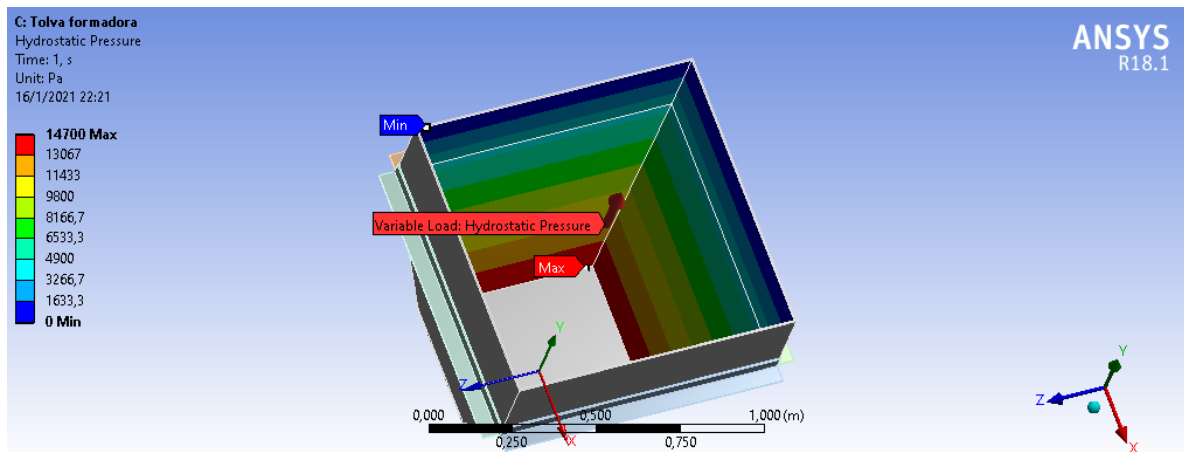


Figura A.1 Condiciones de carga de la tolva de alimentación de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

Los resultados de la deformación total y el factor de seguridad se muestran en la figura A.2.

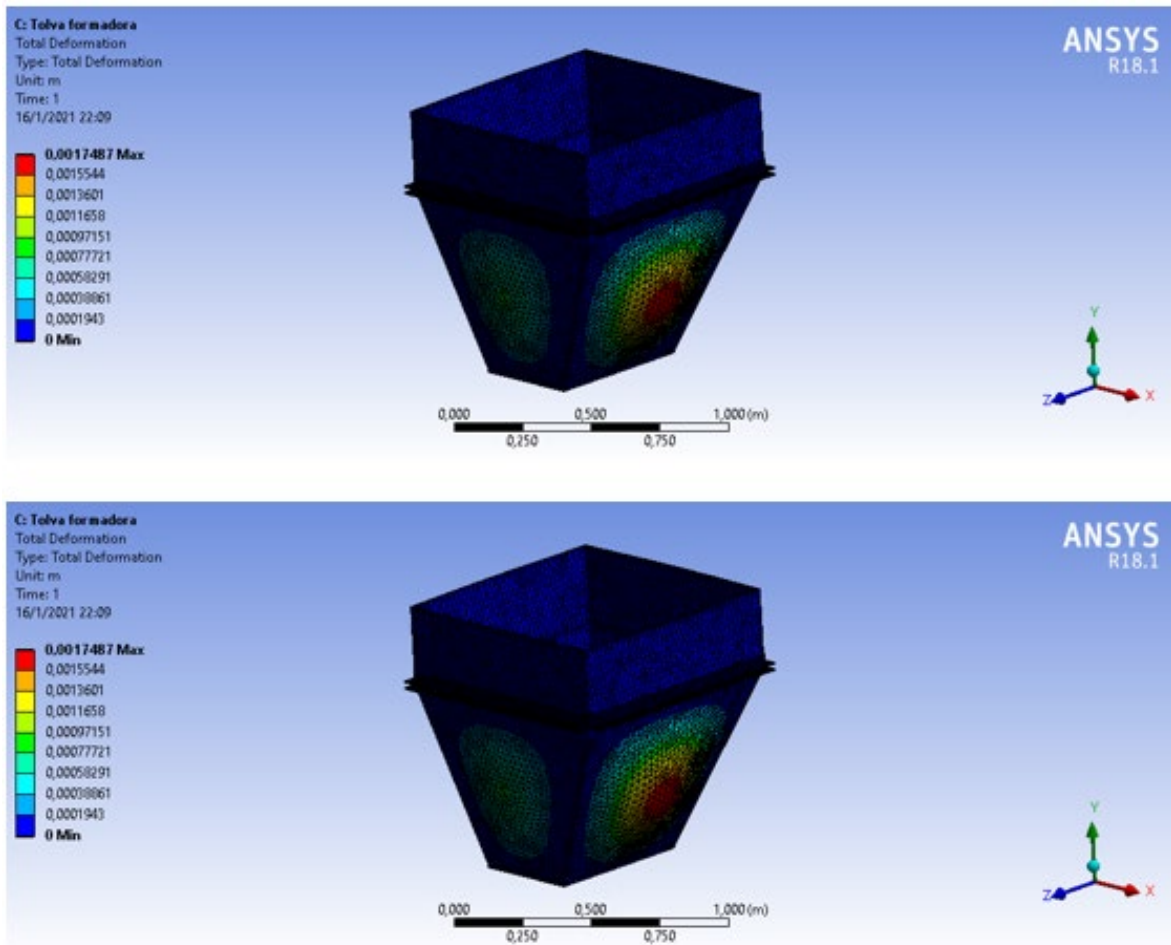


Figura A.2 Deformación total y factor de seguridad de la tolva de alimentación de la formadora  
Fuente: [Ansys 18.1]

Como se observa en la figura A.2, la deformación máxima de la tolva es  $1.7 \times 10^{-3} \text{ m}$  y el factor de seguridad según la teoría del esfuerzo equivalente máximo (Von-Mises) es 4.7. Estos resultados son satisfactorios y se conserva el espesor de las paredes de 5 mm.

### Diseño de los ángulos de soporte de la tolva

Para el análisis de los ángulos de soporte de las tolvas se realizaron las siguientes consideraciones:

- El peso total que deben soportar los ángulos es

$$W_{21ciclo} = m_{21ciclo} * 9.81 = 856.8 * 9.81 = 8\,405.2 \text{ N}$$

- Dado que son 4 ángulos iguales de 3 mm de espesor, la fuerza sobre cada ángulo es 2 101.3 N.
- Se considera que esta fuerza actúa en el centro de la superficie que soporta el peso.

- El material de los ángulos es Acero AISI 304

A continuación, en la figura A.3 se muestran las condiciones de carga usadas durante la simulación:

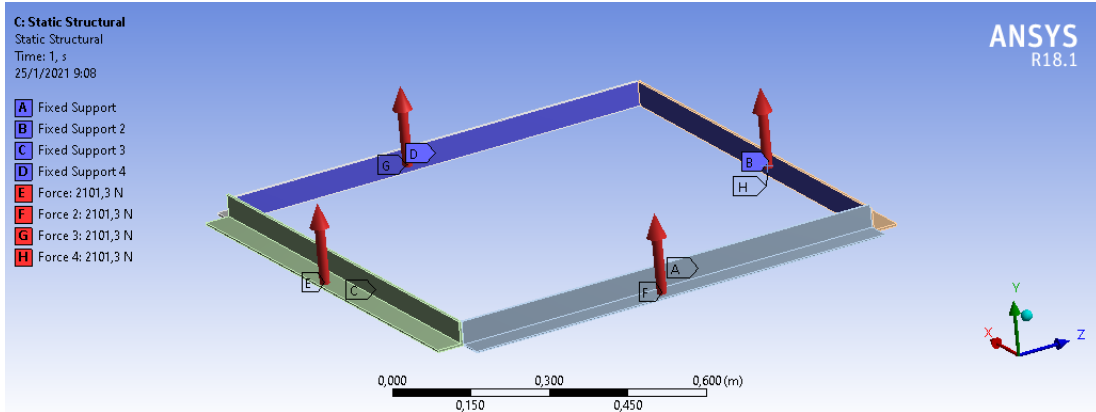


Figura A.3 Condiciones de carga para el análisis de la tolva de alimentación de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

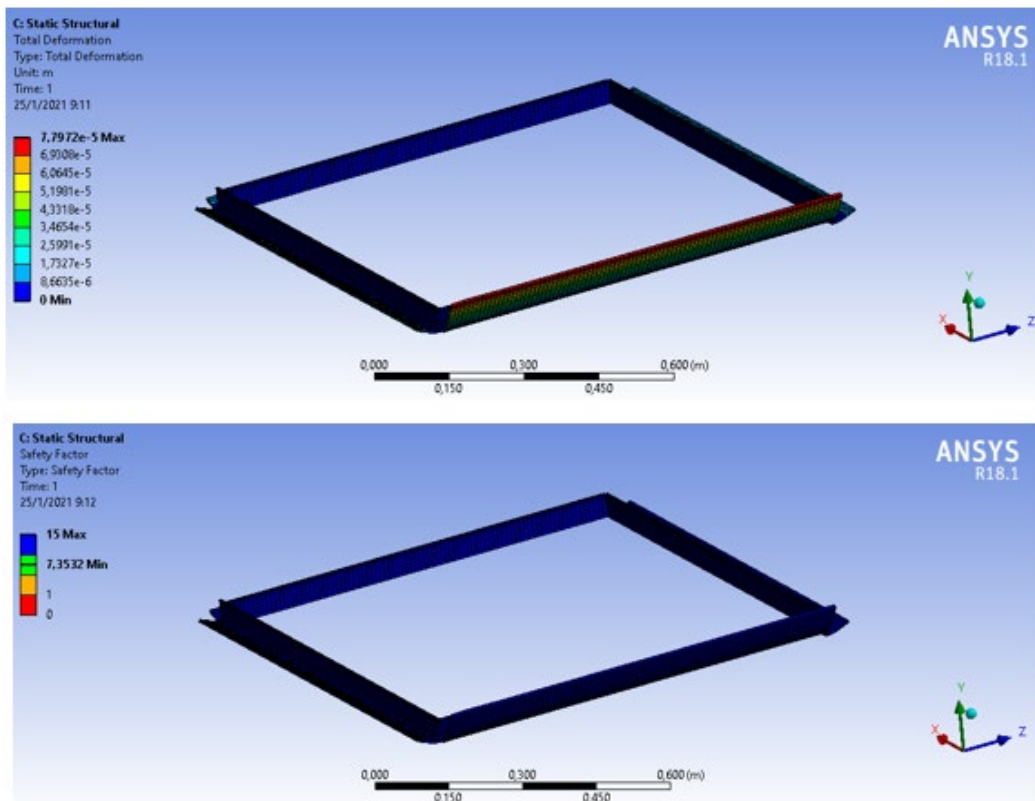


Figura A.4 Deformación total y factor de seguridad del soporte de la tolva de alimentación de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

Debido a que estos elementos son de respaldo y son importantes en términos de seguridad, de los resultados de la figura A.4, se aceptó el factor de seguridad de 7.35 y se mantiene el espesor de 3 mm.

### **Cálculo de la fuerza requerida para desplazar el carro alimentador**

Se procedió a calcular las fuerzas que se oponen al movimiento del carro alimentador con la ayuda de las ecuaciones (2.13), (2.14) y (2.15)

El coeficiente de fricción entre el acero y la mezcla es 0.4, el coeficiente de fricción en una interfaz concreto-concreto es 0.83 por lo que:

$$F_{c1} = 0.4 \cdot 856.8 \cdot 9.81$$

$$F_{c1} = 3\,362.1\, N$$

$$F_{c2} = 0.83 \cdot 816 \cdot 9.81$$

$$F_{c2} = 6\,644.1\, N$$

$$F_{c3} = 0.4 \cdot 816 \cdot 9.81$$

$$F_{c3} = 3\,202\, N$$

La fuerza total se calcula de (2.16)

$$F_c = 3\,362.1 + 6\,644.1 + 3\,202$$

$$F_c = 13\,208.2\, N$$

### **Diseño del carro alimentador de los moldes**

De (2.17) el peso ocasionado por la masa es:

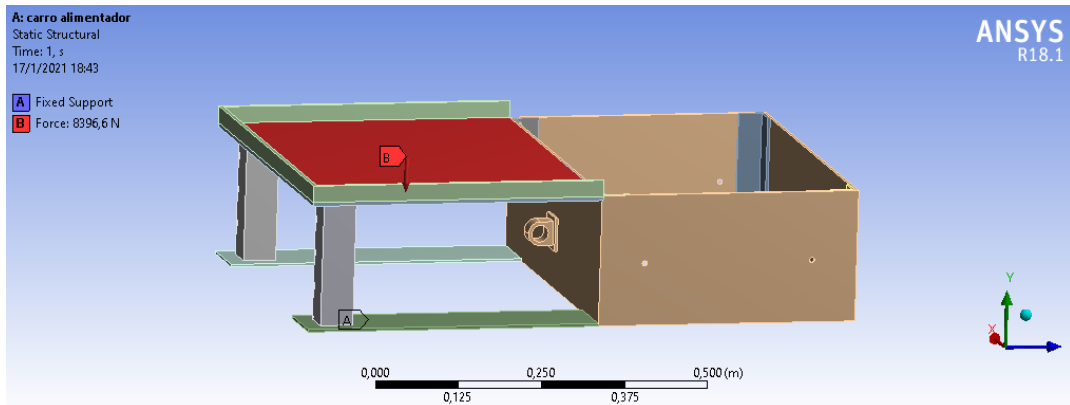
$$W_{21ciclo} = 856.8(9.8)$$

$$W_{21ciclo} = 8\,396.6\, N$$

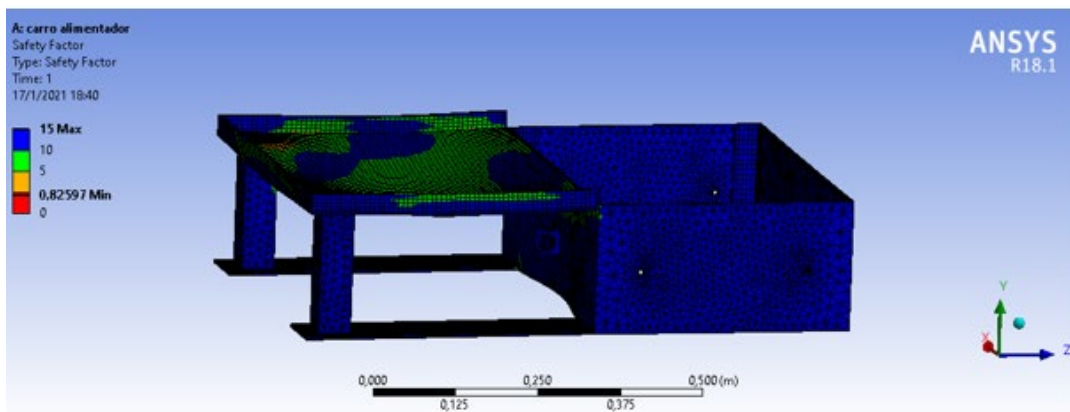
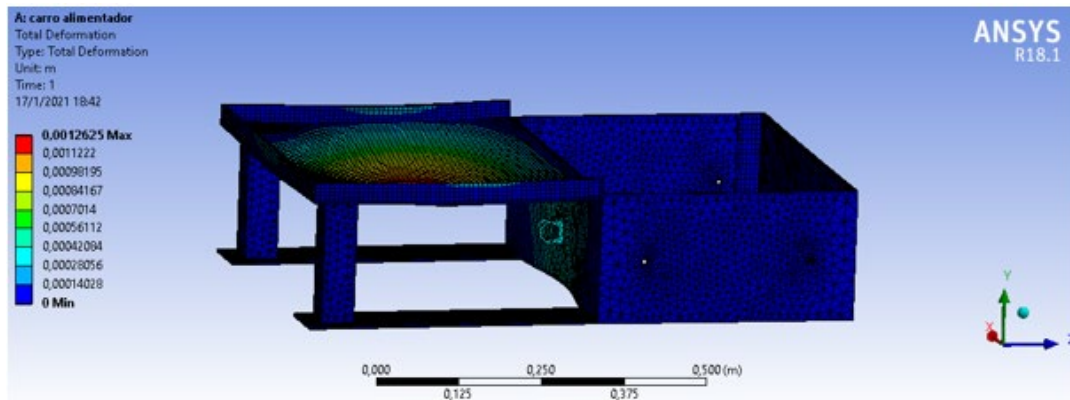
Las consideraciones para la simulación son las siguientes:

- El material es acero ASTM A-36
- El espesor de la tapa es de 6 mm
- La fuerza actúa en el centro de la tapa.

La figura A.5 muestra las condiciones de carga:



**Figura A.5 Condiciones de carga del carro alimentador de los moldes**  
**Fuente: [Ansys 18.1]**



**Figura A.6 Deformación total y factor de seguridad del carro de alimentación de la formadora inicial**  
**Fuente: [Ansys 18.1]**

Como se observa en la figura A.6, el factor de seguridad es bajo por lo que se procede a reforzar la zona crítica y se repite la simulación. Los resultados se observan en la figura A.7:

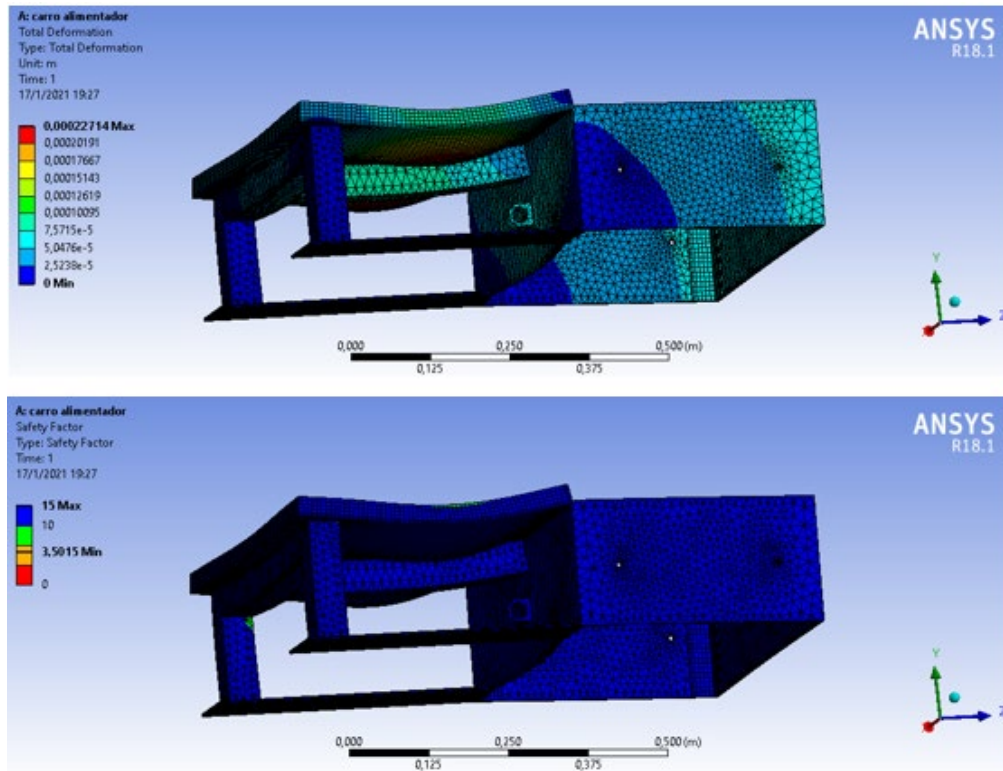


Figura A.7 Deformación total y factor de seguridad del carro de alimentación de la formadora reforzado  
Fuente: [Ansys 18.1]

El marco añadido ayuda a mejorar el factor de seguridad del carro alimentador considerablemente. El factor de seguridad de 3.5 es satisfactorio.

### Cálculo de la fuerza de compactación

Según (Godoy Caguana & Mora Sánchez, 2009) haciendo referencia a la norma DIN 18152, una presión de compactación aceptable es  $1\text{kg}/\text{cm}^2$ .

De la 2.8 calculamos el área de compactación de los 6 bloques:

$$A_{comp} = 6(390 \cdot 90 - 2 \cdot 157.5 \cdot 40)$$

$$A_{comp} = 135\,000\text{ mm}^2 = 0.135\text{ m}^2$$

Luego la fuerza de compactación es:

$$F_{comp} = P_{comp} \times A_{comp}$$

$$\frac{1\text{kg}}{\text{cm}^2} \equiv 98\,066,5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

### Diseño del sistema de compactación

Para el análisis del molde macho se tomó en consideración lo siguiente:

- La carga actuante es la presión de compactación, la cual es de  $98\,066,5 \frac{N}{m^2}$
- El material del macho es ASTM A-36
- El espesor de las placas de moldeo es 6 mm

La figura A.8 muestra el modelo de la simulación y los resultados se muestran en la figura A.9.

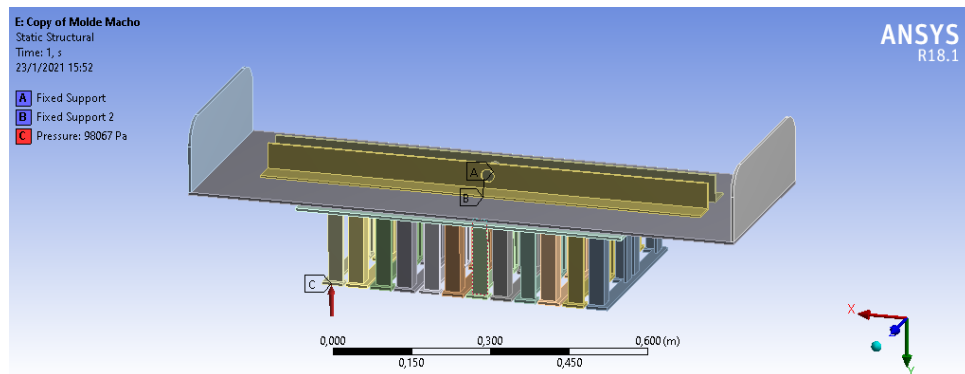


Figura A.8 Condiciones de carga del molde macho de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

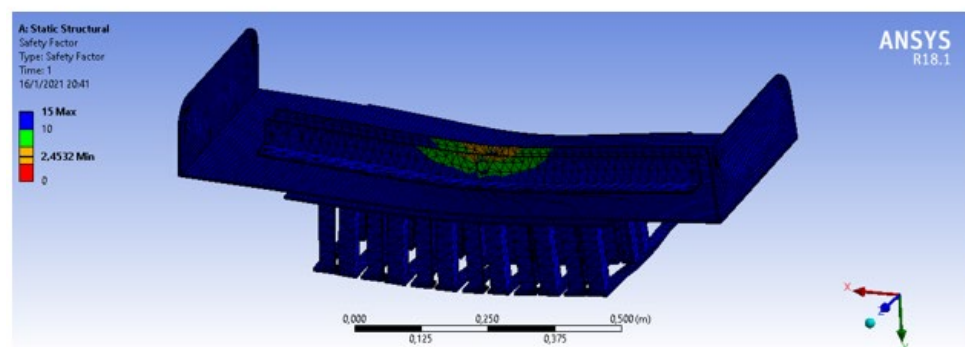
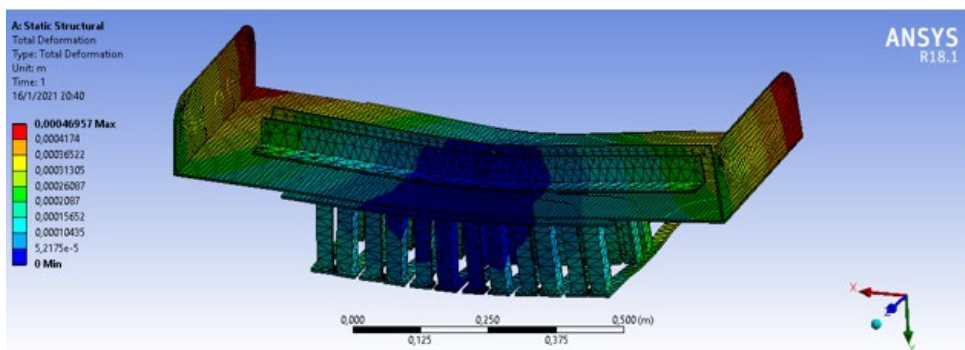


Figura A.9 Deformación total y factor de seguridad del molde macho de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

Como se observa en la figura A.9, la deformación máxima del molde es  $4,7 \times 10^{-4} m$  y el factor de seguridad es 2.45. Estos resultados son satisfactorios.

## Diseño del molde hembra

El diseño del molde hembra se realizó basado en las siguientes premisas:

- La carga que actúa se debe a la presión de compactación. Por facilidad de cálculos se considera que la mezcla es incompresible de modo que la presión de compactación se distribuye uniformemente sobre las paredes internas del molde.
- El espesor de las paredes del molde es de 6 mm
- El material del molde hembra es ASTM A-36

La figura A.10 muestra el modelo de carga del molde hembra y los resultados se observan en la figura A.11.

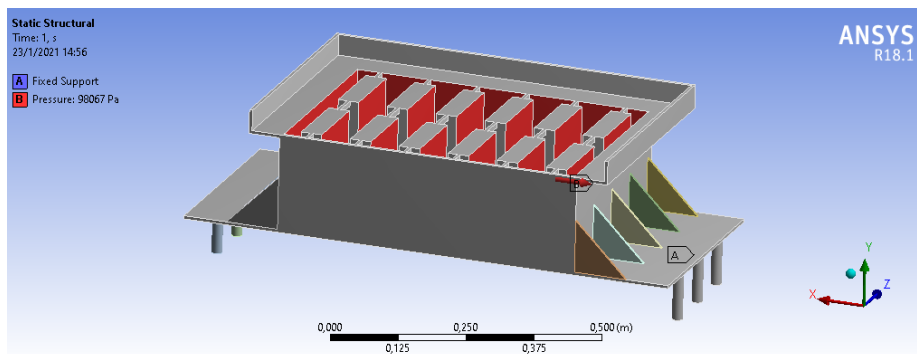


Figura A.10 Condiciones de carga del molde hembra de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

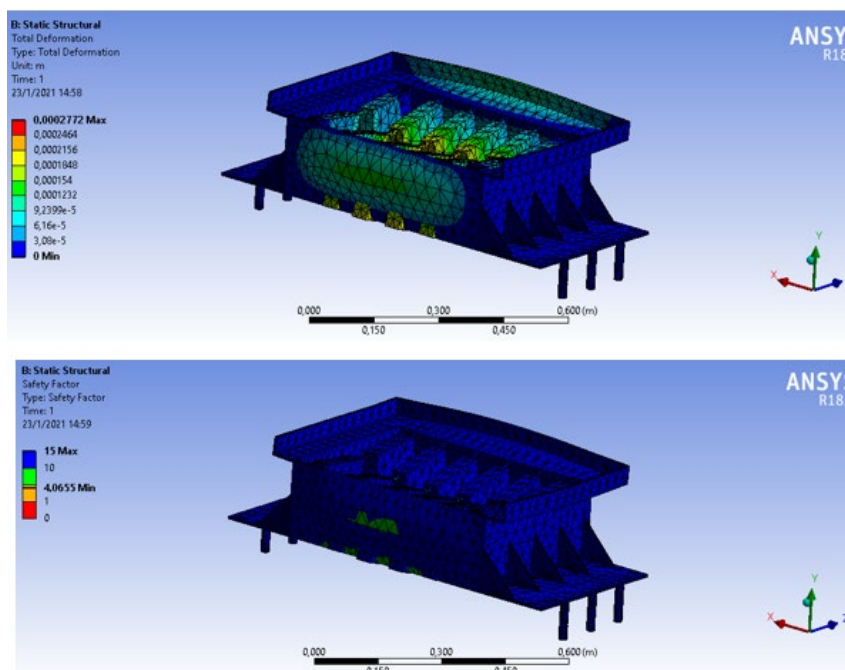


Figura A.11 Deformación total y factor de seguridad del molde hembra de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]



De la figura A.11 se tiene una deformación máxima de  $2.77 \times 10^{-4} m$  y un factor de seguridad de 4.1. El factor de seguridad parece alto, pero hay que recordar que este elemento estará sometido a desgaste debido a las características abrasivas del material de la mezcla, por lo que no se recomienda disminuir su espesor.

### Cálculo de la fuerza de desmolde

Durante el proceso de desmolde, el macho del molde se mantiene en su posición de compactación mientras el molde hembra asciende para liberar los bloques. De esta manera, el proceso de desmolde se realiza con facilidad y sin la necesidad de excesivas cargas en el cilindro. Cabe recalcar que el cilindro de compactación se queda en contacto con el material, pero deja de generar carga sobre esta ya que terminó su carrera. (Fernández Chica & Sinchiguano Molina, 2010) recomiendan que se permita que la fuerza de desmolde sea igual a la fuerza de compactación, es decir:

$$F_{comp} = F_d = 13\ 239\ N$$

### Diseño del acople del bocín hembra

Lo siguiente se tomó en cuenta durante la simulación y la colocación de las condiciones de carga mostradas en la figura A.12:

- La fuerza que actúa sobre un solo acople es  $F_d = 13\ 239\ N$ . Debido a que el acople tiene tres extensiones sobre las cuales se asienta el molde, dividiremos la fuerza anterior en tres partes para que la fuerza total actúe sobre dichas extensiones. Cada fuerza es entonces de  $4\ 413\ N$ .
- El material del acople es Acero A36.
- Las placas tienen un espesor de 12 mm.

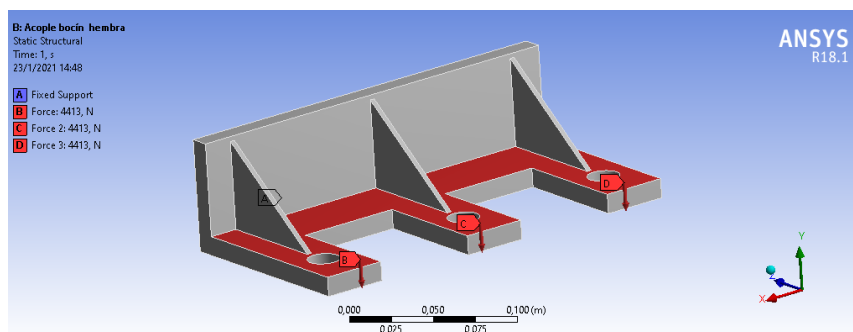


Figura A.12 Condiciones de carga del acople de bocín hembra de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

Los resultados que se obtuvieron se pueden observar en la figura A.13:

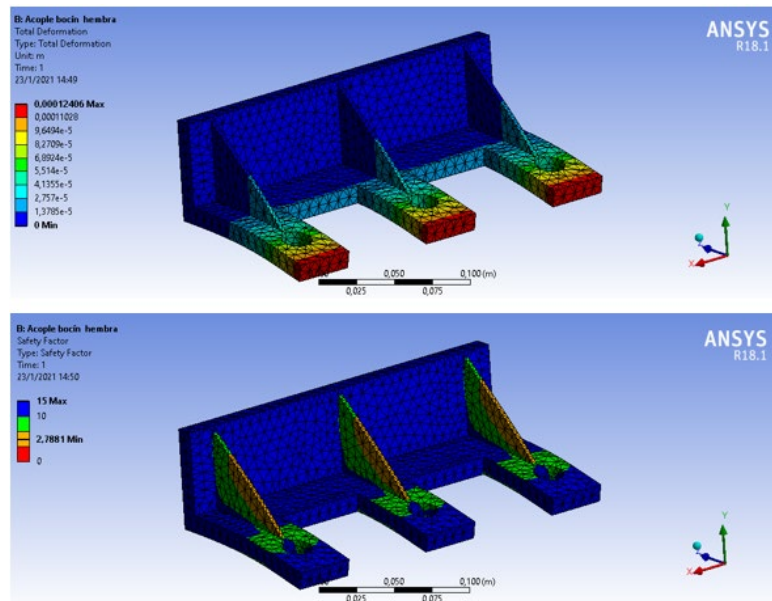


Figura A.13 Deformación total y factor de seguridad del acople del bocín hembra de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

Como se observa en la figura A.13, la deformación máxima fue de  $1.2 \times 10^{-4} m$  y el factor de seguridad de 2.79. Debido a que el elemento no se deforma considerablemente y el factor de seguridad es relativamente alto, éste no fallará durante su operación.

### Cálculo de la fuerza para la entrega de tableros

Para el diseño se realizaron las siguientes consideraciones:

- El cilindro hidráulico debe superar la fuerza de rozamiento entre el tablero por extraer y los tableros sobre él.
- El peso de un tablero de madera es de 7.3 Kg
- El diseño permite la colocación de hasta 40 tableros en el receptor de tableros.

El peso del conjunto de tableros es:

$$W_t = 9.8(40)(13)$$

$$W_t = 5096 N$$

El coeficiente de fricción estático en una interfaz madera-madera está entre 0.25 y 0.5 por lo que elegimos  $\mu = 0.5$

La fuerza de rozamiento que debe vencer el cilindro y desplazar el tablero es:

$$F_t = \mu W_t$$

$$F_t = 0.5 * 5096$$

$$F_t = 2\,548\text{ N}$$

## Diseño del acople de empuje de tableros

Se realizaron las siguientes consideraciones para el diseño de este elemento:

- El material del acople es acero A36
- La fuerza  $F_t = 2\,548\text{ N}$  se reparte y actúa en el centro de las placas de extensión.
- El espesor de la pieza es de 10 mm

La figura A.14 representa el modelo que se aplicó durante la simulación y la figura A.15 muestra los resultados obtenidos:

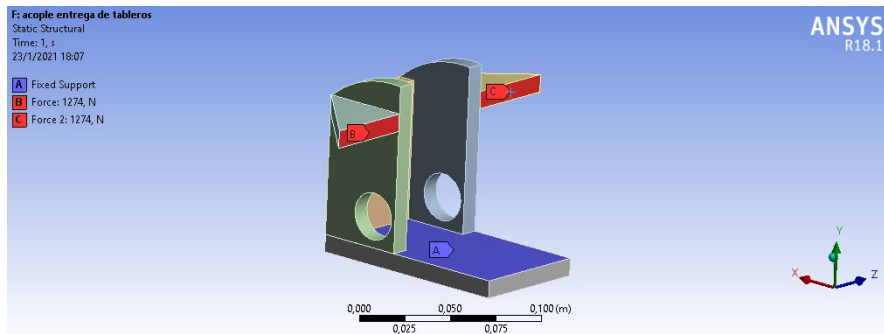


Figura A.14 Condiciones de carga del acople de empuje de tablero

Fuente: [Ansys 18.1]

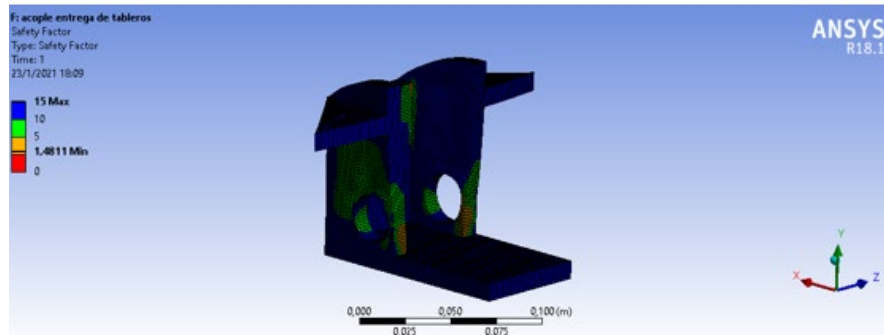
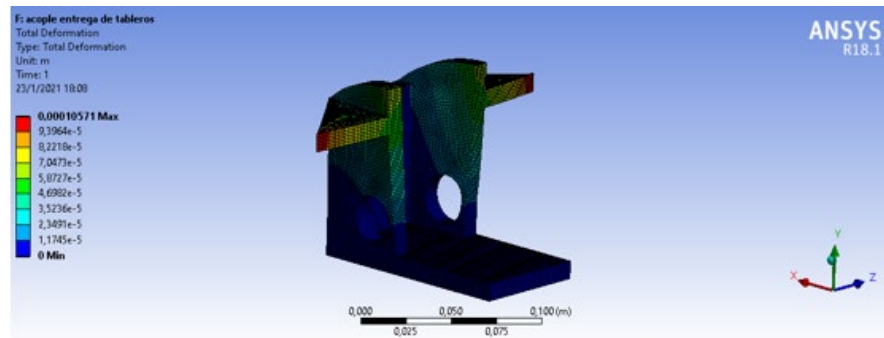


Figura A.15 Deformación total y factor de seguridad del acople de empuje de tablero

Fuente: [Ansys 18.1]

El componente superó la prueba ya que la deformación máxima fue de  $1.05 \times 10^{-4} m$  y su factor de seguridad de 1.48

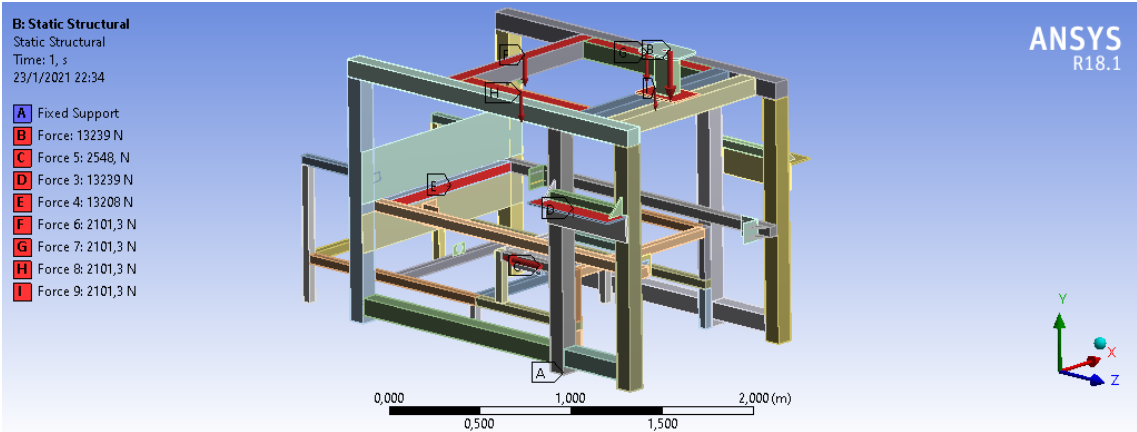
**Diseño de la estructura de la formadora**

Para el análisis de la estructura de la formadora se consideró lo siguiente:

- El espesor de los perfiles fue de 2 mm
- El material de los perfiles fue Acero A36
- Las fuerzas que actúan sobre la estructura se muestran en la tabla A.1
- La fuerza debido al peso de la tolva se divide en 4 partes ( $8405.2/4 N$ ) con la finalidad de que cada una actúe alrededor del marco de soporte de la tolva como se observa en la figura.A.16

**Tabla A.1 Fuerzas aplicadas en la estructura de la formadora**

Descripción	Fuerza aplicada [N]
Fuerza de Compactación	13 239
Fuerza de Desmolde	13 239
Fuerza de entrega de tableros	2 548
Fuerza del carro alimentador	13 208



**Figura A.16 Condiciones de carga de la estructura de la formadora**

Fuente: [Ansys 18.1]

Los resultados de la simulación se observan en la figura A.17:

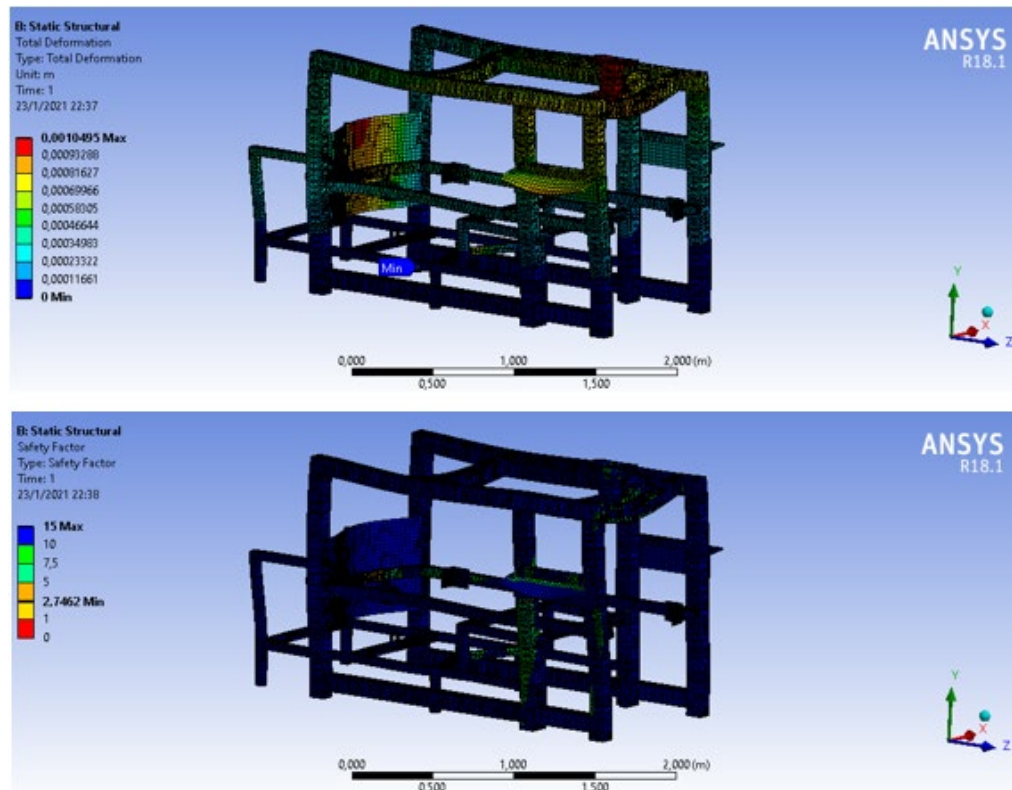


Figura A.17 Deformación total y factor de seguridad de la estructura de la formadora

Fuente: [Ansys 18.1]

Las cargas que actúan sobre la estructura se muestran en la figura A.16. La simulación realizada bajo esas condiciones de carga mostró, según la figura A.17 que la estructura soportará las cargas a las que será sometida, dado que su factor de seguridad es superior a 2.

### Diseño de la mesa vibratoria

Se utilizarán 4 resortes ubicados en las esquinas de la mesa vibratoria. Antes de la compactación, los resortes se encuentran bajo la acción de una precarga que corresponde a la suma del peso de la mesa vibratoria, del tablero de madera, del molde hembra y de la mezcla para un ciclo.

Con la ayuda del software CAD es posible obtener la masa de los diferentes componentes del sistema de vibración y compactación, las cuales se muestran en la tabla A.2.

**Tabla A.2 Masa de los componentes del sistema vibratorio**

Componente	Masa [Kg]
Mesa vibratoria	11.6
Tablero de madera	7.3
Molde hembra	132.5
Conjunto Molde macho	69.7

*Diseño de los resortes de vibración*

Calculamos la fuerza de precarga de los resortes:

$$F_p = (11.6 + 7.3 + 132.5) \cdot 9.81$$

$$F_p = 1485.2 \text{ N}$$

La precarga para 1 resorte es entonces:

$$F_1 = \frac{F_p}{4}$$

$$F_1 = 371.3 \text{ N}$$

**Tabla A.3 Aceros de alto carbono y aceros de aleación para resortes**

Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de piano, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Éste es el mejor, el más tenaz y el más empleado de todos los materiales para fabricar resortes pequeños. Presenta la mayor resistencia a la tensión y puede soportar mayores esfuerzos ante cargas repetidas que cualquier otro material para resorte. Disponible en diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 pulg.). No se emplea a temperaturas mayores de 120°C (250°F), o a temperaturas bajo cero.
Alambre templado en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM 229-41	Éste es un acero para resortes de uso general que se emplea para elaborar muchos tipos de resortes de espiras, cuando el costo del alambre de piano resulta prohibitivo y se necesitan tamaños mayores que el alambre de piano disponible. No adecuado para cargas de choque o impacto. Disponible en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.500 pulg.), pero se corrige con tamaños mayores y menores. No se emplea a más de 180°C (350°F), o a temperaturas bajo cero.
Alambre estrado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Este acero se usa para fabricar resortes de uso general más barato y se debe utilizar sólo donde la duración, la exactitud y la deflexión no sean muy importantes. Disponible en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg.). No se emplea a más de 120°C (250°F), o a temperaturas bajo cero.
Cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM 231-41	Ésta es la aleación más popular de acero para constituir resortes en condiciones que implican esfuerzos mayores que los que se pueden emplear con los aceros al alto carbono, y para usarse cuando son necesarias resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirve para cargas de choque o impacto. Se utilizan ampliamente para fabricar resortes de válvulas de motores de aviones y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Disponible en recocido o preenfriado con tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg.) de diámetro.
Cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación constituye un material excelente para fabricar resortes sometidos a esfuerzos elevados y cargas de impacto que requieren larga vida. Las durezas Rockwell de C50 a C53 son muy comunes y el material se utiliza hasta temperaturas de 250°C (475°F). Disponible en 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg.) de diámetro.

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

El diseño del resorte se realizará en base a las siguientes consideraciones:

- Factor de seguridad de 2
- De la tabla A.3 se elige el material del resorte. Se selecciona alambre de piano AISI 1085. El diámetro del alambre se selecciona de 3 mm.
- Se elige un resorte de 10 espiras
- El módulo de rigidez del acero es  $G = 79.3 \times 10^9$  GPa (Ver tabla A.4)

La constante del resorte se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$$

**Tabla A.4 Constantes físicas de algunos materiales**

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson $\nu$	Peso unitario w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/pulg <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	kN/m <sup>3</sup>
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero al carbono	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Fundición de hierro (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Abeto Douglas	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Metal Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable (18-8)	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Como primera aproximación utilizaremos un diámetro medio de la espira de 20 mm por lo que:

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$$

$$k = \frac{(0.003)^4 * 79.3 \times 10^9}{8(0.025)^3 * 10}$$

$$k = 5\,138.6 \text{ N/m}$$

La deflexión inicial del resorte es:

$$y_0 = \frac{F_{min}}{k}$$

$$F_{min} = 371.3 \text{ N}$$

Entonces:

$$y_0 = \frac{371.3}{5138.6}$$

$$y_0 = 0.07 \text{ m}$$

La deflexión máxima del resorte es:

$$y = \frac{F_{max}}{k}$$

Como restricción de espacio se permite que el resorte se deforme máximo 1 cm por acción de la compactación, por lo que la fuerza máxima se calcula como sigue:

$$F_{max} = k(y_0 + y)$$

$$F_{max} = 5138.6(0.07 + 0.01)$$

$$F_{max} = 411.1 \text{ N}$$

Calculamos ahora las fuerzas media y alternante:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

$$F_m = \frac{411.1 + 371.3}{2}$$

$$F_m = 391.2 \text{ N}$$

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

$$F_a = \frac{411.1 - 371.3}{2}$$

$$F_a = 19.9 \text{ N}$$

Luego calculamos los esfuerzos cortante medio y alternante:

$$\tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3}$$

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3}$$

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = \frac{0.025}{0.003}$$

$$C = 8.3$$

$$K_B = \frac{4(8.3) + 2}{4(8.3) - 3}$$



$$K_B = 1.17$$

Por lo tanto:

$$\tau_m = 1.17 \times \frac{8 \times 391.2 \times 0.025}{\pi \times 0.003^3}$$

$$\tau_m = 1079 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 1.17 \times \frac{8 \times 19.9 \times 0.025}{\pi \times 0.003^3}$$

$$\tau_a = 54.9 \text{ MPa}$$

La resistencia mínima a la tensión se calcula como sigue:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

**Tabla A.5 Constantes A y m para estimar la resistencia a la tensión mínima de alambres**

Material	ASTM núm.	Exponente <i>m</i>	Diámetro, pulg	<i>A</i> , kpsi · pulg <sup><i>m</i></sup>	Diámetro, mm	<i>A</i> , MPa · mm <sup><i>m</i></sup>	Costo relativo del alambre
Alambre de piano*	A228	0.145	0.004-0.256	201	0.10-6.5	2 211	2.6
Alambre T y R en aceite†	A229	0.187	0.020-0.500	147	0.5-12.7	1 855	1.3
Alambre estirado duro‡	A227	0.190	0.028-0.500	140	0.7-12.7	1 783	1.0
Alambre al cromo vanadio§	A232	0.168	0.032-0.437	169	0.8-11.1	2 005	3.1
Alambre al cromo silicio¶	A401	0.108	0.063-0.375	202	1.6-9.5	1 974	4.0
Alambre inoxidable 302*	A313	0.146	0.013-0.10	169	0.3-2.5	1 867	7.6-11
		0.263	0.10-0.20	128	2.5-5	2 065	
		0.478	0.20-0.40	90	5-10	2 911	
Alambre de bronce fosforado**	B159	0	0.004-0.022	145	0.1-0.6	1 000	8.0
		0.028	0.022-0.075	121	0.6-2	913	
		0.064	0.075-0.30	110	2-7.5	932	

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la Table A.5, habiéndose seleccionado alambre de piano, se tiene  $m = 0.145$  y  $A = 2211 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^m$ . Además,  $d = 3 \text{ mm}$  por lo que:

$$S_{ut} = \frac{2211}{3^{0.145}}$$

$$S_{ut} = 1 885.4 \text{ MPa}$$

Así mismo, la resistencia última al cortante corresponde a:

$$S_{su} = 0.67S_{ut}$$

$$S_{su} = 0.67(1885.4)$$

$$S_{su} = 1 263.2 \text{ MPa}$$

Asumiendo que el resorte se encuentra sin martillar, los componentes de la resistencia a la fatiga de vida infinita son:

$$S_{sa} = 35kpsi (241MPa)$$

$$S_{sm} = 55Kpsi (379MPa)$$

Luego se obtiene la resistencia a la fatiga torsional mediante la siguiente ecuación:

$$S_{se} = \frac{S_{sa}}{1 - \left(\frac{S_{sm}}{S_{su}}\right)^2}$$

$$S_{se} = \frac{241}{1 - \left(\frac{379}{1263.2}\right)^2}$$

$$S_{se} = 264.8 MPa$$

Modificamos  $S_{sa}$  mediante la siguiente ecuación:

$$S_{sa} = \frac{r^2 S_{su}^2}{2S_{se}} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_{se}}{rS_{su}}\right)^2} \right]$$

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m}$$

$$r = \frac{54.9}{1079}$$

$$r = 0.05$$

Entonces,

$$S_{sa} = \frac{(0.05)^2 (1263.2)^2}{2(264.8)} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2(264.8)}{0.05(1263.2)}\right)^2} \right]$$

$$S_{sa} = 114.3 MPa$$

Finalmente, el factor de seguridad a la fatiga es

$$n_f = \frac{S_{sa}}{\tau_a}$$

$$n_f = \frac{114.3}{54.9}$$

$$n_f \approx 2$$

El factor de seguridad es aceptable

### Frecuencia crítica de operación del resorte

Primero se calculará el peso de la región activa del resorte mediante la siguiente expresión:

$$W = \frac{\pi^2 d^2 D N_a \gamma}{4}$$

**Tabla A.6 Fórmulas para calcular las dimensiones de resortes de compresión**

Término	Tipo de extremos de resortes			
	Plano	Plano y esmerilado	A escuadra y cerrado	A escuadra y esmerilado
Espiras de extremo, $N_e$	0	1	2	2
Espiras totales, $N_t$	$N_a$	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, $l_0$	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, $l_s$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$
Paso, $p$	$(l_0 - d)/N_a$	$l_0/(N_a + 1)$	$(l_0 - 3d)/N_a$	$(l_0 - 2d)/N_a$

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Se eligió un tipo de extremo de resorte plano y esmerilado, de la Tabla A.6 se calculó el número de espiras activas, ya que se conoce el número de espiras totales.

$$N_t = N_a + 1$$

Entonces,

$$N_a = N_t - 1$$

$$N_a = 10 - 1$$

$$N_a = 9$$

De la Tabla A.4 se extrae el peso específico del acero,  $\gamma = 76.5 \frac{KN}{m^3}$

De modo que,

$$W = \frac{\pi^2 (0.003)^2 (0.025) (9) (76.5 \times 10^3)}{4}$$

$$W = 0.38 N$$

La frecuencia crítica se expresa como:

$$f_c = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{gk}{W}}$$

$$f_c = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{9.81(5138.6)}{0.38}}$$

$$f_c = 182 \text{ ciclos/s}$$

Expresado en revoluciones por minuto.

$$\omega = 2\pi f_c$$

$$\omega = 2\pi(182)(60)$$

$$\omega = 68\,612.4 \text{ rpm}$$

La frecuencia de vibración recomendada para la mesa vibratoria es de 3000 rpm. Se sabe que “la frecuencia critica fundamental debe ser de 15 a 20 veces la frecuencia de la fuerza o movimiento del resorte, con objeto de evitar la resonancia con las armónicas” (Shigley & Mischke, 2005).

Comprobando esto tenemos,

$$\frac{68\,612.4}{3\,000} = 22.9$$

Se verifica entonces que el resorte se encuentra dentro del límite aceptable para cumplir este requisito.

### Estabilidad del resorte

**Tabla A.7 Constantes de las condiciones de extremos  $\alpha$  de resortes helicoidales de compresión**

Condición de extremo	Constante $\alpha$
Resorte apoyado entre superficies planas paralelas (extremos fijos)	0.5
Un extremo apoyado por una superficie plana perpendicular al eje del resorte (fijo); el otro extremo con pivote (articulado)	0.707
Ambos extremos con pivote (articulados)	1
Un extremo sujeto; el otro libre	2

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

La estabilidad se refiere al control al pandeo del resorte. Los resortes de acero deben cumplir con la siguiente condición:

$$L_0 < 2.63 \frac{D}{\alpha}$$

La condición de extremo del resorte es de extremos fijos por lo que, de la tabla A.7,  $\alpha = 0.5$

$$L_0 < 2.63 \frac{2.5 \text{ cm}}{0.5}$$

$$L_0 < 13.15 \text{ cm}$$

A partir del resultado anterior, se calculó el paso del resorte con la fórmula que se indica en la tabla A.6, para resorte de extremo plano y esmerilado:

$$p = \frac{L_0}{N_a + 1}$$

$$p = \frac{13}{9 + 1} = 1.3 \text{ cm}$$

Con los resultados anteriores, se seleccionó un resorte con las características que se resumen en la tabla A.8.

**Tabla A.8 Características del resorte**

Material del resorte	Alambre de piano AISI 1085
Diámetro medio de la espira, D	25 mm
Diámetro del alambre, d	3 mm
Paso, p	1.3 cm
Longitud libre del resorte, L <sub>0</sub>	13 cm
Numero de Espiras, N	10

#### *Diseño de la excéntrica para el eje de la mesa vibratoria*

La constante elástica de cada resorte es 5 138.6 N/m. Dado que se disponen 4 resortes alrededor del marco de la estructura de la mesa y estos se encuentran en paralelo, la constante elástica del sistema es:

$$k = 4(5\ 138.6)$$

$$k = 20\ 554.4 \text{ N/m}$$

La masa del sistema es la suma de la mesa vibratoria, tablero de madera y el molde hembra:

$$m = 11.6 + 7.3 + 132.5$$

$$m = 151.4 \text{ Kg}$$

La velocidad angular que se definió anteriormente es:

$$\omega = 3000 \text{ rpm} = 314.16 \text{ rad/s}$$

Se elige una amplitud de la vibración de  $x_0 = 0.5 \text{ mm}$

Según (Godoy Caguana & Mora Sánchez, 2009) el coeficiente de amortiguamiento se puede aproximar a:

$$c = 5.65 \text{ Kg s/cm}$$

Luego,

$$F_0 = 0.0005 \sqrt{(20554.4 - 151.4(314.16)^2)^2 + (5.65 * 9.81 * 100)^2 (314.16)^2}$$

$$F_0 = 7511.7 \text{ N}$$

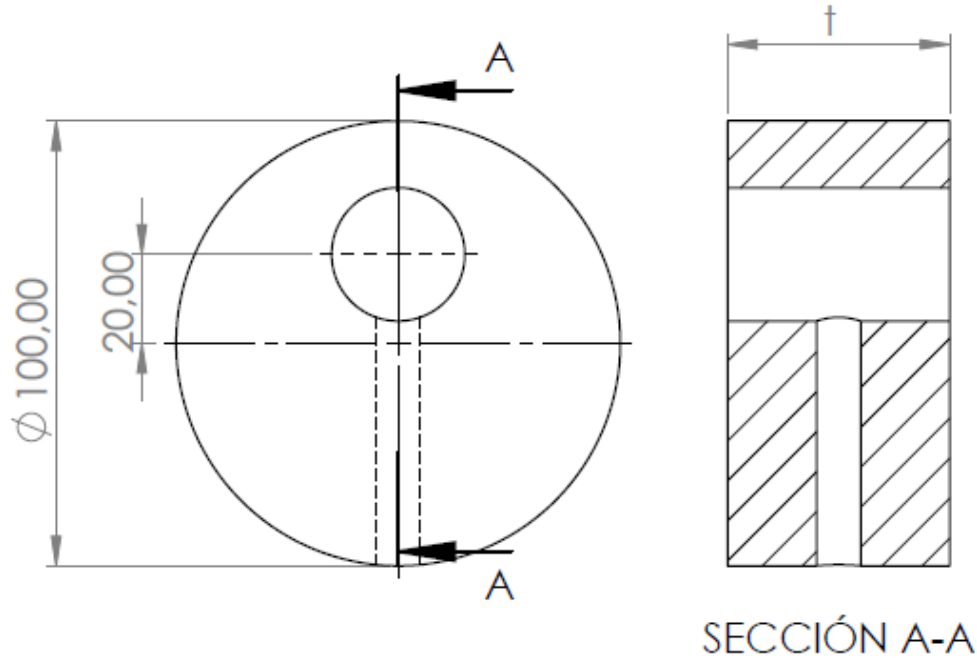


Figura A.18 Sección de corte de la excéntrica

Se fijó el diámetro de la excéntrica así que se calculó el espesor  $t$  de ésta.

La fuerza de excitación  $F_0$  también corresponde a la fuerza centrífuga ocasionada por la excéntrica a 3000 rpm ( $314.16 \text{ rad/s}$ ). La fuerza centrífuga se expresa de la siguiente forma:

$$F_c = m_e \cdot a_n$$

$$m_e = \rho_e \cdot V_e$$

$$V_e = \frac{\pi D_e^2 t}{4} c$$

$$a_n = e \cdot \omega^2$$

De manera que,

$$F_c = \rho_e \cdot \frac{\pi D_e^2 t}{4} \cdot e \cdot \omega^2$$

$$\rho_e = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

Además,

$$F_c = F_0 = 7511.7 \text{ N}$$

Reemplazando,

$$7511.7 = \left( 7850\pi \frac{(0.1)^2}{4} (0.02)(314.16)^2 \right) * t$$

Finalmente,

$$t = 0.06 \text{ m} = 6 \text{ cm}$$

Este cálculo se realizó suponiendo una excéntrica sobre el eje. Para distribuir mejor el efecto de la vibración se usarán dos excéntricas igualmente espaciadas de espesor  $t/2 = 3 \text{ cm}$ .

*Cálculo de la potencia necesaria para el sistema de vibración*

La potencia puede expresarse como:

$$P = \frac{I\omega^2}{2t_a}$$

Se calculó las inercias de los elementos rotativos del sistema como sigue:

$$I_{eje} = \frac{m_{eje}r_{eje}^2}{2}$$

Con la ayuda del software CAD,  $m_{eje} = 3.3 \text{ Kg}$  y  $r_{eje} = 35 \text{ mm}$

$$I_{eje} = \frac{3.3(0.035)^2}{2}$$
$$I_{eje} = 0.002 \text{ Kg m}^2$$

Luego,

$$I_e = \rho_e \cdot \frac{\pi D_e^2 t}{4} \cdot \frac{r_e^2}{2}$$
$$I_e = 7850 \cdot \frac{\pi(0.1)^2(0.06)}{4} \cdot \frac{\left(\frac{0.1}{2}\right)^2}{2}$$
$$I_e = 0.00462 \text{ Kg m}^2$$

Posteriormente,

$$I'_e = m_e e^2$$
$$I'_e = 7850 \cdot \frac{\pi(0.1)^2(0.06)}{4} (0.02)^2$$
$$I'_e = 0.00148 \text{ Kg m}^2$$

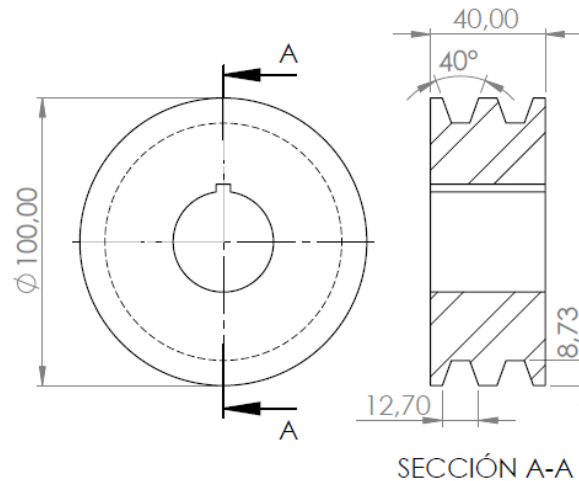


Figura A.19 Sección de corte de la pulea de la mesa vibratoria

Luego,

$$I_p = \frac{m_p r_p^2}{2}$$

Con la ayuda del software CAD,  $m_p = 1.8 \text{ Kg}$ . El radio de la pulea se obtiene de la figura A.19. Entonces:

$$I_p = \frac{1.8 \left(\frac{0.1}{2}\right)^2}{2}$$

$$I_p = 0.00225 \text{ Kg m}^2$$

Luego la inercia del sistema es:

$$I = 0.002 + 0.00462 + 0.00148 + 0.00225$$

$$I = 0.01 \text{ Kg m}^2$$

El tiempo de arranque se puede aproximar a 1.5 s. Entonces:

$$P = \frac{I \omega^2}{2t_a}$$

$$P = \frac{(0.01)(314.16)^2}{2(1.5)}$$

$$P = 329 \text{ W} = 0.4 \text{ Hp}$$

La eficiencia de una transmisión en banda puede estar entre 70 y 96% de manera que consideraremos un promedio de eficiencia de 83%. Como se utilizarán dos bandas, la potencia requerida es entonces:

$$P = \frac{0.4 \text{ Hp}}{0.83 * 0.83}$$

$$P = 0.6 \text{ Hp}$$



La potencia instalada según el catálogo es:

$$P_N = 1.5 \text{ Hp}$$

*Cálculo y selección de las bandas de transmisión de potencia para el sistema de vibración*

**Tabla A.9 Secciones de bandas en V estándar**

Sección de la banda	Ancho $a$ , pulg	Espesor $b$ , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la Tabla A.9, se seleccionó una banda tipo A dado que la potencia de 1.5 Hp se encuentra dentro del intervalo.

La velocidad del motor es de 1 750 rpm y la velocidad que se desea alcanzar para el eje de vibración es de 3 000 rpm por lo que el diámetro de la polea del motor se calculó como sigue:

$$\omega_M D_M = \omega_p d_p$$

$$D_M = \frac{\omega_p d_p}{\omega_M}$$

$$D_M = 171.4 \text{ mm}$$

Se recomienda que la distancia entre centros no sea menor que el diámetro de la polea más grande ni mayor a tres veces la suma de los diámetros de las dos poleas (Shigley & Mischke, 2005), es decir:

$$D_M < C < 3(D_M + d_p)$$

$$171.4 < C < 814.2 \text{ mm}$$

Dada la altura definida de la mesa vibratoria como parte del diseño, se selecciona una distancia entre centros de 300 mm.

La longitud de paso de la banda es:

$$L_p = 2C + \frac{\pi}{2}(D_M + d_p) + \left[ \frac{(D_M - d_p)^2}{4C} \right]$$

$$L_p = 2(300) + \frac{\pi}{2}(171.4 + 100) + \left[ \frac{(171.4 - 100)^2}{4(300)} \right]$$

$$L_p = 1\,030.56 \text{ mm} = 40.57 \text{ in}$$

**Tabla A.10 Circunferencias interiores de bandas en V estándar**

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

**Tabla A.11 Dimensiones de conversión de longitud.**

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la Tabla A.10 se seleccionó la circunferencia interior de la banda en V, la cual es una A42, es decir, su circunferencia interior es de 42 in. Para obtener la longitud de paso en pulgadas, se sumó el valor de la circunferencia de la banda con el valor correspondiente de la tabla A.11, de modo que:

$$L_p = 42 + 1.3$$

$$L_p = 43.3 \text{ in}$$

Ahora con la longitud de paso real de la banda, recalculamos la distancia entre centros usando la siguiente ecuación:

$$C = 0.25 \left\{ \left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D_M + d_p) \right] + \sqrt{\left[ L_p - \frac{\pi}{2}(D_M + d_p) \right]^2 - 2(D_M - d_p)^2} \right\}$$

$$D_M = 171.4 \text{ mm} = 6.75 \text{ in}$$

$$d_p = 100 \text{ mm} = 3.94 \text{ in}$$

Reemplazando, la distancia entre centros de las poleas resultó ser:

$$C = 13.18 \text{ in} = 335 \text{ mm}$$

A continuación, se procedió a calcular la velocidad periférica de la banda:

$$V = \frac{\pi dn}{12}$$

Dónde:

$d$ : Diámetro de paso de la polea del motor o del eje

$n$ : Velocidad angular del motor o del eje

$$V = \frac{\pi(3.94)(3000)}{12}$$

$$V = 3094.5 \text{ ft/min}$$

**Tabla A.12 Potencias nominales de bandas en V estándar**

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
		12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
		17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
		28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la tabla A.12 se obtuvo la potencia nominal tabulada de la banda V mediante interpolación lineal. El resultado fue:

$$H_{tab} = 2.02 Hp$$

El ángulo de cobertura es:

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D_M - d_p}{2C} \right)$$

$$\phi = \theta_d = 180 - 2 \sin^{-1} \left( \frac{6.75 - 3.94}{2(13.18)} \right)$$

$$\phi = \theta_d = 179.5^\circ = 3.13 \text{ rad}$$

La Gates Rubber Company declara que su coeficiente de fricción efectivo es de  $f=0.5123$  para ranuras (Shigley & Mischke, 2005), de modo que se estimó  $\exp(f\phi)$  para el desarrollo completo de la fricción como sigue:

$$\exp(f\phi) = \exp[0.5123(3.13)] = 4.97$$

**Tabla A.13 Factor de corrección del ángulo de contacto  $K_1$  para transmisiones de banda plana VV\* y en V**

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$ , grados	VV	$K_1$ Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Se calcula lo siguiente:

$$\frac{D_M - d_p}{C}$$

$$\frac{171.4 - 100}{335} = 0.21$$

De la tabla A.13 se obtuvo el factor de corrección para el ángulo de contacto de la banda en V.

$$K_1 = 0.78$$

**Tabla A.14 Factor de corrección de longitud de la banda**

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la tabla A.14 se extrajo el factor de corrección de longitud de la banda

$$K_2 = 0.85$$

La potencia permitida por banda se calculó de la siguiente manera:

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab}$$

$$H_a = 0.78(0.85)(2.02)$$

$$H_a = 1.34 H_p$$

La potencia de diseño está dada por:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d$$

**Tabla A.15 Factores de servicio sugeridos para transmisiones de bandas en V**

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Para características de trabajo uniforme y de par de torsión normal, de la tabla A.15 se seleccionó un factor de servicio  $K_s = 1.2$ . Además, se consideró un factor de diseño  $n_d = 1.5$  de modo que:

$$H_d = 1.5(1.2)(1.25)$$

$$H_d = 2.25 H_p$$

El número de bandas debe ser:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_b \geq \frac{2.25}{1.34}$$

$$N_b \geq 1.68 \rightarrow 2 \text{ bandas}$$

El factor de seguridad de la banda obtenido fue:

$$\eta_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

$$\eta_{fs} = \frac{1.34(2)}{1.5(1.2)}$$

$$\eta_{fs} = 1.5$$

La tensión centrífuga de la banda se calculó con la siguiente expresión:

$$F_c = K_c \left( \frac{V}{1000} \right)^2$$

**Tabla A.16 Parámetros adicionales para bandas en V**

Sección de la banda	$K_b$	$K_c$
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la tabla A.16,  $K_c = 0.561$ , de modo que:

$$F_c = K_c \left( \frac{3\,094.5}{1\,000} \right)^2$$

$$F_c = 5.4 \text{ lbf}$$

La diferencia de tensiones en la polea es.

$$\Delta F = \frac{6\,3025 H_d / N_b}{n(d/2)}$$

$$\Delta F = \frac{6\,3025(2.25)/2}{3\,000(3.94/2)}$$

$$\Delta F = 12 \text{ lbf}$$

Las tensiones alrededor de la banda son:

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}$$

$$F_1 = 5.4 + \frac{12(4.97)}{4.97 - 1}$$

$$F_1 = 20.42 \text{ lbf}$$

$$F_2 = 20.42 - 12$$

$$F_2 = 8.42 \text{ lbf}$$

La tensión inicial que debe mantenerse para la correcta transmisión de potencia de las bandas es:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$$

$$F_i = \frac{20.42 + 8.42}{2} - 5.4$$

$$F_i = 9.02 \text{ lbf}$$

Para calcular la durabilidad de la banda, primero se procede a calcular las tensiones equivalentes:

De la tabla,  $K_b = 220$

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d}$$

$$T_1 = 20.42 + \frac{220}{3.94}$$

$$T_1 = 76.3 \text{ lbf}$$

$$T_2 = F_2 + \frac{K_b}{D}$$

$$T_2 = 20.42 + \frac{220}{6.75}$$

$$T_2 = 53 \text{ lbf}$$

La regla de Miner (Shigley & Mischke, 2005) para calcular el número de pasadas es:

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1}$$

**Tabla A.17 Parámetros de durabilidad para bandas de sección en V**

Sección de la banda	$10^8$ a $10^9$ picos de fuerza		$10^9$ a $10^{10}$ picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Los factores K y b se obtienen de la tabla A.17, entonces:

$$N_p = \left[ \left( \frac{674}{76.3} \right)^{-11.089} + \left( \frac{674}{53} \right)^{-11.089} \right]^{-1}$$



$$N_p = 3.05 \times 10^{10} \text{ pasadas}$$

Como  $3.05 \times 10^{10}$  está fuera del intervalo de validez, entonces  $N_p = 10^9$  (Shigley & Mischke, 2005), de manera que:

$$t > \frac{N_p L_p}{720V}$$

$$t > \frac{10^9(43.3)}{720(3094.5)}$$

$$t > 19434.1 \text{ h}$$

Lo que equivale a una duración de aproximadamente 2.2 años.

### *Diseño del eje de la mesa vibratoria*

El peso de cada excéntrica es:

$$W_e = 9.8 \cdot \rho_e \cdot \frac{\pi D_e^2 t}{4}$$

$$W_e = 9.8 \cdot 7850 \cdot \frac{\pi(0.1)^2 \left(\frac{0.06}{2}\right)}{4}$$

$$W_e = 18.1 \text{ N}$$

La fuerza en la zona de la polea es:

$$F_p = F_1 + F_2 + W_p$$

Dónde  $F_1$  y  $F_2$  son las tensiones sobre la polea y  $W_p$  es el peso de la polea.

$$F_p = 20.42 \text{ lbf} \left(\frac{4.45 \text{ N}}{1 \text{ lbf}}\right) + 8.42 \left(\frac{4.45 \text{ N}}{1 \text{ lbf}}\right) + 1.8(9.8) \text{ N}$$

$$F_p = 146 \text{ N}$$

Dada la simetría del sistema como parte del diseño, se puede asegurar lo siguiente:

$$R_A = R_B = \frac{2W_e + F_p}{2}$$

$$R_A = R_B = \frac{2(18.1) + 146}{2}$$

$$R_A = R_B = 91.1 \text{ N}$$

El par de torsión se calcula como sigue:

$$T = r_p(F_1 - F_2)$$

Dónde  $r_p$  es el radio de la polea y  $F_1$ ,  $F_2$  son las tensiones de las bandas.

$$T = (0.05)(90.9 - 37.5)$$

$$T = 2.67 \text{ N m}$$

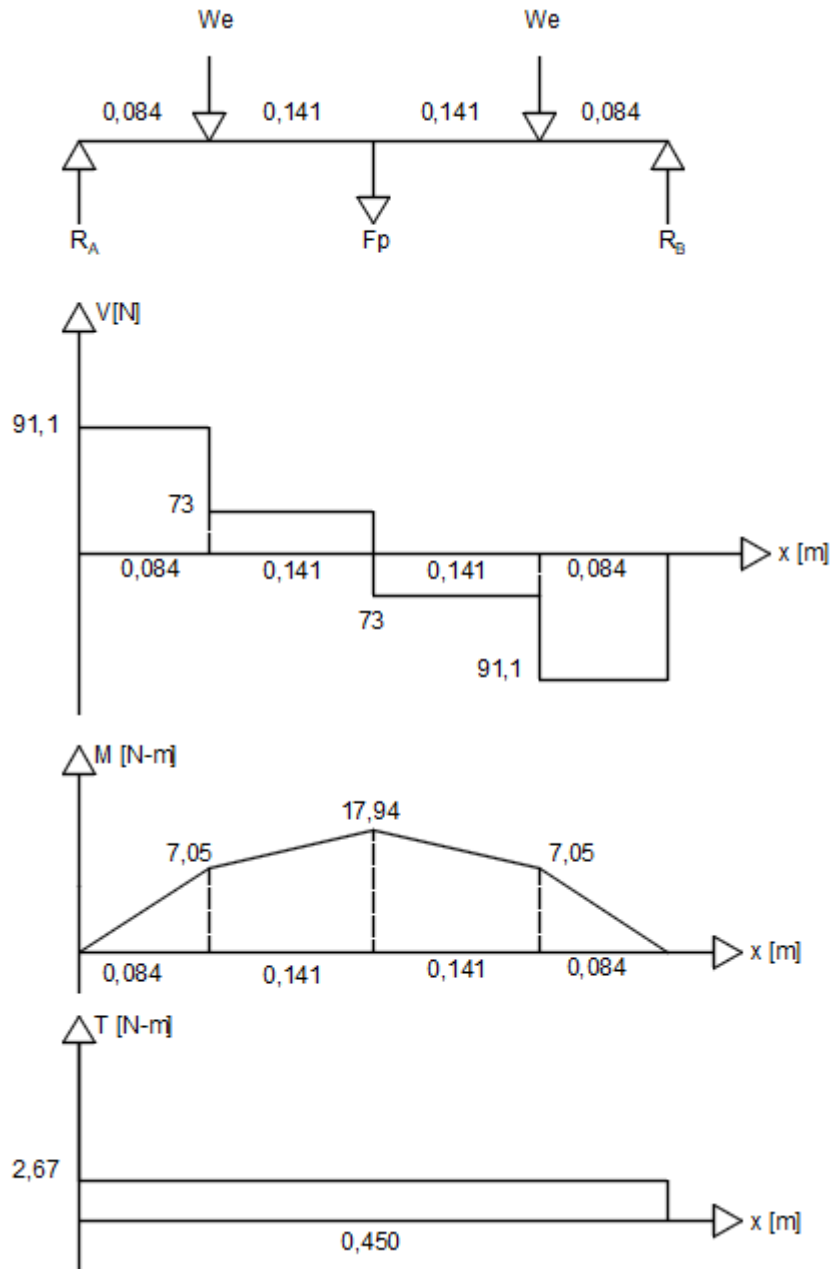


Figura A.20 Diagrama del cuerpo libre y diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y momento torsor del eje

Se realizó un análisis por fatiga. La figura A.20 muestra los diagramas de cortante, momento flexionante y momento torsor del eje. Se realizó el análisis en la zona del hombro (punto B) ya que esta zona presenta concentración de esfuerzos debido al cambio en el diámetro.

Dado que el momento flexionante sobre el eje es constante, el esfuerzo flexionante que se crea sobre este, es completamente reversible (Shigley & Mischke, 2005), entonces:

$$M_a = 7.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_a = 0$$

El Torque medio es:

$$T_m = 2.67 N \cdot m$$

$$M_m = 0$$

A continuación, se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación de Marín (Shigley & Mischke, 2005):

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

El material elegido para el eje es acero AISI 1020 estirado en frío, con  $S_{ut} = 470 MPa$

$$k_a = a S_{ut}^b$$

**Tabla A.18 Factor de modificación de la condición superficial**

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la tabla A.18,  $a = 4.51$  y  $b = -0.265$

$$k_a = 4.51(470)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.88$$

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < 254 \text{ mm} \end{cases}$$

**Figura A.21 Ecuaciones para la determinación del factor de tamaño**

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Con un diámetro menor del eje de 30 mm, se utilizó la figura A.21 para calcular el factor de tamaño. El resultado fue el siguiente:

$$k_b = 1.24(d)^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24(30)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.86$$

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

**Figura A.22 Valores medios del factor de carga**  
Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

$$k_c = 1$$

Se elige  $k_c = 1$  de la figura A.22, porque existen esfuerzos combinados de torsión y flexión (Shigley & Mischke, 2005).

Se asume  $k_d = 1$  y  $k_f = 1$

**Tabla A.19 Factores de confiabilidad**

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Supondremos una confiabilidad del 90% de modo que, según la tabla A.19:

$$k_e = 0.814$$

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

**Figura A.23 Rango de estimación del límite de resistencia de viga rotativa**  
Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

El valor de  $S'_e$  se estimó de la figura A.23 con  $S_{ut} < 1 400 \text{ MPa}$  por lo que:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5(470)$$

$$S'_e = 235 \text{ MPa}$$

Luego:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0.88(0.86)(1)(1)(0.814)(1)(235)$$

$$S_e = 144 \text{ MPa}$$

Calculamos las relaciones  $D/d$  y  $r/d$  del eje, sabiendo que  $D=35$  mm,  $d=30$  mm y el radio de filete es de 2 mm.

$$\frac{D}{d} = \frac{35}{30} = 1.167$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{30} = 0.067$$

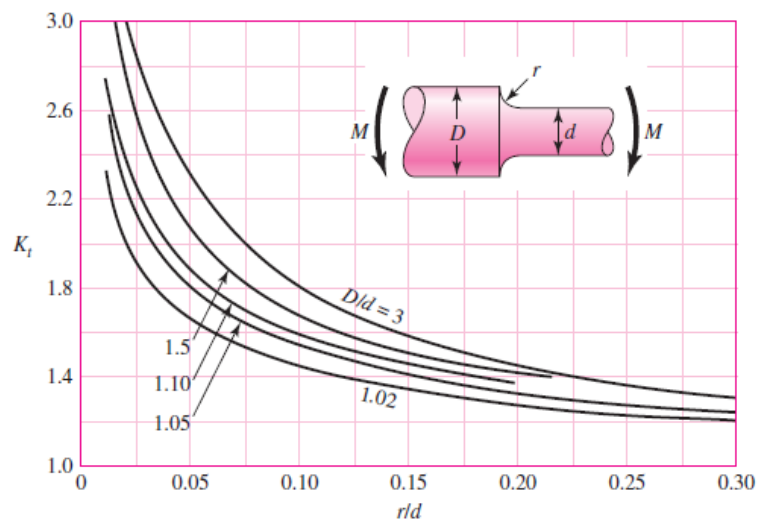


Figura A.24 Factor de corrección para eje redondo con filete en el hombro en flexión  
Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

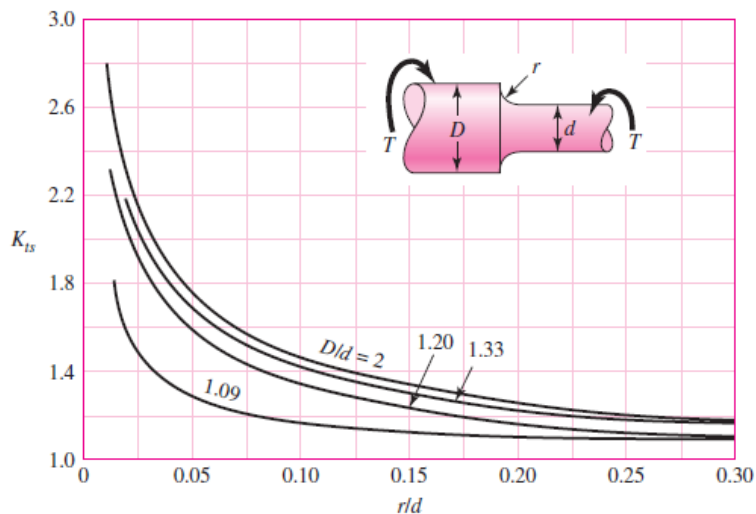
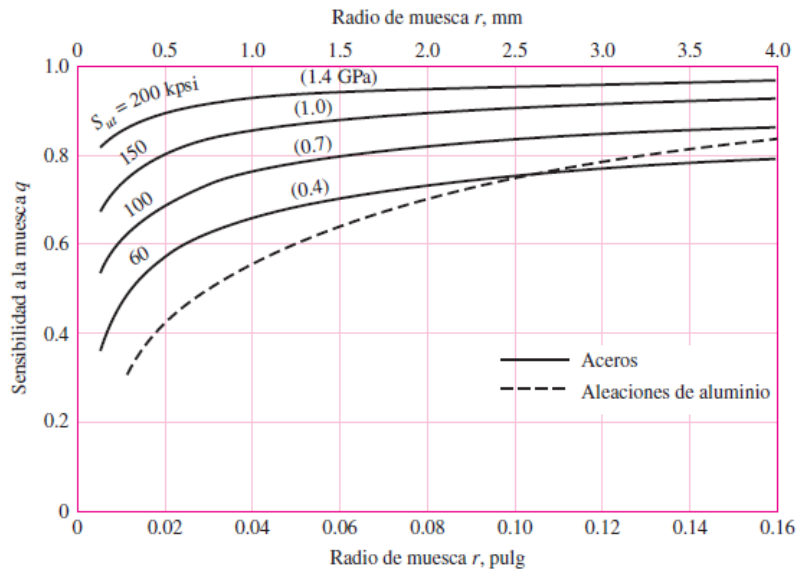
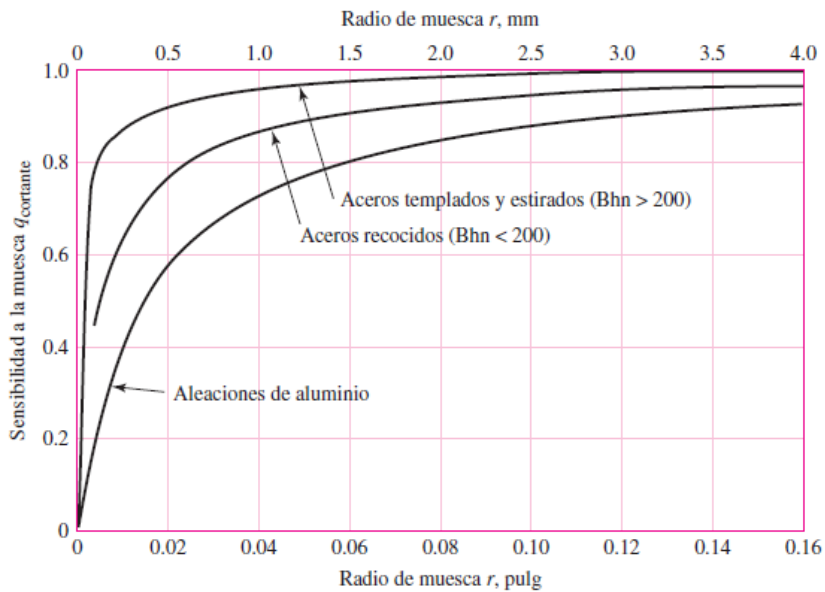


Figura A.25 Factores de corrección para eje redondo con filete en el hombro en torsión.  
Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)



**Figura A.26** Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.  
Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)



**Figura A.27** Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa  
Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Para calcular los factores de concentración de esfuerzos por fatiga se realiza lo siguiente: Primero se determina los factores teóricos de concentración del esfuerzo con la ayuda de las figuras A.24 y A.25.

$$K_t = 1.5$$

$$K_{ts} = 1.3$$

Luego la sensibilidad a la muesca con la ayuda de las figuras A.26 y A.27.

$$q = 0.75$$

$$q_s = 0.98$$

Finalmente,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.75(1.5 - 1)$$

$$K_f = 1.38$$

$$K_{fs} = 1 + 0.98(1.3 - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.98(1.3 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.29$$

Finalmente, utilizando el criterio de Goodman calculamos el factor de seguridad del eje:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(0.015)^3} \left\{ \frac{1}{144 \times 10^6} \left[ 4(1.38(7.65))^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{470 \times 10^6} \left[ 3(1.29(2.67))^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$n = 4$$

Si repetimos el proceso en el punto C, la ecuación final solo cambia en el momento alternante, el radio y en los factores de concentración de esfuerzos en fatiga que son iguales a 1.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(0.018)^3} \left\{ \frac{1}{144 \times 10^6} \left[ 4((17.94))^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{470 \times 10^6} \left[ 3((2.67))^2 \right]^{1/2} \right\}$$

$$n = 4.42$$

### *Cálculo y selección de los rodamientos*

$\alpha = 3$  para rodamientos de bola (Shigley & Mischke, 2005)

En el mercado local, SKF es una marca de rodamientos muy reconocida. Ellos clasifican sus rodamientos para un millón de revoluciones de manera que la vida mínima,  $L_{10}$  es  $L_R n_R 60 = 10^6$  revoluciones, por lo que:

$$C_{10} = R_A \left( \frac{L_D n_D 60}{10^6} \right)^{1/\alpha}$$

Si se desea una vida útil de 30 000 horas a 3 000 rpm tenemos,

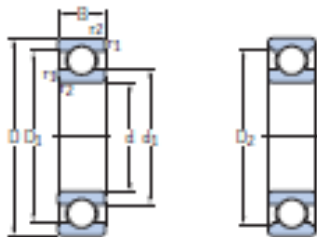
$$C_{10} = 91.1 \left( \frac{30\,000(3\,000)60}{10^6} \right)^{1/3}$$

$$C_{10} = 1.6 \text{ KN}$$

En base a estos resultados, de la tabla A.20 se eligieron rodamientos de bola SFK con designación 61803 (SFK, 2020).

**Tabla A.20 Sección del catálogo SFK para selección de rodamientos**

**1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas**  
d 15 - 17 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinámica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamientos abiertos o tapados en ambos lados	tapado en un lado <sup>2)</sup>
mm			kN		kN	r.p.m.		kg	-	
15 cont.	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,032	• 6002-ZZ	6002-Z
	32	13	5,59	2,85	0,12	-	14 000	0,039	• 63002-ZRS1	-
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	• 6202	-
	35	11	8,06	3,75	0,16	-	13 000	0,046	• 6202-ZRSH	6202-RSH
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	22 000	0,046	• 6202-ZRSL	6202-RSL
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	22 000	0,048	• 6202-ZZ	6202-Z
	35	14	7,8	3,75	0,16	-	13 000	0,054	• 62202-ZRS1	-
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	• 6302	-
	42	13	11,9	5,4	0,228	-	12 000	0,085	• 6302-ZRSH	6302-RSH
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	19 000	0,085	• 6302-ZRSL	6302-RSL
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	19 000	0,086	• 6302-ZZ	6302-Z
	42	17	11,4	5,4	0,228	-	12 000	0,11	• 62302-ZRS1	-
52	7	4,49	3,75	0,16	-	7 500	0,034	• 61808-ZRS1	-	
17	26	5	2,03	1,27	0,054	-	16 000	0,0082	• 61803-ZRS1	-
	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	28 000	0,0082	• 61803-ZR2	-
	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	28 000	0,0082	• 61803-ZZ	-
	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34 000	0,0075	• 61803	-
	30	7	4,62	2,55	0,108	-	14 000	0,017	• 61903-ZRS1	-
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,017	• 61903-ZZ	-
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	26 000	0,018	• 61903-ZR2	-
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,016	• 61903	-
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,032	• 16003-ZZ	-
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,031	• 16003	-
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	• 6003	-
	35	10	6,37	3,25	0,137	-	13 000	0,039	• 6003-ZRSH	6003-RSH
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,039	• 6003-ZRSL	6003-RSL
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	22 000	0,041	• 6003-ZZ	6003-Z
	35	14	6,05	3,25	0,137	-	13 000	0,052	• 63003-ZRS1	-
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	• 6203	-
	40	12	9,95	4,75	0,2	-	12 000	0,067	• 6203-ZRSH	6203-RSH
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,067	• 6203-ZRSL	6203-RSL
40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	19 000	0,068	• 6203-ZZ	6203-Z	
40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	• 6203 ETN9	-	
40	16	9,56	4,75	0,2	-	12 000	0,089	• 62203-ZRS1	-	

1) Recomendado SAC al pararse

2) Producto popular

3) Para los rodamientos con una sola placa de protección o un sello no escudo (Z, RZ) corresponden las velocidades límite de los rodamientos abiertos.



## Dimensionamiento del silo de cemento

A continuación, en la tabla A.21 se muestra la cantidad en volumen y masa necesaria de cada material para 21 ciclos.

**Tabla A.21 Cantidad de material necesaria para 21 ciclos**

Material	Porcentaje [%]	Volumen para 21 ciclos [m <sup>3</sup> ]	Densidad suelta [ $\frac{Kg}{m^3}$ ]	Masa para 21 ciclos [Kg]
Cemento	11,4	0,05426	1200	65,11
Arena	56,8	0,27037	1600	432,59
Grava	22,7	0,10805	1500	162,08
Agua	9,1	0,04332	1000	43,32

La capacidad máxima del silo de cemento se establece de 0,9 toneladas, el cual corresponde a un volumen de:

$$\frac{0,9 \text{ ton}}{\text{silo}} * \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ ton}} * \frac{1}{1200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 0,75 \frac{\text{m}^3}{\text{silo}}$$

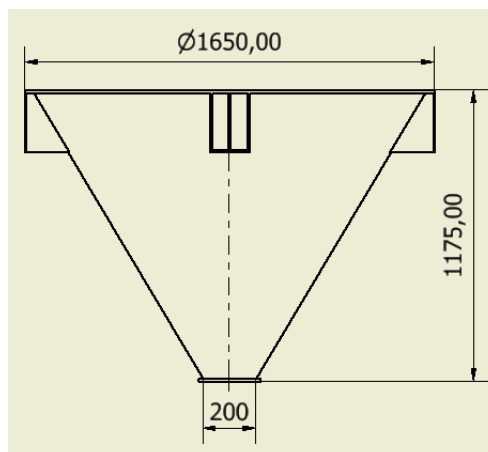
Para evitar problemas de sobrellenado, se adicionó un 20% al volumen necesario. Entonces, tenemos que:

$$0,75 \frac{\text{m}^3}{\text{silo}} * 1,20 = 0,9 \frac{\text{m}^3}{\text{silo}}$$

Una vez obtenidos estos valores, se calculó el tiempo de vaciado del silo para poder estimar sus tiempos de reabastecimiento.

$$0,9 \text{ ton} * \frac{\text{ciclos}_T}{65,11 \text{ Kg}} * \frac{7 \text{ min}}{\text{ciclos}_T} * \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ ton}} = 105 \text{ min}$$

A continuación, en la figura A.28 se muestra el dimensionamiento del silo de cemento.



**Figura A.28 Dimensiones principales del silo de cemento**

## Análisis de la tolva de cemento

Para realizar el análisis en software, definimos el material adecuado para la chapa del silo, el cual es el acero ASTM A-36; además, el espesor del silo es de 4 mm.

Tomando en cuenta que el peso de la carga máxima de cemento es 8 829 N, se realizó la comprobación de la resistencia del silo diseñado para las cargas actuantes. A continuación, en la figura A.29 se muestra el resultado de la simulación:

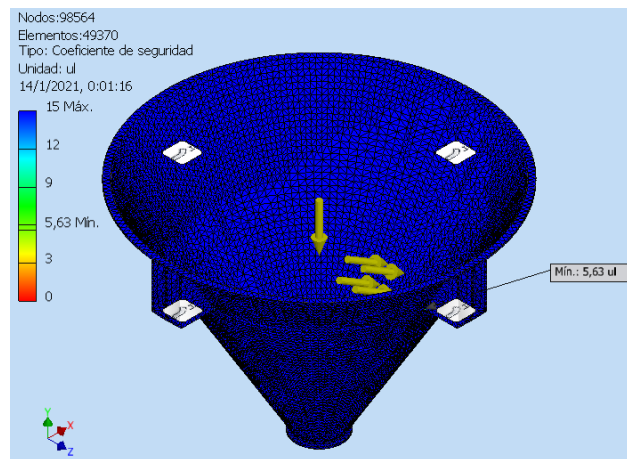


Figura A.29 Factor de seguridad crítico en el silo de cemento

Fuente: [Autodesk Inventor Student]

Como se puede observar en la figura A.29, el factor de seguridad mínimo que actúa sobre la superficie interna del silo corresponde a un valor de 5.63, lo cual nos garantiza que la estructura no va a fallar.

## Dimensionamiento de la tolva de agregados

Para almacenar los agregados se dimensionaron las tolvas rectangulares para una capacidad volumétrica de  $1,4 \text{ m}^3$ . La capacidad de almacenaje de las tolvas, en términos de masa se calcula de la siguiente manera:

$$\frac{1,4 \text{ m}^3}{\text{tolva}_{\text{grava}}} * 1300 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ Kg}} = 1,82 \frac{\text{ton}}{\text{tolva}_{\text{grava}}}$$

$$\frac{1,4 \text{ m}^3}{\text{tolva}_{\text{arena}}} * 1400 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{1 \text{ ton}}{1000 \text{ Kg}} = 1,96 \frac{\text{ton}}{\text{tolva}_{\text{arena}}}$$

Luego se calculó el tiempo de vaciado de cada tolva como sigue:

$$1,82 \text{ ton} * \frac{1 \text{ ciclo}_T}{162,08 \text{ Kg}} * \frac{7 \text{ min}}{1 \text{ ciclo}_T} * \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ ton}} = 78,6 \frac{\text{min}}{\text{tolva}_{\text{grava}}}$$

$$1,96 \text{ ton} * \frac{1 \text{ ciclo}_{total}}{432,19 \text{ Kg}} * \frac{7 \text{ min}}{1 \text{ ciclo}_T} * \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ ton}} = 31,74 \frac{\text{min}}{\text{tolva}_{arena}}$$

Para el dimensionamiento y análisis, se utilizó el material más denso, es decir, la arena. A continuación, en la figura A.30 se muestra el dimensionamiento de la tolva de agregados.

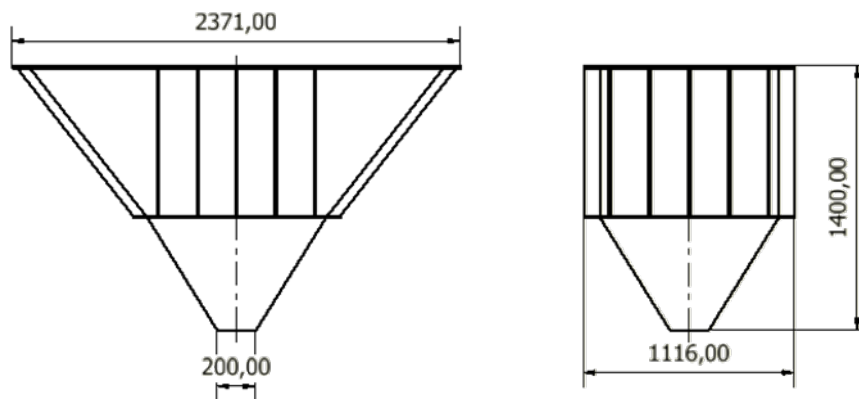


Figura A.30 Dimensiones principales de la tolva de agregados

### Análisis de la Tolva de agregados.

Para el análisis de la tolva de agregados se definió el material de la chapa, el cual fue acero ASTM A-36 con un espesor de 4 mm. Para este análisis y los siguientes, se utilizó la carga máxima de agregados actuando sobre el espesor de las paredes de la tolva, la cual para la arena corresponde al valor de 19 227.6 N.

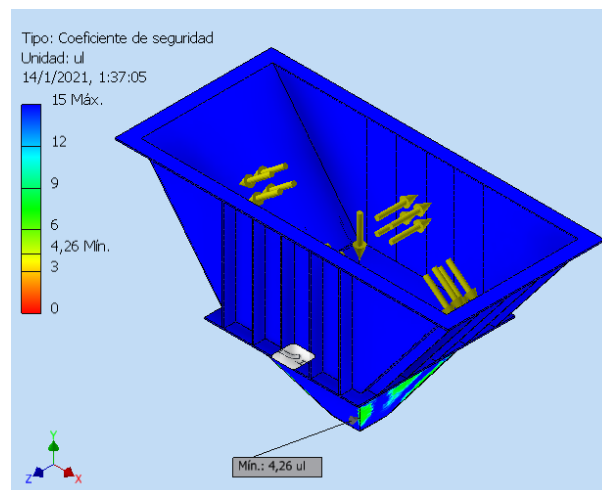


Figura A.31 Factor de seguridad crítico en la tolva de agregados

Fuente: [Autodesk Inventor Student]

Como se puede observar en la figura A.31, el factor de seguridad mínimo que actúa sobre la superficie interna de la tolva corresponde a un valor de 4.26, lo cual nos

garantiza que la estructura se mantiene dentro de los límites permisibles de fluencia, cuando las cargas actúan sobre ella.

**Análisis de la estructura de soporte de las tolvas.**

Para las estructuras que soportan los tanques de almacenamiento de materiales, se tomó en cuenta para el análisis el peso de los perfiles en conjunto con los demás elementos estructurales y la carga máxima de material que puede almacenar. Estos valores son 34 kN para la arena y 30 kN para la grava.

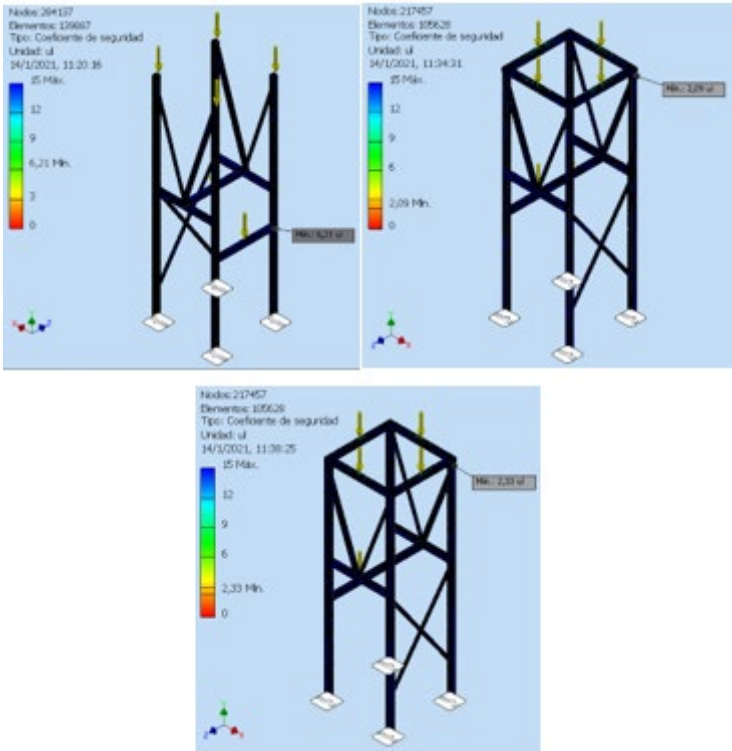


Figura A.32 Factores de seguridad de la base estructural del silo y las tolvas de almacenamiento de materia prima

Fuente: [Autodesk Inventor Student]

Como se puede observar en la figura A.32, los factores de seguridad críticos son 6,21, 2,09 y 2,33, que corresponden al silo del cemento, tolva de arena y tolva de grava respectivamente. Esto nos indica que las estructuras no fallarán estructuralmente.

**Selección de las válvulas rotativas**

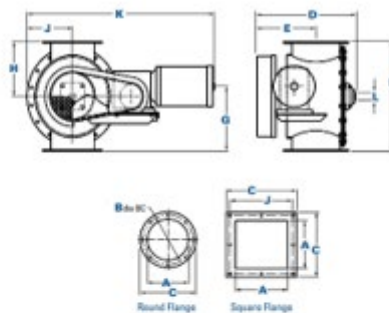
$$\frac{65,11 \text{ Kg}}{\text{Dosis}_{\text{cemento}}} * \frac{1 \text{ Dosis}_{\text{cemento}}}{2,46 \text{ min}} * \frac{1}{1200 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} * \frac{35,3 \text{ ft}^3}{1 \text{ m}^3} = 0,78 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \text{ cemento}$$

$$\frac{432,19 \text{ Kg}}{\text{Dosis}_{\text{arena}}} * \frac{1 \text{ Dosis}_{\text{arena}}}{2,46 \text{ min}} * \frac{1}{1600 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} * \frac{35,3 \text{ ft}^3}{1 \text{ m}^3} = 3,88 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \text{ arena}$$

$$\frac{162,08 \text{ Kg}}{\text{Dosis}_{\text{grava}}} * \frac{1 \text{ Dosis}_{\text{grava}}}{2,46 \text{ min}} * \frac{1}{1500 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} * \frac{35,3 \text{ ft}^3}{1 \text{ m}^3} = 1,55 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \text{ grava}$$

De acuerdo con este requerimiento seleccionamos una válvula rotativa DONALDSON TORIT modelo AN.

**Tabla A.22 Sección del catálogo para selección de la válvula rotativa**



Tamaño	No. de agujeros		Válvula (mm)	Capacidad Válvula* (cu ft/min)	Soporte de Motor (hp)	Peso Aprox de envío** (lbs)	Dimensiones (pulgadas)										
	(red)	(total)					A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L (top view)
6	8	8	22	0.2	1/2 or 1/2	145	—	8.0	9.3	14.3	8.8	15.0	9.3	7.5	6.8	—	1.2
8	8	12	22	0.6	1/2 or 3/4	195	—	10.0	11.3	17.1	10.2	19.0	11.3	9.5	8.6	—	1.3
10	12	16	22	1.3	1/2, 3/4 or 1	290	—	12.0	13.3	19.0	11.2	23.0	13.3	11.5	10.6	—	1.4
12	12	16	22	2.5	3/4, 1 or 1.5	380	—	14.0	15.3	21.2	12.3	27.0	16.1	13.5	12.6	—	1.4
16	16	20	22	6.2	1, 1.5 or 2	600	—	18.0	19.3	25.6	14.6	35.0	20.1	17.5	16.6	—	1.7
20	24	24	20	12.6	1.5 or 2	935	—	22.0	23.4	31.0	17.5	43.4	24.3	21.7	20.7	—	2.2
24	24	28	18	21.0	1.5 or 2	1380	—	26.1	27.5	35.0	19.4	49.5	27.4	24.8	23.8	—	2.2
30	32	32	15	43.0	3 or 5	2000	—	32.1	33.5	41.0	22.4	61.5	34.5	30.8	29.8	—	2.2

\* El desempeño nominal es de 100% como se indica. La selección de capacidad es desde 40% a 80%. Velocidad Máxima recomendada es 30 rpm.  
 \*\* El peso de envío incluye la válvula completa con los accesorios de montaje de fábrica.

Fuente: (Donaldson, 2016)

### Dimensionamiento de ducto rectangular cerrado transportador de materia prima

Para los cálculos se debe tener en cuenta el ángulo de fricción material-pared y el ángulo de fricción interno de los materiales (Mediavilla Chancusig & Valverde Reyes, 2014), los cuales se detallan en la tabla A.22.

**Tabla A.23 Valores máximos y mínimos de ángulo de fricción material-pared y fricción interna de cemento y arena seca o grava.**

Material	Ángulo de fricción material-pared		Ángulo de fricción interno	
	Máximo [°]	Mínimo [°]	Máximo [°]	Mínimo [°]
Cemento	29	22,5	40	30
Arena seca o grava	38	27	45	38

Fuente: (Mediavilla Chancusig & Valverde Reyes, 2014)

De la tabla A.23 destacamos el hecho de que, para que los materiales fluyan libremente a través del ducto rectangular inclinado, deben estar a un ángulo con respecto a la horizontal, mayor o igual a 45°.

Se dispuso de tres ductos de canales rectangulares cerrados de suministro desde los tanques de almacenamiento hacia el tanque mezclador, dispuestos alrededor de la mezcladora formando un ángulo de 90° entre sus planos simétricos.

Cada ducto rectangular cerrado contará con un cono a la entrada que se acoplará al silo y a las tolvas de almacenamiento. El material utilizado en los ductos rectangulares cerrados de alimentación es el Acero Estructural ASTM A-36. A continuación, en la figura A.33 se muestran las dimensiones generales del ducto rectangular cerrado:

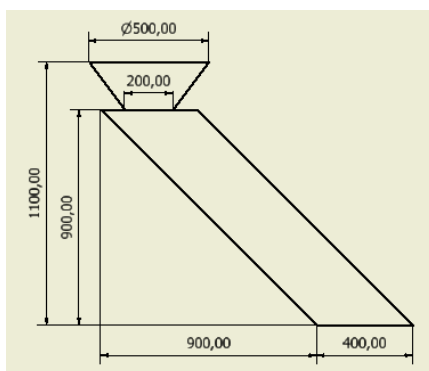


Figura A.33 Dimensiones principales de los ductos de alimentación

### Dimensionamiento del tanque de mezclado

Para el cálculo de las dimensiones del tanque se utilizó lo siguiente:

$$\Phi_{tanque} = \sqrt{\frac{4 * V_{21ciclo}}{\pi * h_{tanque}}}$$

Donde:

$h_{tanque}$ : Altura del tanque de mezclado [cm]

Como únicamente se conoce el volumen del tanque y tenemos dos incógnitas relacionadas entre sí, se procede a iterar con valores normalizados hasta definir el diámetro y la altura adecuada. Estos resultados se muestran en la tabla A.23

Tabla A.24 Iteración de valores de altura y diámetro de tanque

$h_{tanque}$ [cm]	25,00	30,00	35,00	40,00	45,00
$\Phi_{tanque}$ [cm]	155,70	142,13	131,59	123,09	116,05

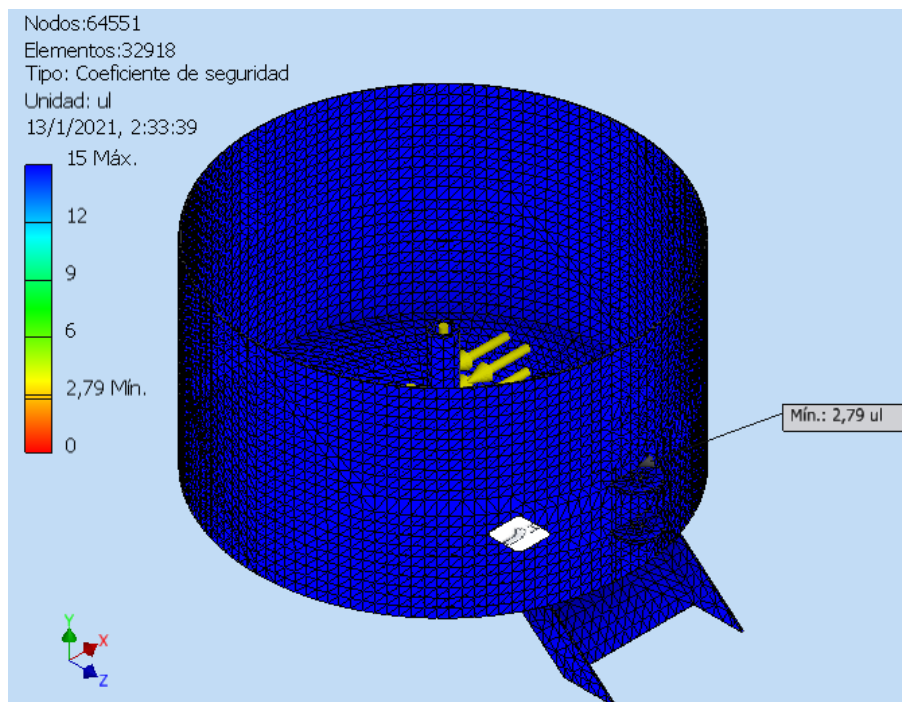
De los resultados de la tabla A.24 se seleccionó la relación 35 x 132 cm. La capacidad del tanque utilizando estas dimensiones cumple con los requerimientos y evita exagerar en la altura de este, ya que mientras mayor sea la altura del material, el eje necesita mayor potencia. Para la altura del tanque se tomó 1.5 veces la altura ocupada por el material, es decir, una altura de 52.5 cm.

### **Análisis en Autodesk Inventor Student**

Las condiciones que se consideraron en el análisis en Inventor son las que se muestran a continuación:

- Se realizó un análisis estático.
- El espesor de la chapa de la superficie lateral del tanque es de 3 mm.
- El espesor de la chapa de la base del tanque fue determinado de acuerdo con el análisis, tomando en cuenta el factor de seguridad.
- La geometría interna del tanque se sometió a una carga uniformemente distribuida de 900 Kg que corresponden a 8 829 N.
- El material utilizado para el tanque es Acero Estructural ASTM A-36.

Los resultados del análisis en Inventor se muestran en la figura A.34 y en la tabla A.25:



**Figura A.34 Factores de seguridad del tanque de mezclado**

**Fuente: [Autodesk Inventor Student]**

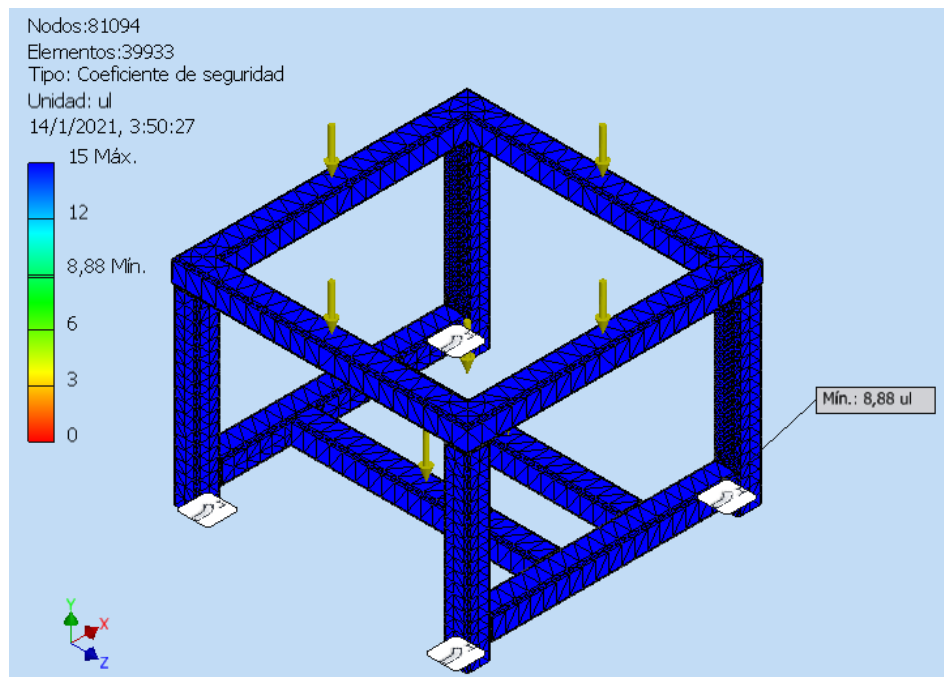
**Tabla A.25 Resultados del análisis de elementos finitos**

Espesor de chapa [mm]	Factor de seguridad
3	1.50
4	2.79
5	5.57
6	5.52

De acuerdo con la tabla A.25, se elige el espesor de 4 mm ya que este factor de seguridad de 2,79 nos mantiene dentro de un margen adecuado, suponiendo que la cantidad de material dentro del tanque de mezclado puede ser, cuando mucho, 1.5 veces la cantidad de material utilizada para el cálculo.

### Diseño de las bases estructurales

Para la comprobación de la resistencia de los soportes estructurales utilizados para el tanque de mezclado y los tanques de almacenamiento de materia prima, se realizó un análisis estático en el software de diseño. En el caso de la base estructural que soporta al tanque de mezclado, se toma en cuenta el peso de la estructura, el peso del tanque, los elementos de transmisión y el peso de la mezcla, que corresponden a un valor de 19 kN.



**Figura A.35 Factores de seguridad de la base estructural del tanque de mezclado**

Fuente: [Autodesk Inventor Student]



Como se observa en la figura A.35, la estructura base del tanque de mezcla, tiene un factor de seguridad crítico de 8.88, lo cual indica que no fallará estructuralmente.

### Determinación de la potencia del motor de la mezcladora

$$T = \frac{2}{3} * \rho_{concreto} * g * \mu * \pi * h_{tanque} * R_{tanque}^3$$

Donde:

$g$ : Aceleración de la gravedad

$\mu$ : Coeficiente de fricción entre el concreto y el acero

$R_{tanque}$ : Radio del tanque de mezclado [m]

Reemplazando los valores, obtenemos lo siguiente:

$$T = \frac{2}{3} * 1\,500 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,3 * \pi * 0,3 m * (0,56 m)^3 = 1\,043,80 Nm$$

Una vez calculado el torque, se puede determinar la potencia necesaria mediante la siguiente ecuación:

$$P_{motor} = T * \omega_{eje}$$

Donde:

$\omega_{eje}$ : Velocidad angular del eje de transmisión [rad/s]

Se conoce que este tipo de mezcladoras, por lo general, trabajan a una velocidad angular de 90 RPM. (Corzo Ponce & Cuantín Estacio, 2011)

Reemplazando los valores y efectuando la conversión de las unidades de la velocidad angular, obtenemos la potencia del motor de la siguiente forma:

$$P_{motor} = 1\,043,80 Nm * 90 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{1 rev} * \frac{1 min}{60 s} = 9\,837,58 W$$

$$P_{motor} = 9\,837,58 W * \frac{1 Hp}{745,7 W} = 13,19 Hp$$

### Selección del reductor

Una vez determinada la potencia del motor se procedió a calcular la potencia corregida, la cual corresponde a un valor de 18 Hp tomando en cuenta un factor de corrección de 1.3. Para la selección del reductor, se tomó en cuenta la relación del reductor que para este caso es de 20:1 y la potencia del motor seleccionado que corresponde al valor de 18 Hp. Con estos valores se seleccionó un reductor FAMA, modelo *MRVI 155* con motor de 18 Hp. La tabla A.26 muestra el catálogo utilizado para la selección.

**Tabla A.26 Sección del catálogo para selección del reductor de velocidades**

relac. R=1		rpm salid.	Modelo VI 102			Modelo VI 130			Modelo VI 155			Modelo VI 180			Modelo VI 200		
F	Real		Kw <sub>1</sub>	Cv <sub>1</sub>	Nm	Kw <sub>1</sub>	Cv <sub>1</sub>	Nm	Kw <sub>1</sub>	Cv <sub>1</sub>	Nm	Kw <sub>1</sub>	Cv <sub>1</sub>	Nm	Kw <sub>1</sub>	Cv <sub>1</sub>	Nm
7.5	7.3	240	9.9	13.3	366	17.9	24.2	669	27.6	37.3	1060	44.5	60.2	1719	61.6	83.2	2373
10	9.7	180	8.3	11.2	406	16.4	22.2	811	22.8	30.7	1144	33.6	45.4	1698	51.5	69.6	2603
12.5	12.5	144	6.9	9.4	427	13.3	18.0	825	21.3	28.7	1328	32.1	43.4	2020	45.1	61.0	2846
15	15.5	120	6.7	9.1	512	11.2	15.1	869	19.0	25.7	1419	26.9	36.3	1999	35.8	48.4	2684
20	20.5	90	5.4	7.3	536	9.4	12.7	942	15.1	20.5	1544	21.3	28.7	2166	27.5	37.1	2834
25	25.5	72	4.5	6.1	523	7.5	10.2	898	12.6	17.0	1509	18.7	25.2	2247	24.3	32.8	2949
30	30.5	60	4.1	5.5	491	7.1	9.6	1006	11.3	15.3	1634	15.7	21.2	2248	21.3	28.8	3093
35	35	52	3.7	5.0	578	6.2	8.4	1002	9.9	13.3	1623	14.2	19.2	2357	16.8	22.7	2865
40	40	45	3.1	4.2	560	5.6	7.6	1016	9.1	12.3	1678	13.6	18.4	2532	17.2	23.3	3274
45	45	40	2.8	3.7	545	4.9	6.7	994	8.4	11.3	1705	11.6	15.7	2414	15.7	21.2	3303
50	50	36	2.5	3.3	529	4.4	6.0	984	7.2	9.8	1623	11.6	15.6	2621	17.1	23.1	3952
60	60	30	2.2	3.0	555	3.7	5.0	937	6.0	8.2	1577	8.9	12.0	2376	14.7	19.9	3968
70	70	26	2.0	2.7	559	3.2	4.3	917	5.0	6.8	1456	6.9	9.3	2038	10.7	14.5	3247

Fuente: (Industrias Fama Ltda)

## Diseño del eje de transmisión vertical

### Consideraciones iniciales

Antes de comenzar con el análisis estático, se necesita conocer las fuerzas y momentos actuantes sobre el eje. Como se conoce que las paletas de mezclado están dispuestas en un arreglo de tres (3), colocadas espacialmente separadas 120° una de otra, las fuerzas que actúan sobre las paletas se describen de la figura A.36:

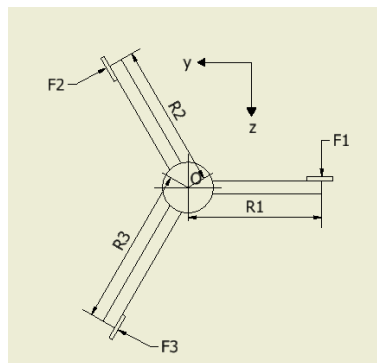


Figura A.36 Vista superior de paletas de mezclado

Las paletas están colocadas en distintos radios para que el arreglo sea lo más eficiente posible y puedan mezclar la mayor cantidad de material ( $R_1 = 0,22 \text{ m}$ ,  $R_2 = 0,33 \text{ m}$ ,  $R_3 = 0,44 \text{ m}$ ). Las fuerzas se las determinó a partir de la siguiente ecuación:

$$F = \frac{2}{3} * \rho_{concreto} * g * \mu * \pi * h_{tanque} * R_{paleta}^2$$

Reemplazando se obtuvo los siguientes resultados:

$$F_1 = \frac{2}{3} * 1500 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,3 * \pi * 0,35 \text{ m} * (0,22 \text{ m})^2 = 187,95 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2}{3} * 1500 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,3 * \pi * 0,35 \text{ m} * (0,33 \text{ m})^2 = 422,88 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{2}{3} * 1500 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * 0,3 * \pi * 0,35 m * (0,44 m)^2 = 751,79 N$$

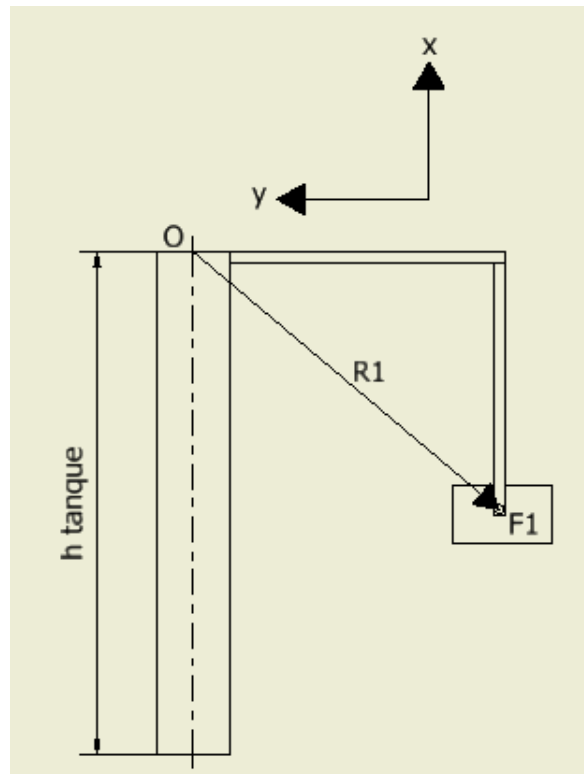


Figura A.37 Representación vectorial de fuerzas actuantes sobre las paletas

Luego de haber obtenido las fuerzas actuantes, fue necesario calcular el momento y la fuerza resultante en el punto O. Para esto, se procedió a descomponer las fuerzas en sus coordenadas rectangulares, como se muestra a continuación:

$$\vec{F}_1 = 0\vec{i} + 0\vec{j} + F_1\vec{k}$$

$$\vec{F}_2 = 0\vec{i} - \cos 30 F_2\vec{j} - \sin 30 F_2\vec{k}$$

$$\vec{F}_3 = 0\vec{i} + \sin 60 F_3\vec{j} - \cos 60 F_3\vec{k}$$

$$\vec{r}_1 = -h_{tanque}\vec{i} - R_1\vec{j} + 0\vec{k}$$

$$\vec{r}_2 = -h_{tanque}\vec{i} + \sin 30 R_2\vec{j} - \cos 30 R_2\vec{k}$$

$$\vec{r}_3 = -h_{tanque}\vec{i} + \sin 30 R_3\vec{j} + \cos 30 R_3\vec{k}$$

Para calcular los momentos vectoriales, se utilizó la siguiente ecuación:

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}$$

Luego se calculó el producto vectorial y se obtuvo lo siguiente:

$$\vec{M}_1 = (-41,35\vec{i} + 65,78\vec{j} + 0\vec{k}) Nm$$

$$\vec{M}_2 = (-142,15\vec{i} - 74,00\vec{j} + 128,18\vec{k}) Nm$$

$$\vec{M}_3 = (-330,10 \vec{i} - 131,57 \vec{j} - 227,87 \vec{k}) Nm$$

El momento vectorial total, en el punto O, fue entonces:

$$\vec{M}_O = (-513,60 \vec{i} - 139,79 \vec{j} - 99,69 \vec{k}) Nm$$

Para obtener la fuerza vectorial total, se sumaron vectorialmente las fuerzas actuantes sobre las paletas y el resultado fue el siguiente:

$$\vec{F}_O = (0 \vec{i} + 284,84 \vec{j} - 399,39 \vec{k}) N$$

### Análisis Estático

La figura A.38 muestra el diagrama del cuerpo libre del eje de la mezcladora en el plano XY.

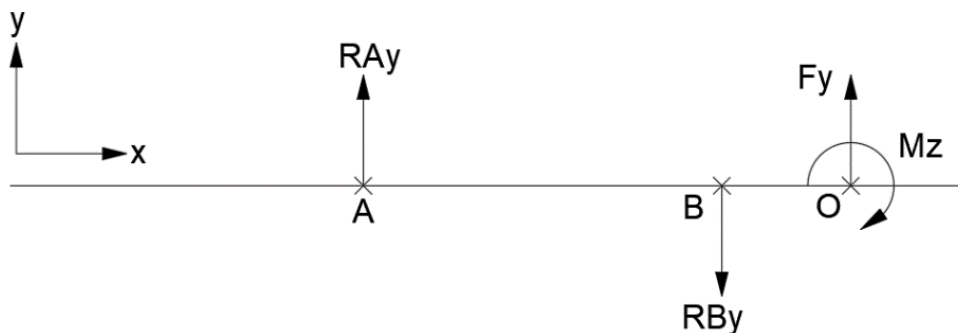


Figura A.38 Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XY

A partir de las ecuaciones de equilibrio estático, se determinaron las reacciones en los puntos A y B. Los resultados los podemos ver a continuación:

$$R_{Ay} = -182,94 N$$

$$R_{By} = 101,90 N$$

Luego se procedió a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, los cuales se muestran en la figura A.39 y A.40:

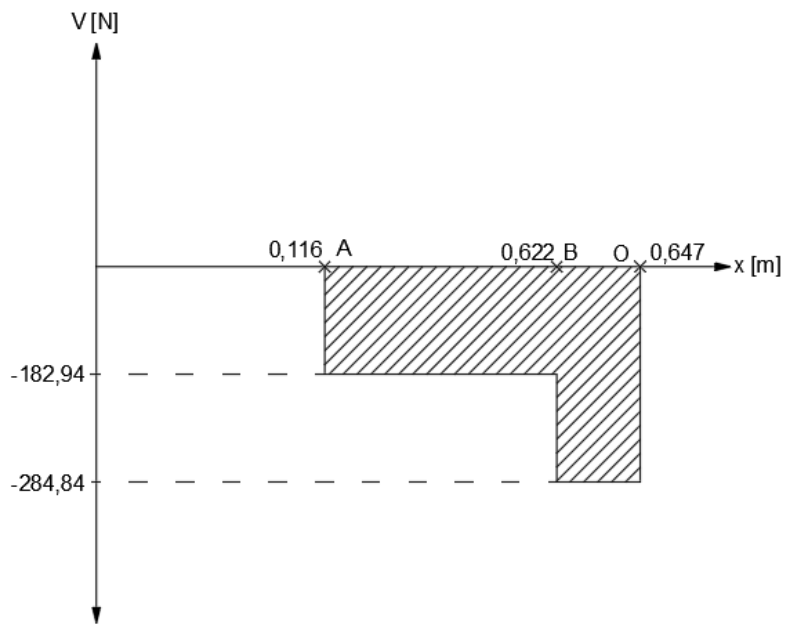


Figura A.39 Diagrama de fuerza cortante en el plano XY

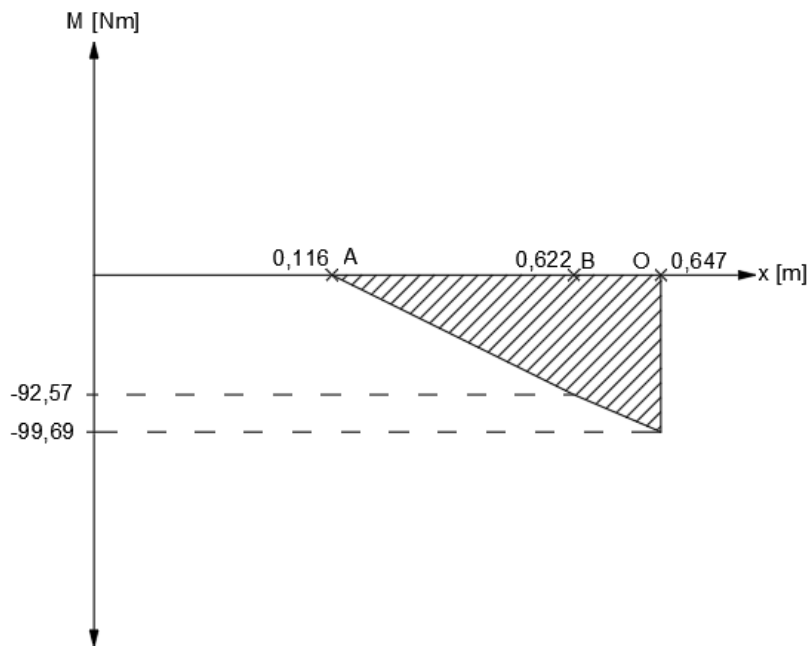


Figura A.40 Diagrama de momento flector en el plano XY

Como se puede observar en la figura A.40, el momento máximo actuando sobre el eje en el plano XY es:

$$M_{m\acute{a}x\ XY} = 99,69\ Nm$$

La figura A.41 detalla el diagrama del cuerpo libre del eje de la mezcladora en el plano XZ.

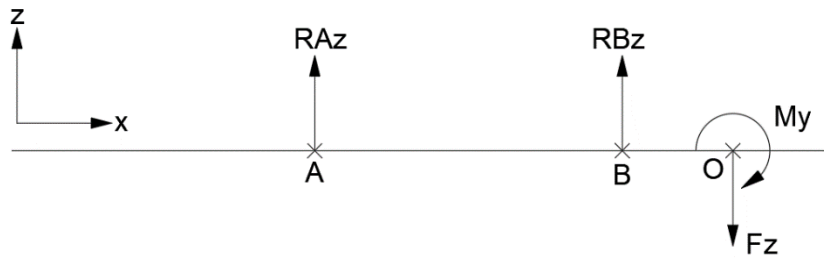


Figura A.41 Diagrama de cuerpo libre del eje en el plano XZ

A partir de las ecuaciones de equilibrio estático, se determinaron las reacciones en los puntos A y B. Los resultados los podemos ver a continuación:

$$R_{Az} = -209,01 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 695,40 \text{ N}$$

Luego se procedió a realizar los diagramas de fuerza cortante y momento flector, los cuales se muestran en la figura A.42 y A.43:

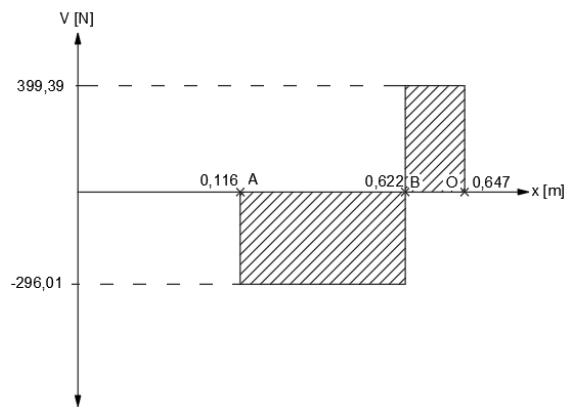


Figura A.42 Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ

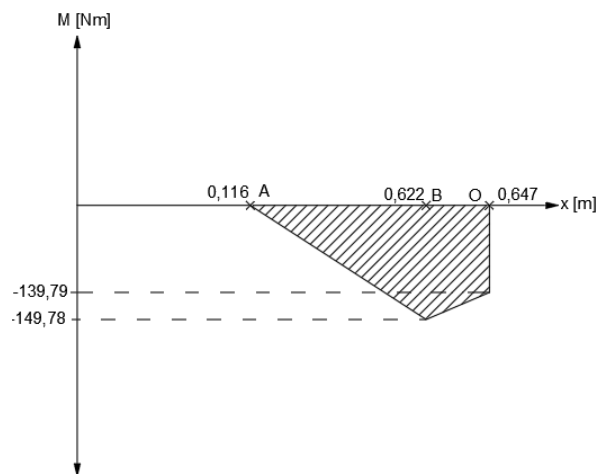


Figura A.43 Diagrama de momento flector en el plano XZ

Como se puede observar en la figura A.43, el momento máximo actuando sobre el eje en el plano XZ es:

$$M_{m\acute{a}x\ XZ} = 149,78\ Nm$$

### Momento resultante

La tabla A.27 informa sobre los momentos resultantes que actúan sobre el eje en los puntos B y O, que se consideran zonas críticas de operación.

**Tabla A.27 Evaluación del momento resultante**

Punto	$ M_{XY} $ [Nm]	$ M_{XZ} $ [Nm]	$\sqrt{ M_{XY} ^2 +  M_{XZ} ^2}$ [Nm]
B	92,57	149,78	176,08
O	99,69	139,79	171,70

Como se puede observar en la tabla A.27, el momento máximo resultante se encuentra en el punto B.

### Análisis Dinámico

Una vez determinado el momento máximo, se utilizó la ecuación de la norma ASME para determinar el diámetro crítico por resistencia a la fatiga (Shigley & Mischke, 2005). La ecuación se muestra a continuación:

$$d_{crit} = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \frac{3}{4} \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_e} \right)^2 \right]^{0.5} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$N_f$ : Factor de seguridad

$S_e$ : Resistencia a la fatiga corregida [N/m<sup>2</sup>]

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia del material [N/m<sup>2</sup>]

El factor de seguridad que utilizaremos es de 2.5 y el esfuerzo de fluencia del material, en este caso, Acero de transmisión AISI 1045 ( $S_y = 530\ Mpa$ ). La resistencia a la fatiga corregida se la calcula de la siguiente manera (Shigley & Mischke, 2005):

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

$k_c$ : Factor de carga

$k_b$ : Factor de corrección de tamaño

$k_a$ : Factor de superficie

$k_d$ : Factor de temperatura

$k_e$ : Factor de confiabilidad

$S_e'$ : Resistencia a la fatiga

Para el acero AISI 1045 estirado en frío, se tiene  $S_{ut} = 630 \text{ MPa}$

$$k_a = aS_{ut}^b$$

De la tabla A.18,  $a = 4.51$  y  $b = -0.265$

$$k_a = 4.51(630)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.79$$

Con un diámetro de eje menor a 51 mm y mayor a 2,79 mm, se utilizó la figura A.21 para calcular el factor de tamaño. El resultado fue el siguiente:

$$k_b = 1.24(d)^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24(30)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.86$$

De la figura A.22, se elige  $k_c = 1$  por la presencia de esfuerzos combinados de torsión y flexión (Shigley & Mischke, 2005).

Se tiene que  $T \leq 450^\circ\text{C}$  por lo tanto  $k_d = 1$

Se estableció una confiabilidad del 99% de manera que, según la tabla A.19:

$$k_e = 0.814$$

El valor de  $S_e'$  se lo obtuvo de la tabla A.23 con  $S_{ut} < 1\ 400 \text{ MPa}$  por lo que:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5(630)$$

$$S_e' = 310 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores tenemos que:

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

$$S_e = (0.79)(0.86)(1)(1)(0.814)(310)$$

$$S_e = 172.82 \text{ MPa}$$

En la ecuación general, reemplazando los valores encontrados, tenemos lo siguiente:

$$d_{crit} = \left\{ \frac{32(2,5)}{\pi} \left[ \frac{3}{4} \left( \frac{1043,80}{530 \times 10^6} \right)^2 + \left( \frac{176,08}{172,82 \times 10^6} \right)^2 \right]^{0.5} \right\}^{\frac{1}{3}} = 36,99 \text{ mm}$$



## Dimensionamiento

La figura A.44 y la tabla A.28 indican las dimensiones del eje de la mezcladora.

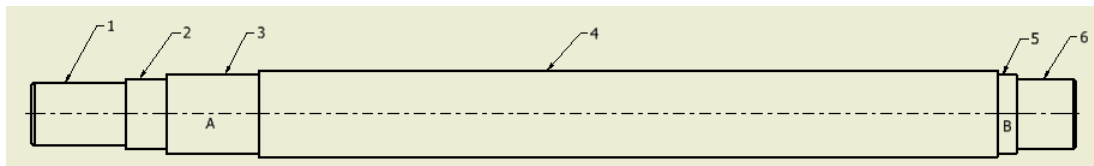


Figura A.44 Dimensionamiento del eje de transmisión

Tabla A.28 Dimensiones de las secciones del eje de la mezcladora

Sección	Diámetro [mm]	Longitud [mm]
1	40	60
2	45	26
3	50	59
4	55	470
5	50	12
6	45	38

## Análisis en Autodesk Inventor Student

Para el estudio del eje de la mezcladora, se realizaron las siguientes consideraciones:

- Se realizó un análisis estático.
- El material utilizado para el tanque el Acero de transmisión AISI 1045.

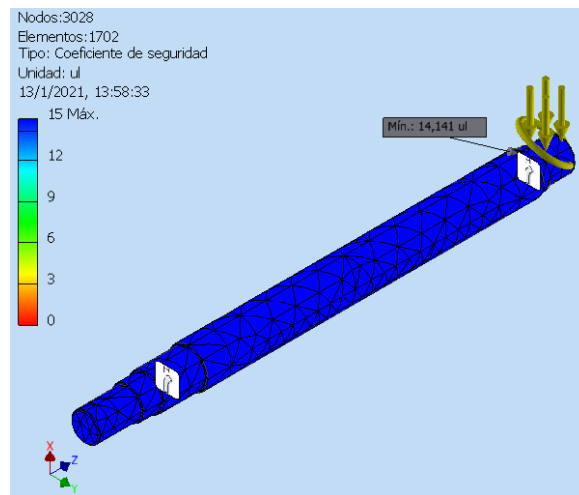


Figura A.45 Factores de seguridad producidos en el eje del tanque de mezclado

Fuente: [Autodesk Inventor Student]

Como se observa en la figura A.45, el factor de seguridad mínimo corresponde a un valor de 14.1 unidades. Considerando que este es un análisis estático, podemos concluir que este factor es lo suficientemente alto para determinar que el eje de transmisión no fallará por falla a la fatiga.

## Diseño de las paletas de mezclado

### Dimensionamiento

Las paletas de mezclado son placas planas que están ubicadas espacialmente distanciadas  $120^\circ$  una respecto a la otra, y conectadas a un bocín mediante soportes en forma de L en distintos radios, tal y como se lo describió en el análisis anterior. Estos soportes están reforzados con una placa que cruza de forma diagonal por su parte interna. Adicionalmente, encima del arreglo de soportes se encuentra una placa de refuerzo en forma triangular.

### Análisis en Autodesk Inventor Student

Las condiciones que se consideraron en el análisis fueron las siguientes:

- El bocín y las paletas de mezclado son de Acero estructural A 36.
- Los soportes junto con su placa de refuerzo y la placa superior triangular son de Acero AISI 1045.
- El sistema se encuentra soldado en todas sus uniones.

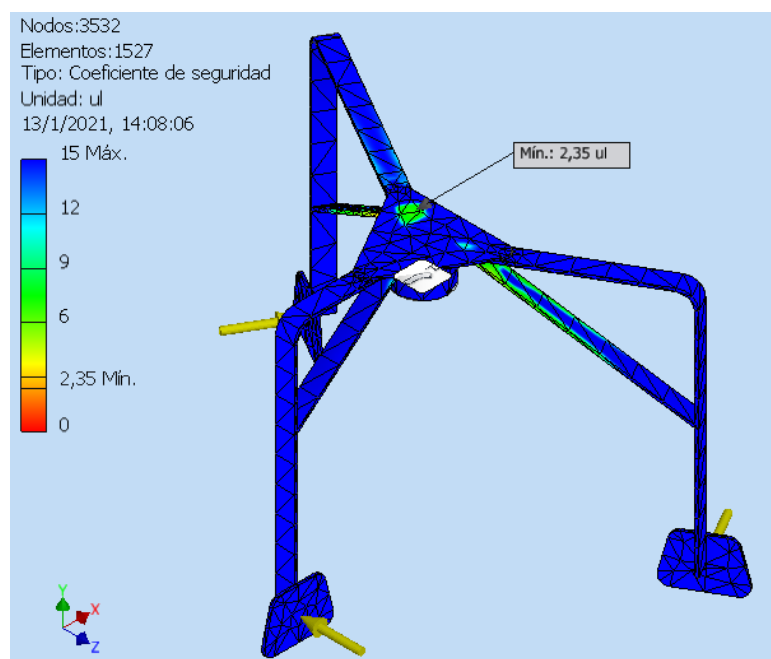


Figura A.46 Factores de seguridad de las paletas de mezclado

Fuente: [Autodesk Inventor Student]

Como se puede observar en la figura A.46, el coeficiente de seguridad cumple con un valor de 2.35 unidades, lo que nos garantiza que no fallará en su operación.

## Selección de rodamientos

Se analizó la zona crítica del eje (punto B) para la selección de los rodamientos. Se eligen rodamientos axiales de bolas, debido a que se asume que la carga está centrada y solo existen cargas axiales sobre el rodamiento. La carga dinámica equivalente del rodamiento corresponde al valor de la reacción en ese punto, es decir, 439,29 N.

Como se puede observar en la tabla A.29, se seleccionó un rodamiento SKF con codificación 61910-2RS1, de diámetro nominal igual a 50 mm.

Para calcular la vida nominal básica del rodamiento seleccionado, con una confiabilidad del 90% y según la normativa ISO 281, se utilizó la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 [10^6 \text{ revoluciones}]$$

Donde:

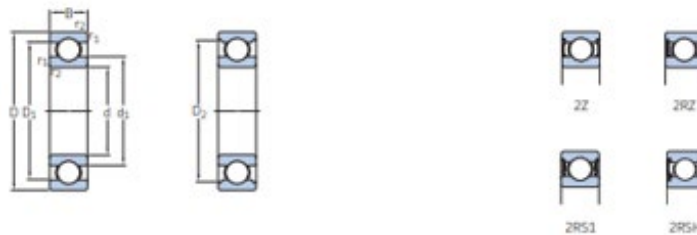
C: Capacidad de carga básica dinámica [KN]

P: Carga dinámica equivalente del rodamiento [KN]

El valor de C se lo obtiene del rodamiento seleccionado y el valor de P se lo había indicado en párrafos anteriores. Reemplazando:

$$L_{10} = \left(\frac{14,60 \text{ kN}}{0,439 \text{ kN}}\right)^3 = 3,7 \times 10^4 [10^6 \text{ revoluciones}]$$

**Tabla A.29 Sección del catálogo para selección de rodamientos**



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones			
	dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	Tapado en un lado <sup>2)</sup>		
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>					
mm			kN	kN	kN	r.p.m.	kg	-		
50	65	7	6,76	6,8	0,285	-	6 000	0,052	* 61810-2RS1	-
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	10 000	0,052	* 61810-2RZ	-
	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	* 61810	-
	72	12	14,6	11,8	0,5	-	5 600	0,14	* 61910-2RS1	-
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	9 500	0,14	* 61910-2RZ	-
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	* 61910	-
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010	-
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010	-
	80	16	22,9	15,6	0,71	-	5 000	0,27	* 6010-2RS1	6010-RS1
	80	16	22,9	15,6	0,71	18 000	9 000	0,27	6010-2RZ	6010-RZ
	80	16	22,9	15,6	0,71	18 000	9 000	0,27	* 6010-2Z	6010-Z
	80	23	21,6	15,6	0,71	-	5 000	0,38	* 63010-2RS1	-
90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,46	* 6210	-	
90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	14 000	0,52	6210 M	-	
90	20	37,1	23,2	0,98	-	4 800	0,46	* 6210-2RSH	* 6210-RSH	

Fuente: (SKF, 2020)

El valor de la vida nominal básica del rodamiento calculado indica que el elemento seleccionado tendrá garantizada una larga vida útil.

### **Soldadura en las uniones**

Con respecto a la unión entre base estructural y tanque de mezclado, el dimensionamiento se hace a partir de la normativa AWS D1.1. Se utilizarán electrodos E7010 para la unión por soldadura entre los elementos que componen la estructura de las paletas de mezclado. Las tablas A.30 y A.31 detallan sus especificaciones:

**Tabla A.30 Especificaciones del tipo de junta soldada para el tanque de mezclado**

<b>Descripción</b>	<b>Tipo de junta</b>
Unión de tanque de mezclado (costura)	Tope
Entre base estructural y base del tanque de mezclado	Periférica

**Tabla A.31 Especificaciones del tipo de electrodo para las juntas soldadas en el tanque de mezclado**

<b>Tipo de proceso de soldadura</b>	<b>Tipo de electrodo</b>
Pase de raíz	E6010
Pase de relleno	E6013

### **Diseño de la Banda Transportadora**

#### **Datos iniciales**

La tabla A.32 contiene los parámetros que deben seleccionarse a priori para el diseño de la banda transportadora.

**Tabla A.32 Parámetros de la banda transportadora**

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Longitud de transporte	L	8 m
Altura de transporte	H	3 m
Ángulo de inclinación de los rodillos de carga	$\lambda$	30°
Gradiente o inclinación de la banda	$\delta$	22°






**Tabla A.33 Parámetros del material por transportar**

Parámetro	Nomenclatura	Valor
Tamaño de partícula	k	10 mm
Densidad al granel	$\rho$	$1.5 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3}$
Ángulo de reposo	$\beta$	10°

Los parámetros en las tablas A.32 y A.33 se seleccionaron considerando lo siguiente:

- El valor del ángulo de inclinación de los rodillos,  $\lambda$  se obtuvo de la tabla A.34.

**Tabla A.34 Ángulo de inclinación de los rodillos**

Troughing Form	Troughing Angle	Load Cross Section Area A(M <sup>2</sup> )	Comparison
	Flat	0.0483	44%
	20° 30°	0.1007 0.1145	91% 104%
	20° 30° 45°	0.0935 0.1100 0.1247	85% 100% 113%
 Deep Trough	20° 30° 45°	0.0989 0.1161 0.1284	90% 106% 117%
 Garland	30°/60°	0.1329	121%

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

- El gradiente según la tabla A.35, para bandas lisas debe estar entre 18° y 20°. Se sobrepasará ligeramente este valor a 22° debido a la geometría de la máquina formadora.

**Tabla A.35 Gradiente (inclinación de la banda) para diferentes tipos de bandas**

Cover Surface	Belt Type	Max. Gradient	Application
Smooth	Normal	18° - 20°	Unit and bulk loads all types
Profiled	Fishbone Rufftop	up to 35°	Piece and bulk loads
Steep conveyor profile	Steep conveyor CHEVRON HIGH-CHEVRON Multiprof	up to 40°	Bulk loads (non-sticky) Piece loads (sacks)
T-cleats with or without corrugated edges	Belts with corrugated side walls, with or without T-Cleats	up to 90°	Piece and bulk loads
With Steel or rubber buckets attached	Elevator belts	80° - 90°	Bulk loads all types

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

- Según la norma NTE INEN 694:2010, los áridos finos pasan por el tamiz de 9.5 mm y la mayor parte de sus partículas también pasan por el tamiz de 4.75 mm mientras que los áridos gruesos no pasan por este último (Servicio Ecuatoriano de Normalización, 2010). Se consideró un máximo tamaño de partícula de  $k=10$  mm.
- Teóricamente, con los resultados obtenidos en la sección acerca de la masa y volumen total de la mezcla, se puede calcular la densidad que resulta ser de  $1.5 K_g/m^3$ . Podemos compararla con los datos de la tabla A.36 para una mezcla de arena y grava seca (la mezcla posee baja humedad) cuya densidad es de  $1.5 K_g/m^3$  a  $1.7 K_g/m^3$ . Por esta razón consideramos la densidad de la mezcla como  $1.5 K_g/m^3$
- El ángulo de reposo del material es 10° como indica la misma tabla.

**Tabla A.36 Características importantes de algunos materiales comúnmente movilizados en bandas transportadoras**

Material	Bulk Density $\rho$ (t/m <sup>3</sup> )	Surcharge Angle $\beta$ (°)	Maximum Angle of Inclination				Recommended Dunlop Quality
			Smooth Belts	height of profiles 6 mm 16 mm 32 mm			
Phosphata, pulverized	0.96	-	-	-	-	-	-
Phosphata rock, broken	1.35 - 1.45	15	15	-	25	30	-
Plaster	1.70	10	15	-	20	-	RA
Portland cement	1.50	20	18	-	30	30	RA
Portland cement, loose	0.96 - 1.20	15	15	-	-	-	RA
Potash	1.35	10	17	20	25	30	RA - RS
Potash	1.10 - 1.60	10	20	-	30	35	-
Potash, broken	1.20 - 1.35	-	-	-	-	-	-
Potash salts, sylvita etc	1.28	-	-	-	-	-	-
Potassium (Saltpetre)	1.22	-	-	-	-	-	-
Potassium chloride pellets	1.92 - 2.08	-	-	-	-	-	-
Potassium sulphate	0.67 - 0.77	-	-	-	-	-	-
Potatoes	0.75	15	12	-	20	25	RA
Pulp, dry	0.20 - 0.25	15	15	-	25	30	-
Pulp, wet	0.40	15	12	-	25	25	-
Pumice stone	1.20	15	17	-	25	30	-
Pumice stone sand	0.70	10	15	20	25	30	-
Pyrites, Iron lump size 50-80mm	2.16 - 2.32	-	-	-	-	-	-
Pyrites, Iron Sulphide	2.00 - 2.50	15	15	-	25	30	-
Pyrites, pellets	1.92 - 2.08	15	15	-	25	30	RA - RS
Quartz, broken	1.60 - 1.75	15	17	-	25	30	-
Quartz, lump size 40-80mm	1.36 - 1.52	-	-	-	-	-	-
Quartz sand	1.70 - 1.90	15	17	20	25	30	RA - RS
Rape seed	0.80	5	12	15	25	25	-
Rice	0.70 - 0.80	5	8	12	20	25	RA
Roadstone, Broken (Porphyry)	1.50 - 1.70	15	20	22	30	35	-
Rock salt	1.00 - 1.20	10	15	-	30	35	-
Rubber, dust	0.60 - 0.65	10	20	-	25	30	-
Rubber, pelletized	0.80 - 0.88	10	20	-	25	30	RA
Rubber, reclaim	0.40 - 0.48	10	20	-	25	30	RA
Run of mine coal	0.80 - 1.00	15	18	22	35	40	-
Rye	0.70 - 0.80	5	15	20	30	35	RA
Salt, coarse	0.70 - 0.80	10	17	-	30	35	RA
Salt, common, dry	0.64 - 0.88	-	-	-	-	-	-
Salt, common, fine	1.12 - 1.28	10	17	25	30	35	RA
Saltpetre	1.10	5	15	20	25	30	-
Saltpetre	1.70	10	16	-	-	-	RA
Sand and gravel, dry	1.50 - 1.80	10	18	20	30	35	RA
Sand and gravel, wet	1.80 - 2.10	15	20	25	30	35	RA
Sand, dry	1.30 - 1.60	10	17	20	25	30	RA
Sand, foundry, prepared	1.44 - 1.60	20	17	-	30	35	RA
Sand pebbles, dry	2.00	5	15	20	25	30	RA
Sand, wet	1.60 - 2.00	15	20	25	35	35	RA
Sandstone	1.36 - 1.44	15	17	-	30	35	RA - RS - RAS
Sawdust	0.20 - 0.30	20	18	20	25	25	ROM
Sewage Sludge	0.64 - 0.80	-	15	-	-	-	RA - ROS
Shale	2.70	15	18	-	25	30	RA - RS - RAS
Shale, broken	1.44 - 1.60	-	-	-	-	-	-
Shale dust	1.12 - 1.28	-	-	-	-	-	-
Shale, lump size 40-80mm	1.36 - 1.52	-	-	-	-	-	-
Sinter, blast furnace, dry	1.50	15	15	-	25	30	-
Slag, blast furnace	1.50	15	-	25	30	-	-
Slag, blast furnace, broken	1.28 - 1.44	10	15	-	25	30	RA - RS - RAS
Slag, porous, broken	0.60	15	15	-	25	30	-
Slate, broken	1.40 - 1.55	15	17	-	25	30	RA - RE

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

## Determinación de algunas características de la banda

### Tipo de superficie de cobertura de la banda

La aplicación y el material por transportar definen el tipo de superficie de cobertura de la cinta. En base a la tabla A.35, se necesita una banda normal con cobertura superficial lisa.

**Tabla A.37 Calidad de la superficie de la banda para diferentes condiciones de operación**

Dunlop-Enerka Quality	Quality		Temperature (°C)			Basic base	Characteristics Application
	DIN	ISO.	min.	duration	max.		
RA	Y (N)		-30°	80°	100°	SBR	Abrasion resistant, for normal service conditions encountered in carrying bulk and aggregate materials.
RE	X (M)	H	-40°	80°	90°	NR	Extra abrasion resistant and cut resistant for heavy duty service conditions (sharp materials and adverse loading conditions).
RS	W	D	-30°	80°	90°	NR/SBR	Super abrasion resistant, for heaviest service conditions, abrasive materials with a large proportion of fines.
BETA-HETE	T		-20°	150°	170°	SBR	Heat resistant, for materials at moderate temperatures.
STAR-HETE	T		-20°	180°	220°	IIR	Very heat resistant, for materials with controlled high temperatures.
DELTA-HETE	T		-20°	200°	400°	EPDM	Very heat resistant, for heavy duty service conditions including abrasive materials, at temperatures up to 400°C (or more) at times, e.g. some isolated burning materials or red-hot cores, such as embers, sinter, coke etc.
ROS	G		-20°	80°	120°	NBR	Oil and grease resistant, for oily materials on mineral oil base.
ROM	G		-30°	80°	90°	SBR/NBR	Oil and grease resistant, for vegetable oils and animal greases.
MORS	G		-20°	80°	90°	SBR/NBR	Oil and grease resistant, for vegetable oils and animal greases, and for heavy service conditions of the cover.
BV	S/K		-30°	80°	90°	CR/SBR	Fire resistant for conveyance of materials with fire and explosion danger, such as fertilizer
BVO	S/G		-20°	80°	90°	CR/NBR	Fire and oil resistant for conveyance of oily materials (vegetable oils and animal greases), e.g. fertilizer, cereals, derivatives etc.

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

**Tabla A.38 Tipos de recubrimiento para bandas transportadoras**

Code	Rubber type
NR	Natural Rubber
SBR	Styrene-Butadiene Rubber
NBR	Nitrile Rubber
IIR	Butyl Rubber
EPDM	Ethylene-Propylene-Diene Rubber
CR	Chloroprene Rubber

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)



En términos de calidad del fabricante, de acuerdo con la tabla A37, se eligió una banda de calidad RA. En base a la norma DIN, la calidad es Y (N). Adicionalmente, el tipo de caucho de recubrimiento, según la tabla A.38, se recomienda de Estireno-Butadieno (SBR).

#### *Espesor de la banda*

La tabla A.39, presenta recomendaciones de espesor de la banda según el material que se transporta.

**Tabla A.39 Espesor de la banda según el material por transportar**

Conveyor Load/Duty	Cover Thickness (mm)	
	Carrying Side	Pulley Side
Light package Conveying	2	2
Gravel, Earth, Potash etc.	2 - 4	2 - 3
Ore, Ballast, Coal	4 - 8	2 - 3
Slag	4 - 8	2 - 3
Coarse ballast, coarse Ore	8 - 12	3 - 5
large lump Coal	8 - 12	3 - 5

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Se tomó el material por transportar como grava. A partir de la tabla A.39, el espesor de recubrimiento de la banda del lado del material debe ser de 2 a 4 mm mientras que del lado de las poleas debe estar entre los 2 a 3 mm. Se eligen espesores de 4 y 3 mm respectivamente.

#### **Determinación de la velocidad estándar de la banda**

**Tabla A.40 Velocidades estándar de la banda**

Speeds V (m/s)
0.42 - 0.52 - 0.66 - 0.84 - 1.05 - 1.31 - 1.68
2.09 - 2.62 - 3.35 - 4.19 - 5.20 - 6.60 - 8.40

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

**Tabla A.41 Velocidades recomendadas de acuerdo con el tipo de servicio de la banda**

Duty	v (m/s)
Unit Loads, Assembly Lines	≤ 1.68
Mobile Conveyors	0.52 - 1.68
Very dusty loads such as Flour, Cement	≤ 1.31
Ash and Refuse	≤ 1.68
Grain, Crushed Limestone Gravel, Sand Readymix	1.05 - 2.09
Ores, Bituminous Coal, Sinter Storage and transhipment, Power Stations	1.31 - 3.35
Long distance conveying, overburden Brown coal	2.62 - 6.60
Thrower belts	≥ 8.40
Steep gradient belts Type CHEVRON and HIGH CHEVRON	0.84 - 2.62

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

La tabla A.40, contiene los rangos de velocidades estándar. La tabla A.41 muestra las velocidades recomendadas de acuerdo con la aplicación de la banda. Los datos que mejor se ajustan corresponden a la fila que indica la mezcla de arena y grava (1.05 a 2.09 m/s).

La máquina no opera en condiciones continuas, sino que trabaja en intervalos de llenado de la mezcladora, por lo que la velocidad elegida fue  $v=1.05$  m/s

### Determinación del ancho de la banda, rodillos y poleas.

#### Ancho de la banda

**Tabla A.42 Requerimientos del ancho de la banda para diferentes tamaños de partícula del material por transportar**

Min. Width (mm)	Lump Size K	
	Sized	Unsize
400	50	100
500	80	150
650	130	200
800	200	300
1000	250	400
1200	350	500
1400	400	600
1600	450	650
1800	550	700
2000	600	800

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.42 se elige un ancho de banda  $B = 500$  mm.

Rodillos estándar

**Tabla A.43 Longitud estándar de rodillos**

Belt Width B (mm)	Troughing Type				
	Flat	2 roll	3 roll	Deeptrough	Garland
300	380	200	-	-	-
400	500	250	160	-	-
500	600	315	200	-	-
600	700	340	250	-	-
650	750	380	250	-	-
800	950	465	315	200	165
1000	1150	600	380	250	205
1200	1400	700	465	315	250
1400	1600	800	530	380	290
1600	1800	900	600	465	340
1800	2000	1000	670	530	380
2000	2200	1100	750	600	420
2200	2500	1250	800	640	460

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Se usarán dos rodillos en V para el diseño de la banda transportadora. De acuerdo con el ancho de la banda, de la tabla A.43 se elige la longitud de los rodillos  $l_R = 315 \text{ mm}$

La rotación de los rodillos no debe exceder los 650 rpm (Dunlop-Enerka, 1994). Luego:

$$n_R = \frac{60 * v}{\pi D_R}$$

Dónde:

$n_R$ : Velocidad angular de los rodillos en rpm

$v$ : Velocidad de la banda en m/s

$D_R$ : Diámetro mínimo de los rodillos en m

Resolviendo para  $D_R$  y usando la velocidad de la banda se tiene:

$$D_R = \frac{60 * 1.05}{\pi * 650}$$

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

**Tabla A.44 Diámetro estándar de rodillos**

Carrying Idlers	51	63.5	88.9	108	133	159	193.7	219
Impact Idlers				156	180	215	250	290
Return Run Support Discs		120	138	150	180	215	250	290

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

El diámetro de los rodillos no debe ser menor a 30 m. Según la tabla A.44, el diámetro estándar más próximo es 51 mm por lo que se realizó dicha selección.

## Determinación de la capacidad de la banda

La capacidad de la banda depende de los siguientes parámetros:

- Ancho de la banda,  $B$
- Velocidad de la banda,  $v$
- Área de sección transversal del material transportado,  $A$
- Características del material

Primero se calculó el área de sección transversal como sigue:

$$A = A_1 + A_2$$

$$A_1 = 0.25 * \tan \beta * [b * \cos \lambda]^2$$

$$A_2 = l * \sin \lambda * [l * \cos \lambda]$$

$$l = 0.5 * b$$

$$b = 0.9 * B - 50; \text{ si } B \leq 2000\text{mm}$$

$$b = B - 250; \text{ si } B > 2000\text{mm}$$

Dónde:

$A$ : Área de sección transversal del material transportado

$A_1$ : Área de sección transversal del material bajo la línea horizontal

$A_2$ : Área de sección transversal del material sobre la línea horizontal

$b$ : Ancho de banda ocupado por el material

para  $B \leq 2000\text{mm}$

$$b = 400 \text{ mm}$$

$$A_1 = 0.25 * \tan 10 * [400 * \cos 30]^2$$

$$A_1 = 5\,289.8 \text{ mm}^2$$

$$l = 0.5 * 400$$

$$l = 200 \text{ mm}$$

$$A_2 = 200 * \sin 30 * [200 * \cos 30]$$

$$A_2 = 17\,320.5 \text{ mm}^2$$

Entonces:

$$A = 5\,289.8 + 17\,320.5$$

$$A = 22\,610 \text{ mm}^2$$

$$A = 0.0226 \text{ m}^2$$

Para calcular la capacidad de la banda, se necesita también calcular el valor del grado de llenado efectivo, el cual se calcula como sigue:

$$\varphi = \varphi_1 * \varphi_2$$

Dónde:

$\varphi_1$ : Grado de llenado

$\varphi_2$ : Factor de reducción

Para condiciones normales de operación,  $\varphi_1=1$

La siguiente tabla contiene valores del factor de reducción de acuerdo con el gradiente:

**Tabla A.45 Factor de reducción**

Gradient $\varphi_2$	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°	22°
	1.0	0.99	0.98	0.97	0.95	0.93	0.91	0.89	0.85	0.81	0.76

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Con  $\delta = 22^0$  se tiene de la tabla A.45 que  $\varphi_2 = 0.76$

De modo que:

$$\varphi = 1 * 0.76$$

$$\varphi = 0.76$$

Finalmente se calculó el flujo de material como:

$$Q_v = A * v * 3\ 600 * \varphi$$

$$Q_v = 0.0226 * 1.05 * 3\ 600 * 0.76$$

$$Q_v = 64.93 \frac{m^3}{h}$$

Se calculó también el flujo de material en términos de masa:

$$Q_m = Q_v * \rho$$

$$Q_m = 64.93 \frac{m^3}{h} * 1.5 \frac{ton}{m^3}$$

$$Q_m = 97.4 \frac{ton}{h}$$

### Determinación de la resistencia de la banda

Se calculó la potencia aproximada de operación de la banda y con esta información se obtuvo la resistencia de la banda. Luego se procedió a elegir un tipo de banda específico ya que, en cálculos posteriores, se necesitó el peso de la banda como dato para calcular las fuerzas.

#### Potencia de la polea conductora

$$P_T = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P_1 = \frac{C_B * v + Q_m}{C_L * K_f}$$

$$P_2 = \frac{H * Q_m}{367}$$

$$P_M = \frac{P_T}{\eta}$$

Dónde:

$P_1$ : Potencia para la polea sin carga y carga sobre la distancia horizontal

$P_2$ : Potencia de elevación

$P_3$ : Potencia adicional que puede ser despreciada debido a que sus valores no son representativos.

$C_B$ : Factor de anchura en kg/m

$C_L$ : Factor de longitud en  $m^{-1}$

$K_f$ : Factor de servicio

$\eta$ : Eficiencia (0.9 para accionamientos con acoplamiento hidráulico)

$P_M$ : Potencia requerida del motor

**Tabla A.46 Factor de Ancho de la banda**

Duty	Bulk Density $\rho$ (t/m <sup>3</sup> )	Belt Width B (mm)											
		300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
Light	Up to Ca. 1.0	31	54	67	81	108	133	194	227	291			
Medium	1.0 to 2.0	36	59	76	92	126	187	277	320	468	554	691	745
Heavy	Over 2.0		65	86	103	144	241	360	414	644	727	957	1033

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.46 con una carga de servicio medio,  $\rho = 1.5 \text{ ton/m}^3$  y  $B = 500 \text{ mm}$ , se tiene

$$C_B = 76 \text{ kg/m}$$

**Tabla A.47 Factor de longitud de la banda**

L (m)	3	4	5	6	8	10	12.5	16	20
$C_L$	667	625	555	526	454	417	370	323	286
L (m)	25	32	40	50	63	80	90	100	150
$C_L$	250	222	192	167	145	119	109	103	77
L (m)	200	250	300	350	400	450	500	550	600
$C_L$	63	53	47	41	37	33	31	28	26
L (m)	700	800	900	1000	1500	2000			
$C_L$	23	20	18	17	12	9			

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Con  $L = 8 \text{ m}$ , de la tabla A.47 obtenemos el valor de  $C_L = 454$

**Tabla A.48 Factor de servicio de la banda**

Working Conditions	$k_f$
Favourable, good alignment, slow speed	1.17
Normal (Standard Conditions)	1
Unfavourable, dusty, low temperature, overloading, high speed	0.87 - 0.74
Extremely low temperature	0.57

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.48, el factor  $K_f$  se consideró como 1, es decir, que la banda opera en condiciones estándar.

$$P_1 = \frac{C_B * v + Q_m}{C_L * K_f}$$

$$P_1 = \frac{76 * 1.05 + 97.4}{454 * 1}$$

$$P_1 = 0.39 \text{ KW}$$

$$P_2 = \frac{H * Q_m}{367}$$

$$P_2 = \frac{3 * 97.4}{367}$$

$$P_2 = 0.80 \text{ KW}$$

De modo que:

$$P_T = 1.2 \text{ KW}$$

La potencia requerida, asumiendo una eficiencia del 90% del motor es:

$$P_M = \frac{1.2}{0.9}$$

$$P_M = 1.33 \text{ KW}$$

**Tabla A.49 Potencia instalada de la banda**

1.5	2.2	3	4	5.5	7.5	11
15	18.5	22	30	37	45	55
75	90	110	132	160	200	250
315	400	500	630			

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

La potencia instalada, según la tabla A.49 es:

$$P_N = 2.2 \text{ KW} \approx 3 \text{ Hp}$$

Mediante el resultado anterior es posible calcular la resistencia a la rotura de la banda utilizando la siguiente fórmula:

$$K = \frac{C_R}{C_v} \cdot \frac{P_T}{v}$$

Dónde:

$C_R$ : Factor de fricción

$C_v$ : Pérdida de fuerza de rotura.

**Tabla A.50 Coeficiente de fricción y factor de fricción de la banda**

Drive Pulley Surface	Friction Value $\mu$	Belt Width B (mm)											
		300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
bare, wet	0.15	98	74	59	45	37	30	25	21	18	16	15	14
rubber lagged, wet and dirty	0.25	69	52	41	32	26	21	17	15	13	12	10	9
	0.30	62	46	37	28	23	18	15	13	12	10	9	8
bare, dry, lagged, wet	0.35	57	43	34	26	21	17	14	12	11	9	8	8
rubber lagged, dry	0.40	53	40	32	25	20	16	13	11	10	9	8	7

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.50 obtenemos un valor de  $C_R = 34$  asumiendo que el tambor motriz se encuentra seco y sin recubrimiento.



**Tabla A.51 Factor de pérdida de resistencia a la rotura**

DUNLOP Belt Type	Splice Type Ply Rating	Factor $c_v$
DUNLOFLEX	2 ply overlap 100%	1.00
	1 ply overlap 50%	0.50
TRIOFLEX	3 ply overlap 100%	1.00
	2 ply overlap 67%	0.67
SUPERFORT	Number of plies 1	0.70
	2	0.50
	3	0.67
	4	0.75
	5	0.80
	6	0.83
FERROFLEX	Zig-Zag Splice Joint	0.90
DUNLOPLAST	Finger Splice Joint	0.90
Steel Cord Belts	Splice 1 and 2 step	1.00
	3 step	0.95
	4 step	0.90
Various	Mechanical Joints: Refer to Manufacturer	

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.51 se eligió el tipo de banda DUNLOFLEX con 2 capas, por lo que el factor  $C_v$  es 1.00

Entonces:

$$K = \frac{C_R}{C_v} \cdot \frac{P_T}{v}$$

$$K = \frac{34}{1.00} \cdot \frac{1.2}{1.05}$$

$$K = 38.9 \text{ N/mm}$$

**Tabla A.52 Resistencia nominal a la rotura de la banda y diámetro estándar de los tambores**

Belt Type	Pulley Diameter (mm)			Belt Type	Pulley Diameter (mm)		
	A	B	C		A	B	C
S 200/3	250	200	160	SF 250/2	200	160	125
S 250/3	250	200	160	SF 315/2	250	200	160
S 315/3	315	250	200	SF 400/3	250	200	160
S 315/4	400	315	250	SF 500/3	315	250	200
S 400/3	315	250	200	SF 500/4	400	315	250
S 400/4	400	315	250	SF 630/4	500	400	315
S 500/3	400	315	250	SF 800/4	500	400	315
S 500/4	400	315	250	SF 1000/4	630	500	400
S 630/3	400	315	250				
S 630/4	500	400	250	D 160	250	200	160
S 630/5	630	500	315	D 200	250	200	160
S 800/3	500	400	400	D 250	250	200	160
S 800/4	630	500	315	D 315	250	200	160
S 800/5	630	500	400	D 400	315	250	200
S 1000/4	630	500	400	D 500	315	250	200
S 1000/5	800	630	400	D 630	400	315	250
S 1000/6	800	630	500	D 800	500	400	315
S 1250/4	800	630	500				
S 1250/5	800	630	500	T 315	315	250	200
S 1250/6	1000	800	630	T 400	400	315	250
S 1600/4	1000	800	630	T 500	500	400	315
S 1600/5	1000	800	630	T 630	630	500	400
S 1600/6	1000	800	630	T 800	800	630	500
S 2000/5	1200	1000	800	T 1250	1000	800	630
S 2500/6	1400	1200	1000				
				F 500	500	400	315
				F 630	500	400	315
				F 800	630	500	400
				F 1000	630	500	400
				F 1250	800	630	400
				F 1600	800	630	400

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Se debe elegir una banda con una resistencia a la rotura mayor a la obtenida, de modo que se elige la D160 cuya resistencia a la rotura nominal según la tabla A.52 es  $K_N = 160 \text{ N/mm}$ .

La figura A.47 muestra las especificaciones de la banda seleccionada.

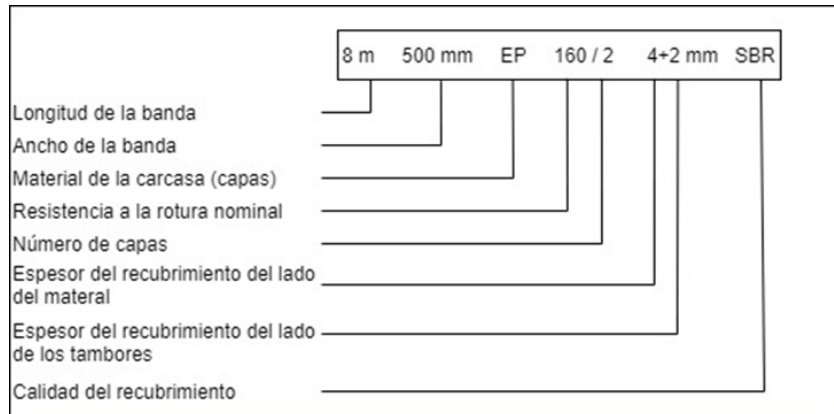


Figura A.47 Código de designación para la banda seleccionada

Nótese que la Resistencia a la rotura calculada es mucho menor a la resistencia de la banda seleccionada, por lo que es de esperarse un sobredimensionamiento en dicha selección.

## Determinación de las fuerzas

### Fuerza periférica

La fuerza periférica de trabajo en estado estable es la suma de las resistencias al movimiento sobre la polea conductora. La siguiente expresión encierra todas estas fuerzas y se expresa como sigue:

$$F_U = C \cdot f \cdot L \cdot g \cdot [m'_R + (2 \cdot m'_G + m'_L) \cdot \cos \delta] + H \cdot g \cdot m'_L + F_s$$

Donde:

$C$ : Factor de longitud

$f$ : Factor de fricción artificial

$L$ : Longitud de la banda

$g$ : Aceleración de la gravedad en  $m/s^2$

$m'_R$ : Masa de los rodillos portadores y rodillos de retorno por unidad de longitud en  $kg/m$

$m'_G$ : Masa de la banda por unidad de longitud  $kg/m$

$m'_L$ : Masa de la carga por unidad de longitud  $kg/m$

$F_s$ : Suma de resistencias especiales  $N$

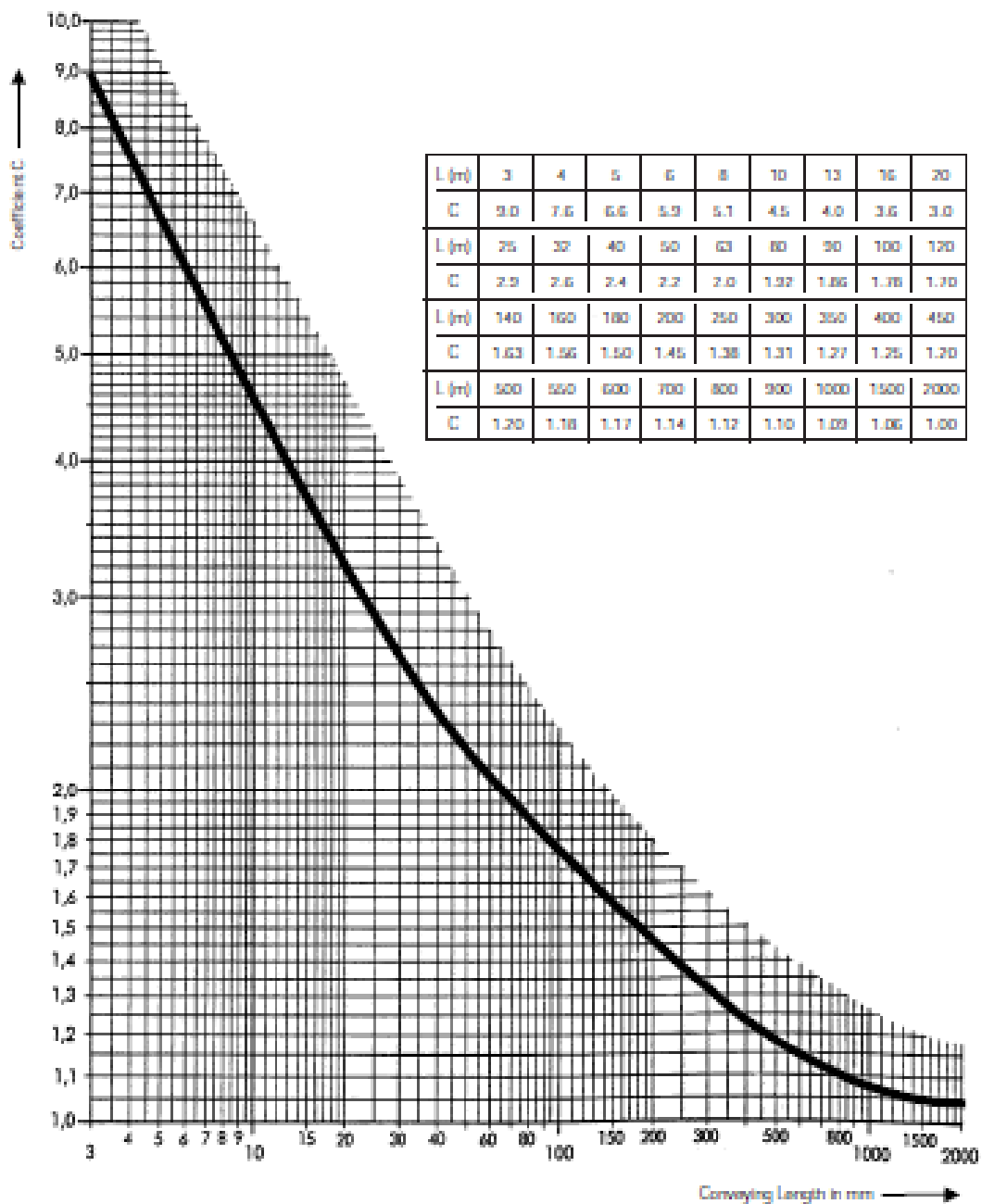


Figura A.48 Curva y/o tabla para determinar el factor de longitud  
Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Con ayuda de la figura A.48 o utilizando la tabla incluida en la misma, se obtuvo el valor del factor de longitud  $C$  que resultó ser  $C = 5.1$ , ya que la longitud de la banda es 8 m.

Por otro lado, la tabla A.53 muestra valores de  $f$  para velocidades de banda cercanas a  $v = 5 \text{ m/s}$  de modo que llamaremos a este factor  $f^*$ . Luego para obtener  $f$  usamos la tabla A.54 y la siguiente fórmula corregida:

$$f = c \cdot f^*$$

**Tabla A.53 Coeficiente de fricción artificial para bandas a velocidad de 5 m/s**

<b>Horizontal, inclined or slightly declined installations - Motor driven</b>	
Favourable working conditions, easily rotating idlers, material with low internal friction and good tracking, good maintenance	0.017
Normal installation, normal material	0.020
Unfavourable conditions, low temperature, material with high internal friction, subject to overload, poor maintenance	0.023 - 0.027
<b>Installations with steep declines creating regenerative conditions</b>	0.012 - 0.016

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

**Tabla A.54 Factor de corrección del coeficiente de fricción artificial**

v (m/s)	2	3	4	5	6
Factor c	0.80	0.85	0.90	1.00	1.10

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

El factor  $f^*$  que se obtiene, considerando materiales e instalación normal es 0.02.

El factor de corrección del coeficiente de fricción artificial  $c$ , realizando una sencilla extrapolación para  $v = 1.05 \text{ m/s}$  es aproximadamente  $c = 0.75$ . De modo que:

$$f = 0.75 \cdot 0.02$$

$$f = 0.015$$

La masa de los rodillos de carga y rodillos de retorno por unidad de longitud  $m'_R$  se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$m'_R = \frac{m_{Ro}}{l_o} + \frac{m_{Ru}}{l_u}$$

Dónde:

$m_{Ro}$ : Masa de un juego de rodillos portadores

$m_{Ru}$ : Masa de un juego de rodillos de retorno

$l_o$ : Distancia entre rodillos portadores

$l_u$ : Distancia entre rodillos de retorno

Para determinar  $m_{Ro}$  y  $m_{Ru}$  se emplea la tabla A.55:

**Tabla A.55 Masa del juego de rodillos de carga y de retorno**

Belt width B (mm)	Idler Rollers	Idler Roller Diameter							
		51	63.5	88.9	108	133	159	193.7	219.1
300	flat	1.6	2.2	3.2					
	2 part	2.3	3.4	4.1					
400	flat	2.0	2.7	3.9	5.6				
	2 part	2.6	3.7	4.7	6.6				
	3 part	2.9	4.4	5.4	7.3				
500	flat	2.2	3.2	4.5	6.6				
	2 part	2.8	4.1	5.5	7.8				
	3 part	3.2	4.6	6.1	8.4				
650	flat		4.0	5.5	8.0	10.8			
	2 part		4.7	6.3	9.0	12.1			
	3 part		5.4	7.0	9.8	13.1			
800	flat		4.7	6.7	9.8	13.3			
	2 part		5.6	7.4	10.6	14.2			
	3 part		6.5	8.3	11.6	15.6			
	5 part			9.0	12.4	16.3			
1000	flat			9.4	11.7	15.9	21.9		
	2 part			11.3	13.2	17.8	24.7		
	3 part			13.0	13.6	18.2	26.3		
	5 part			13.8	14.2	18.9	28.0		
1200	flat				14.2	19.3	26.1		
	2 part				15.0	20.5	28.0		
	3 part				16.3	22.3	24.5		
	5 part				17.2	21.7	31.9		
1400	flat					21.8	29.3		
	2 part					23.3	31.6		
	3 part					25.0	35.5		
	5 part					24.3	35.0		
1600	flat					25.1	33.4		
	2 part					26.5	35.0		
	3 part					28.0	38.7		
	5 part					28.5	39.3		
1800	flat					27.6	37.8		
	2 part					29.1	39.5		
	3 part					30.7	42.4		
	5 part					31.5	42.5		
2000	flat					30.2	40.2	69.1	
	2 part					31.8	43.3	76.4	
	3 part					33.3	47.0	80.1	
	5 part					33.8	46.5	89.5	
2200	flat						46.5	77.8	88.0
	2 part						49.0	82.6	97.1
	3 part						50.1	93.2	111.0
	5 part						51.0	95.5	111.8

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Utilizando diámetros de rodillo de 51 mm y conociendo el ancho de la banda se obtiene

$$m_{Ro} = 2.2 \text{ Kg} \text{ y } m_{Ru} = 2.8 \text{ Kg}$$

El manual también indica que para pequeñas instalaciones el valor de la distancia entre rodillos de carga, para pequeñas instalaciones puede ser de 0.5 a 1 m, mientras que la distancia entre rodillos de retorno puede ser de 2 a 3 veces  $l_o$

Se elige  $l_o = 1 \text{ m}$  y  $l_u = 2 \text{ m}$

Entonces:

$$m'_R = \frac{2.2}{1} + \frac{2.8}{2}$$

$$m'_R = 3.6 \text{ kg/m}$$

La masa de la banda por unidad de área  $m''_G$  se obtiene de la tabla A.56:

**Tabla A.56 Características de la banda según su tipo**

Belt type (mm)	Carcase thickness (kg/m <sup>2</sup> )	Carcase weight	Belt Weight m' <sub>G</sub> (kg/m <sup>2</sup> ) Sum of carrying and pulley side covers (mm)						
			3	4	5	6	8	10	12
S 200/3	2.7	3.1	6.6	7.7	8.9	10.0	12.3	14.6	16.9
S 250/3	2.8	3.2	6.7	7.8	9.0	10.1	12.4	14.7	17.0
S 315/3	3.0	3.4	6.9	8.0	9.2	10.3	12.6	14.9	17.2
S 315/4	3.7	4.3	7.8	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
S 400/3	3.2	3.7	7.2	8.3	9.5	10.6	12.9	15.2	17.5
S 400/4	4.1	4.6	8.1	9.2	10.4	11.5	13.8	16.1	18.4
S 500/3	3.6	4.0	7.5	8.6	9.8	10.9	13.2	15.5	17.8
S 500/4	4.3	5.0	8.5	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
S 630/3	3.9	4.3	7.8	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
S 630/4	4.8	5.3	8.8	9.9	11.1	12.2	14.5	16.8	19.1
S 630/5	5.5	6.2	9.7	10.8	12.0	13.1	15.4	17.7	20.0
S 800/3	4.5	5.0	8.5	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
S 800/4	5.2	5.8	9.3	10.4	11.6	12.7	15.0	17.3	19.6
S 800/5	6.0	6.7	10.2	11.3	12.5	13.6	15.9	18.2	20.5
S 1000/4	6.1	6.8	10.3	11.4	12.6	13.7	16.0	18.3	20.6
S 1000/5	6.5	7.3	10.8	11.9	13.1	14.2	16.5	18.8	21.1
S 1000/6	7.3	8.1	11.6	12.7	13.9	15.0	17.3	19.6	21.9
S 1250/4	7.2	8.3	11.8	12.9	14.1	15.2	17.5	19.8	22.1
S 1250/5	7.6	8.6	12.1	13.2	14.4	15.5	17.8	20.1	22.4
S 1250/6	7.8	8.8	12.3	13.4	14.6	15.7	18.0	20.3	22.6
S 1600/4	8.7	9.4	12.9	14.0	15.2	16.3	18.6	20.9	23.2
S 1600/5	9.1	10.5	14.0	15.1	16.3	17.4	19.7	22.0	24.3
S 1600/6	9.2	10.4	13.9	15.0	16.2	17.3	19.6	21.9	24.2
S 2000/5	11.0	11.9	15.4	16.5	17.7	18.8	21.1	23.4	25.7
S 2000/6	11.0	12.7	16.2	17.3	18.5	19.6	21.9	24.2	26.5
S 2500/6	13.4	14.4	17.9	19.0	20.2	21.3	23.6	25.9	28.2
SF 250/2	1.5	1.8	5.3	6.4	7.6	8.7	11.0	13.3	15.6
SF 315/2	1.9	1.9	5.4	6.5	7.7	8.8	11.1	13.4	15.7
SF 400/3	2.5	2.9	6.4	7.5	8.7	9.8	12.1	14.4	16.7
SF 500/3	3.0	3.2	6.7	7.8	9.0	10.1	12.4	14.7	17.0
SF 500/4	3.5	4.0	7.5	8.6	9.8	10.9	13.2	15.5	17.8
SF 630/4	4.1	4.4	7.9	9.0	10.2	11.3	13.6	15.9	18.2
SF 800/4	4.6	5.4	8.9	10.0	11.2	12.3	14.6	16.9	19.2
SF 1000/4	5.3	6.1	9.6	10.7	11.9	13.0	15.3	17.6	19.9
D 160	2.3	2.7	6.2	7.3	8.5	9.6	11.9	14.2	16.5
D 200	2.7	3.1	6.6	7.7	8.9	10.0	12.3	14.6	16.9
D 250	3.0	3.6	7.1	8.2	9.4	10.5	12.8	15.1	17.4
D 315	3.2	3.7	7.2	8.3	9.5	10.6	12.9	15.2	17.5
D 400	3.7	4.3	7.8	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
D 500	4.1	4.7	8.2	9.3	10.5	11.6	13.9	16.2	18.5
D 630	4.5	5.0	8.5	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
D 800	4.8	5.5	9.0	10.1	11.3	12.4	14.7	17.0	19.3

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Con el tipo de banda seleccionada y con la suma del espesor del recubrimiento de la banda del lado del material y de las poleas (4+2 mm), de la tabla A.42 se tiene que  $m''_G = 9.6 \text{ Kg/m}^2$

Luego

$$m'_G = m''_G * B$$

$$m'_G = 9.6 * 0.5$$

$$m'_G = 4.8 \text{ kg/m}$$

Continuando con los cálculos, la masa de la carga por unidad de longitud,  $m'_L$  se calcula como sigue:

$$m'_L = \frac{Q_m}{3.6 * v}$$

$$m'_L = \frac{97.4}{3.6 * 1.05}$$

$$m'_L = 25.8 \text{ kg/m}$$

Con los cálculos anteriores es posible calcular  $F_U$ :

$$F_U = C \cdot f \cdot L \cdot g \cdot [m'_R + (2 \cdot m'_G + m'_L) \cdot \cos \delta] + H \cdot g \cdot m'_L + F_s$$

$$F_U = 5.1 \cdot 0.015 \cdot 8 \cdot 9.81 \cdot [3.6 + (2 \cdot 4.8 + 25.8) \cdot \cos 22] + 3 \cdot 9.81 \cdot 25.8$$

$$F_U = 978 \text{ N}$$

### Tensión en la banda

Para la selección de las poleas se necesita calcular las tensiones en la banda en los sitios donde actúan las poleas

Antes de calcular las tensiones, es necesario calcular las resistencias individuales en la banda como se muestra a continuación:

#### Resistencia principal

$$F_H = f \cdot L \cdot g \cdot [m'_R + (2 \cdot m'_G + m'_L) \cdot \cos \delta]$$

$$F_H = 0.015 \cdot 8 \cdot 9.81 \cdot [3.6 + (2 \cdot 4.8 + 25.8) \cdot \cos 22]$$

$$F_H = 42.9 \text{ N}$$

#### Resistencia secundaria

$$F_N = (C - 1) * F_H$$

$$F_N = (5.1 - 1) * 42.9$$

$$F_N = 175.9 \text{ N}$$

#### Resistencia de fricción

- Lado de carga

$$F_o = f \cdot L \cdot g \cdot (m'_{Ro} + m'_G + m'_L)$$

$$m'_{Ro} = \frac{m_{Ro}}{l_o}$$

$$m'_{Ro} = \frac{2.2}{1}$$

$$m'_{Ro} = 2.2 \text{ Kg/m}$$

$$F_o = 0.015 \cdot 8 \cdot 9.81 \cdot (2.2 + 4.8 + 25.8)$$

$$F_o = 38.6 \text{ N}$$

- lado de retorno

$$F_u = f \cdot L \cdot g \cdot (m'_{Ru} + m'_G)$$

$$m'_{Ru} = \frac{m_{Ru}}{l_u}$$

$$m'_{Ru} = \frac{2.8}{2}$$

$$m'_{Ru} = 1.4 \text{ Kg/m}$$

$$F_u = 0.015 \cdot 8 \cdot 9.81 \cdot (1.4 + 4.8)$$

$$F_u = 7.3 \text{ N}$$

### *Resistencia a la pendiente*

- Lado de carga

$$F_{sto} = H \cdot g \cdot (m'_G + m'_L)$$

$$F_{sto} = 3 \cdot 9.81 \cdot (4.8 + 25.8)$$

$$F_{sto} = 900.5 \text{ N}$$

- Lado de retorno

$$F_{stu} = H \cdot g \cdot m'_G$$

$$F_{stu} = 3 \cdot 9.81 \cdot 4.8$$

$$F_{stu} = 141.3 \text{ N}$$

Con los resultados anteriores, es posible continuar con el cálculo de las tensiones de la banda, tal como se muestra a continuación:

$$T_2 = F_U * c_2$$

$$c_2 = \frac{1}{e^{\mu\alpha-1}}$$

$$T_3 = T_2 + F_u - F_{stu}$$

$$T_4 = T_3$$

$$T_1 = T_4 + F_N + F_o + F_{sto}$$

Dónde:

$c_2$ : Factor de impulso del lado flojo

$\mu$ : Coeficiente de fricción en la superficie de la polea

$\alpha$ : Ángulo de envoltura polea-banda

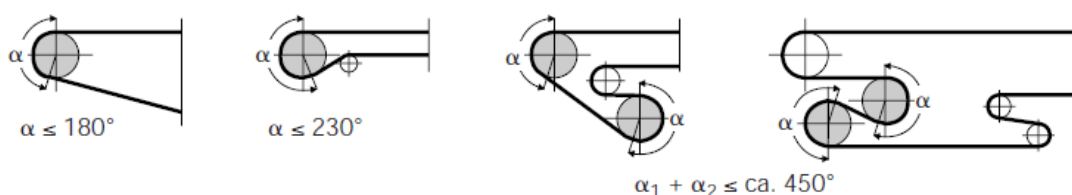


**Tabla A.57 Coeficiente de fricción de la superficie de los tambores de acuerdo con las condiciones de operación y el tipo de recubrimiento**

Operating Condition	Pulley Surface			
	Plain Steel (smooth)	Polyurethane lagging (grooved)	Rubber lagging (grooved)	Ceramic lagging (porous)
Dry	0.35 to 0.4	0.35 to 0.4	0.4 to 0.45	0.4 to 0.45
Wet (Clean)	0.1	0.35	0.35	0.35 to 0.4
Wet (dirty mud, clay)	0.05 to 0.1	0.2	0.25 - 0.3	0.35

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.57 se obtiene el valor del coeficiente de fricción en la superficie del tambor motriz considerando que es de acero liso sin recubrimiento y se encuentra sin lubricación (seco) en el contacto con la banda. El valor elegido es  $\mu = 0.35$  ya que es preferible ser conservador.



**Figura A.49 Rangos de ángulo de envoltura para diferentes condiciones de montaje de la banda**  
Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

En la figura A.49 se observan los rangos de ángulo de envoltura para varias configuraciones. Para el caso de estudio, se considera un ángulo de envoltura de  $200^\circ$ . Luego:

$$c_2 = \frac{1}{e^{0.35 \cdot 200} - 1}$$

$$c_2 = \frac{1}{e^{0.35 \cdot 200 \cdot \frac{\pi}{180}} - 1}$$

$$c_2 = 0.42$$

Entonces:

$$T_2 = 978 * 0.42$$

$$T_2 = 410.8 \text{ N}$$

La tensión  $T_3$  es:

$$T_3 = 410.8 + 7.3 - 141.3$$

$$T_3 = 276.8 \text{ N}$$

También:

$$T_4 = T_3$$

$$T_4 = 276.8 \text{ N}$$

Y la tensión  $T_1$  es:

$$T_1 = 276.8 + 175.9 + 38.6 + 900.5$$

$$T_1 = 1391.8 \text{ N}$$

Pero  $T_1$  también es:

$$T_1 = F_U * c_1$$

$$c_1 = 1 + \frac{1}{e^{\mu\alpha - 1}}$$

$$c_1 = 1.42$$

$$T_1 = 978 * 1.42$$

$$T_1 = 1388.8 \text{ N}$$

Como se observa, ambos resultados son congruentes, lo que verifica los cálculos realizados.

Las tensiones sobre la polea impulsora son entonces:

$$T_1 = 1388.8 \text{ N}$$

$$T_2 = 410.8 \text{ N}$$

### **Verificación de las distancias entre rodillos portadores y de retorno**

La distancia necesaria entre los rodillos se determina mediante las siguientes expresiones:

$$l_o = \frac{T_1 \cdot 8 \cdot h_{rel}}{(m'_G + m'_L) \cdot g}$$

$$l_u = \frac{T_2 \cdot 8 \cdot h_{rel}}{m'_G \cdot g}$$

Dónde:

$h_{rel}$ : Pandeo permitida de la banda cargada

$h_{rel} = 0.005$  a  $0.015$  (Lado cargado)

$h_{rel} = 0.020$  a  $0.030$  (Lado de retorno)

De modo que:

$$l_o = \frac{1334.1 \cdot 8 \cdot 0.015}{(4.8 + 25.8) \cdot 9.81}$$

$$l_o = 0.55 \text{ m}$$

y

$$l_u = \frac{410.8 \cdot 8 \cdot 0.020}{4.8 \cdot 9.81}$$

$$l_u = 1.4 \text{ m}$$

Las asunciones realizadas anteriormente respecto a la distancia entre rodillos se corrigen con los resultados obtenidos de modo que se debe asegurar que  $l_o \leq 0.55 \text{ m}$  y  $l_u \leq 1.4 \text{ m}$ . Finalmente calculamos el factor de seguridad de la banda mediante la siguiente expresión:

$$S = \frac{K_N \cdot C_v \cdot B}{T_x}$$

$$S = \frac{160 \cdot (1) \cdot (500)}{1388.8}$$

Conociendo  $K_N = 160 \text{ N/mm}$  y  $C_v = 1$  y reemplazando  $T_x = T_1 = T_{max}$  el factor de seguridad de la banda queda:

$$S = 57.6$$

El factor de seguridad obtenido es algo elevado. Esto se debe a que las condiciones de carga del sistema no son exigentes y la resistencia a la rotura nominal es bastante mayor a la resistencia a la rotura calculada de la banda.

### Determinación de las poleas estándar

Existen tres tipos de tambores que dependen de su ubicación en el sistema, los cuales se muestran en la figura A.58.

**Tabla A.58 Grupos de tambores de acuerdo con su aplicación**

GROUP	APPLICATION
A	Pulleys in the areas of high belt stress. Drive Pulleys
B	Pulleys in areas of low belt stress. Tail Pulleys
C	Pulleys with an angle of wrap $\alpha \leq 90^\circ$ , Deflection or snub Pulleys

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Primero se calculó el diámetro del tambor motriz mediante la siguiente expresión:

$$D_{Tm} = C_{Tr} \cdot d$$

Dónde:

$d$ : Espesor de la carcasa en  $mm$

$C_{Tr}$ : Coeficiente del tipo de material de la carcasa

**Tabla A.59 Coeficiente del tipo de material de la carcasa**

$C_{Tr}$	Material of Carcase in Warp or Belt Type
90	Polyamide (P)
80	DUNLOFLEX 2 ply Belt
95	TRIOFLEX 3 ply Belt
108	SUPERFORT Multiply Belt (EP)
138	FERROFLEX Steel Weave Type
145	SILVERCORD Steel Cord Belt
100	DUNLOPLAST Monoply Belt

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.59 se extrae el valor de  $C_{Tr} = 80$ . De la tabla A.55 se obtiene  $d = 2.3 \text{ mm}$

$$D_{Tr} = 80 \cdot 2.3$$

$$D_{Tr} = 184 \text{ mm}$$

**Tabla A.60 Diámetro estándar del tambor motriz**

100	125	160	200	250	315	400	500
630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

Según la tabla A.60, el diámetro del tambor motriz debe ser  $D_{Tr} = 200 \text{ mm}$

Luego, con la ayuda de la tabla A.61 se determinó el diámetro de los otros tambores en el sistema.

**Tabla A.61 Diámetros del grupo de tambores**

Pulley Diameter $D_{Tr}$ (mm)	Diameter Of Pulley Groups (mm)		
	A	B	C
100	100	-	-
125	125	100	-
160	160	125	100
200	200	160	125
250	250	200	160
315	315	250	200
400	400	315	250
500	500	400	315
630	630	500	400
800	800	630	500
1000	1000	800	630
1250	1250	1000	800
1400	1400	1250	1000
1600	1600	1250	1000
1800	1800	1400	1250
2000	2000	1600	1250

Fuente: (Dunlop-Enerka, 1994)

De la tabla A.61, se obtuvo el diámetro del tambor conducido que fue de  $D_{Tc} = 160 \text{ mm}$   
**Cálculo y selección de la banda de transmisión de potencia para el sistema de reducción de velocidades de la banda transportadora**

La velocidad del motor es de 1750 rpm

La velocidad angular del tambor motriz es:

$$\omega_t = \frac{60 * v}{\pi * D_{Tm}}$$

Dónde V es la velocidad lineal de la banda y  $D_{Tm}$  es el diámetro del tambor motriz.

$$\omega_t = \frac{60(1.05)}{\pi * 0.2}$$
$$\omega_t = 100.3 \text{ rpm}$$

Dado que se necesita una reducción significativa de velocidades, se utilizó una doble reducción. La relación de reducción total debe ser 17.5:1.

Se eligieron dos reducciones iguales: La primera, relación  $m_1 = \frac{\omega_M}{\omega_i} = 4.2$  y la segunda

$$m_2 = \frac{\omega_i}{\omega_p} = 4.2$$

Eligiendo un diámetro de la polea del motor de 100 mm= 3.94 in, el diámetro de la polea intermedia se determinó como sigue:

$$\omega_M d_M = \omega_i D_{pi}$$
$$D_{pi} = \frac{\omega_M d_M}{\omega_i}$$
$$D_{pi} = 4.2(100) \text{ mm}$$
$$D_{pi} = 420 \text{ mm} = 16.5 \text{ in}$$

Luego se procedió a calcular la velocidad periférica de la banda:

$$V = \frac{\pi d n}{12}$$

Dónde:

d: Diámetro de paso de la polea del motor o del eje

n: Velocidad angular del motor o del eje

$$V = \frac{\pi(3.94)(1750)}{12}$$
$$V = 1805.1 \text{ ft/min}$$

**Tabla A.62 Propiedades de varios materiales comunes para bandas planas y redondas**

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg <sup>3</sup>	Coefficiente de fricción
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6"	50	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9"	60	0.035-0.045	0.4
Poliamida <sup>b</sup>	F-0 <sup>c</sup>	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 <sup>c</sup>	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 <sup>c</sup>	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 <sup>c</sup>	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 <sup>c</sup>	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 <sup>c</sup>	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 <sup>c</sup>	$t = 0.25$	13.5	125	0.039	0.8
Uretano <sup>d</sup>	w = 0.50	$t = 0.062$	Vea	5.2°	0.038-0.045	0.7
	w = 0.75	$t = 0.078$	la tabla	9.8°	0.038-0.045	0.7
	w = 1.25	$t = 0.090$	17-3	18.9°	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Vea	8.3°	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	la tabla	18.6°	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33.6°	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3°	0.038-0.045	0.7

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

De la tabla A.62, se seleccionó una banda plana de Poliamida, especificación A-2c.

Se eligió posteriormente una distancia entre centros de 600 mm = 23.62 in

El ángulo de contacto es:

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left( \frac{D_p t - d_M}{2C} \right)$$

$$\phi = \theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left( \frac{16.5 - 3.94}{2(23.62)} \right)$$

$$\phi = \theta_d = 2.6 \text{ rad/s}$$

Luego se calculó  $\exp(f\phi)$  para el desarrollo completo de la fricción.

De la tabla,  $f = 0.8$  de modo que:

$$\exp(f\phi) = \exp(0.8(2.6)) = 8$$

El peso por unidad de longitud de la banda es:

$$w = 12\gamma bt$$

Dónde:

$\gamma$ : Peso específico de la banda

$b$ : Ancho de la banda

$t$ : Espesor de la banda

De la tabla A.62,  $\gamma = 0.051 \text{ lbf/in}^3$ ,  $b = 3 \text{ in}$  y  $t = 0.11 \text{ in}$

$$w = 12(0.051)(3)(0.11)$$

$$w = 0.202 \text{ lbf/ft}$$

La fuerza centrífuga es:

$$F_c = \frac{w}{g} \left( \frac{V}{60} \right)^2$$

$$F_c = \frac{0.202}{32.17} \left( \frac{1805.1}{60} \right)^2$$

$$F_c = 5.7 \text{ lbf}$$

El par de torsión de la polea es:

$$T = \frac{63\,025 H_{nom} K_s n_d}{\omega_M}$$

De la tabla A.15, también se puede extraer el factor de servicio para bandas planas (Shigley & Mischke, 2005). Se seleccionó  $K_s = 1.2$ , considerando condiciones de impacto medio y un factor de diseño  $n_d = 1.2$

$$T = \frac{63\,025(3)(1.2)(1.2)}{1750}$$

$$T = 155.6 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

La fuerza necesaria para transmitir el par de torsión es:

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{d_M}$$

$$(F_1)_a - F_2 = \frac{2(155.6)}{3.94}$$

$$(F_1)_a - F_2 = 78.97 \text{ N}$$

De la tabla A.62, la tensión permisible por ancho unitario de la banda a 600 ft/min es  $F_a = 60 \text{ lbf/in}$

La tensión permisible máxima  $(F_1)_a$  es la siguiente:

$$(F_1)_a = b F_a C_p C_v$$

Dónde:

$C_p$ : factor de corrección de la polea

$C_v$ : factor de corrección de la velocidad

$C_v = 1$  para bandas de poliamida (Shigley & Mischke, 2005)

**Tabla A.63 Factor de corrección de la polea para bandas planas**

Material	Diámetro de la polea menor, pulg					
	1.6 a 4	4.5 a 8	9 a 12.5	14 y 16	18 a 31.5	Más de 31.5
Cuero	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Poliamida, F-0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
F-1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0	1.0
F-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
A-3	—	0.70	0.87	0.94	0.96	1.0
A-4	—	—	0.71	0.80	0.85	0.92
A-5	—	—	—	0.72	0.77	0.91

Fuente: (Shigley & Mischke, 2005)

Según la tabla A.63, el factor de corrección de la polea es  $C_p = 0.73$ .

$$(F_1)_a = (3)(60)(0.73)(1)$$

$$(F_1)_a = 131.4 \text{ lbf}$$

Entonces:

$$F_2 = (F_1)_a - [(F_1)_a - F_2]$$

$$F_2 = 131.4 - 78.97$$

$$F_2 = 52.43 \text{ lbf}$$

La tensión inicial es:

$$F_i = \frac{(F_1)_a + F_2}{2} - F_c$$

$$F_i = \frac{131.4 + 52.43}{2} - 5.7$$

$$F_i = 86.22 \text{ lbf}$$

El desarrollo de la fricción se verificó resolviendo la siguiente ecuación:

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c}$$

$$f' = \frac{1}{2.6} \ln \frac{131.4 - 5.7}{52.43 - 5.7}$$

$$f' = 0.38$$

De la tabla A.62,  $f=0.8$

Puesto que  $f' < f$ , no existe peligro de deslizamiento.

El factor de seguridad es:

$$\eta_{fs} = \frac{H}{H_{nom}K_s}$$

Además,

$$H = H_{nom}K_s n_d$$

Por lo que:

$$\eta_{fs} = n_d = 1.2$$

La segunda relación de transmisión de velocidad es la misma, de modo que seleccionan dos bandas planas de Poliamida, especificación A-2c.

El diámetro de la segunda polea intermedia es 100 mm = 3.94 in. El diámetro de la polea del tambor motriz es:

$$\omega_i d_{pi} = \omega_t D_t$$

$$D_t = \frac{\omega_i d_{pi}}{\omega_t}$$

$$D_{pi} = 4.2(100) \text{ mm}$$

$$D_{pi} = 420 \text{ mm} = 16.5 \text{ in}$$



## Diseño de la mesa para tableros de la formadora

La figura A.50 muestra el modelo de carga para la simulación. Para el efecto se tomaron las siguientes consideraciones:

- El material de la estructura de la mesa es acero A-36
- El peso de los tableros ( $W_t = 5096 \text{ N}$ ) se reparte sobre los agujeros del perfil que soportan la carga
- El espesor de los perfiles es 3 mm

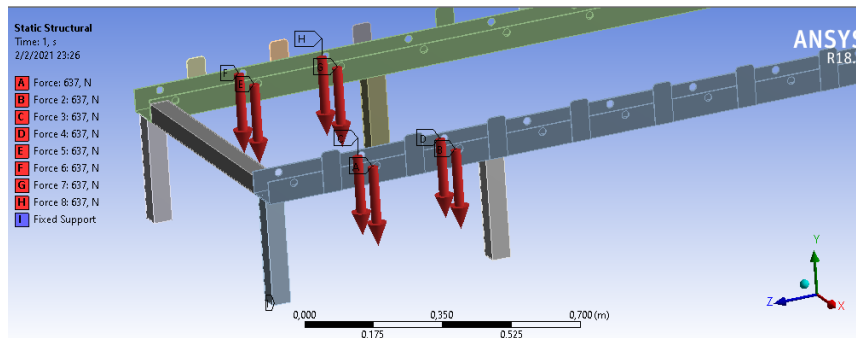


Figura A.50 Condiciones de carga de la mesa de entrega de tableros

Los resultados de las simulaciones se encuentran en la figura A.51

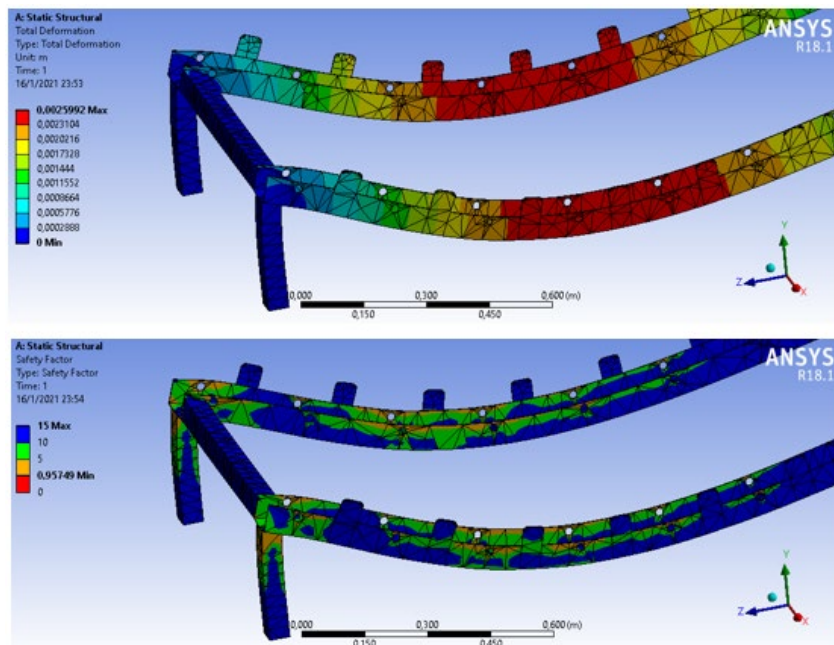


Figura A.51 Deformación y factores de seguridad de la mesa para tableros

Fuente: [Ansys 18.1]

El factor de seguridad es bajo por lo que se repite la simulación colocando soportes de apoyo en la zona donde se asientan los tableros y aumentamos el espesor de los perfiles

a 3 mm. El espesor de los tubos (patas) se conserva. Los resultados se presentan en la figura A.52.

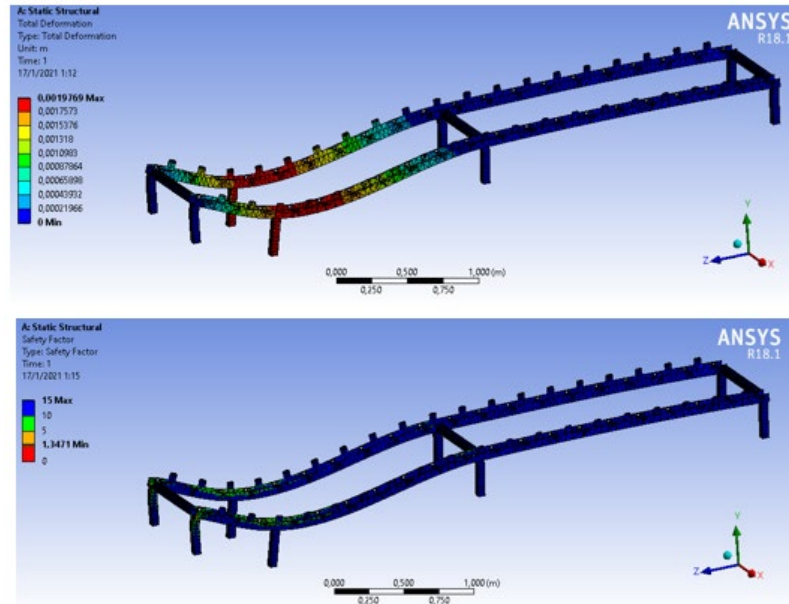


Figura A.52 Deformación y factores de seguridad de la mesa para tableros reforzada

Fuente: [Ansys 18.1]

El factor de seguridad realizando los cambios mencionados asciende a 1.3, lo cual es satisfactorio. Además, en su posición de trabajo, la mesa para tableros también cuenta con una base de apoyo brindada por la estructura de la formadora.

## Diseño del sistema hidráulico de la formadora

### *Descripción de la secuencia hidráulica*

Para el diseño de la secuencia hidráulica se decidió que todos los cilindros empiecen en su posición retraída o normal. Los tableros de madera se deben ubicar en línea desde la bandeja de tableros hasta la mesa vibratoria. El cilindro de desmolde (D) empieza el ciclo desde (D0) ubicándose en la posición de captación de mezcla (D1); es decir en contacto con el tablero de madera. Cuando llega a (D1), se activa el cilindro de alimentación (A) el cual se mueve el carro alimentador desde (A0) hasta (A1) y entrega la mezcla en el molde. En la posición (A1) se programó el sistema para que el carro se mantenga en esa posición durante 4 segundos para que, con ayuda del sistema de vibración, el material se reparta uniformemente dentro del molde. Luego el cilindro (A) regresa a (A0) y simultáneamente el cilindro de entrega de tableros (T) realiza su carrera desde (T0) hasta (T1) preparándose para entregar el siguiente tablero. El movimiento

siguiente lo realiza el cilindro de compactación (C) el cual parte de (C0) y termina en (C1). Cuando el cilindro acaba su carrera, se detiene durante 2 segundos. Posteriormente, El cilindro (C) permanece 1 segundo más en su posición mientras (D) y (T) se desplazan simultáneamente. El desfase de 1 segundo se realiza para facilitar el desmoldeo ya que el molde macho empuja los bloques hacia abajo mientras el molde hembra asciende. Luego de transcurrido ese segundo, (C) se une al movimiento de (D) y (T). Así (D), (C) y (T) vuelven a su posición inicial con la particularidad de que (T) durante este movimiento entrega el siguiente tablero, lo que termina el ciclo y da paso al siguiente,

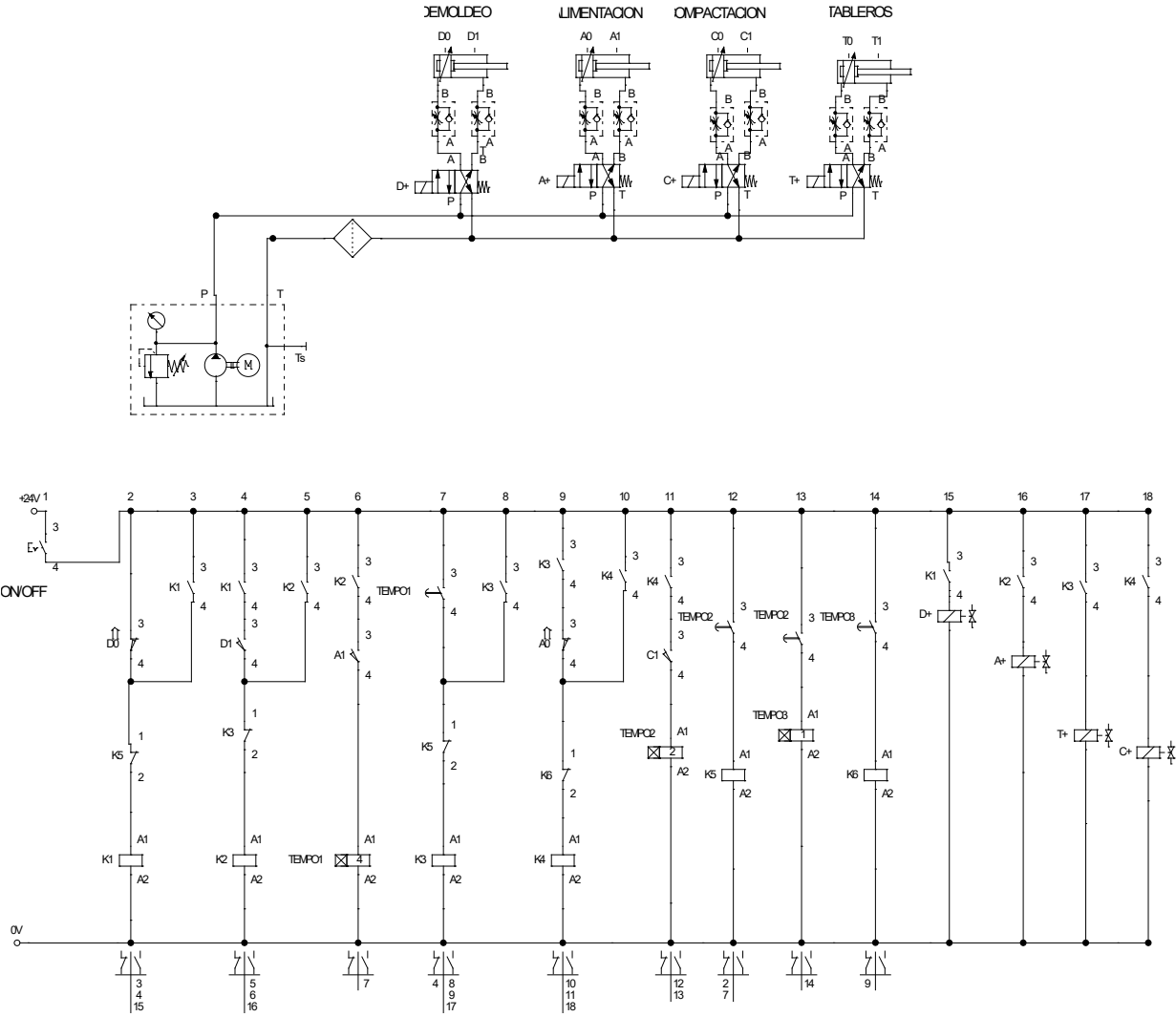


Figura A.53 Diagrama electrohidráulico del sistema

*Calculo y dimensionamiento de los cilindros hidráulicos del sistema*

La tabla A.64 resume los cálculos realizados en secciones anteriores acerca de los requerimientos de carga de los diferentes cilindros hidráulicos del sistema.

**Tabla A.64 Demanda de carga del sistema**

Descripción	Capacidad de carga requerida [N]
Cilindro de Compactación	13 239.0
Cilindro de Desmolde	13 239.0
Cilindro de entrega de tableros	2 548.0
Cilindro del carro alimentador	13 208.2

Dado que se conocen las fuerzas que deben ejercer los cilindros y se considera una presión de operación del sistema de  $P_{op} = 2000 \text{ psi}$  es posible calcular el diámetro de los cilindros como sigue:

$$P_{op} = 2000 \text{ psi} = 1.379 \times 10^7 \text{ Pa}$$

$$F_{comp} = P_{op} \times A$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Dónde  $A$  y  $D$  son el área y el diámetro del cilindro respectivamente.

Combinando las ecuaciones y resolviendo para el diámetro tenemos:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{comp}}{\pi P_{op}}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(13239)}{\pi(1.379 \times 10^7)}}$$

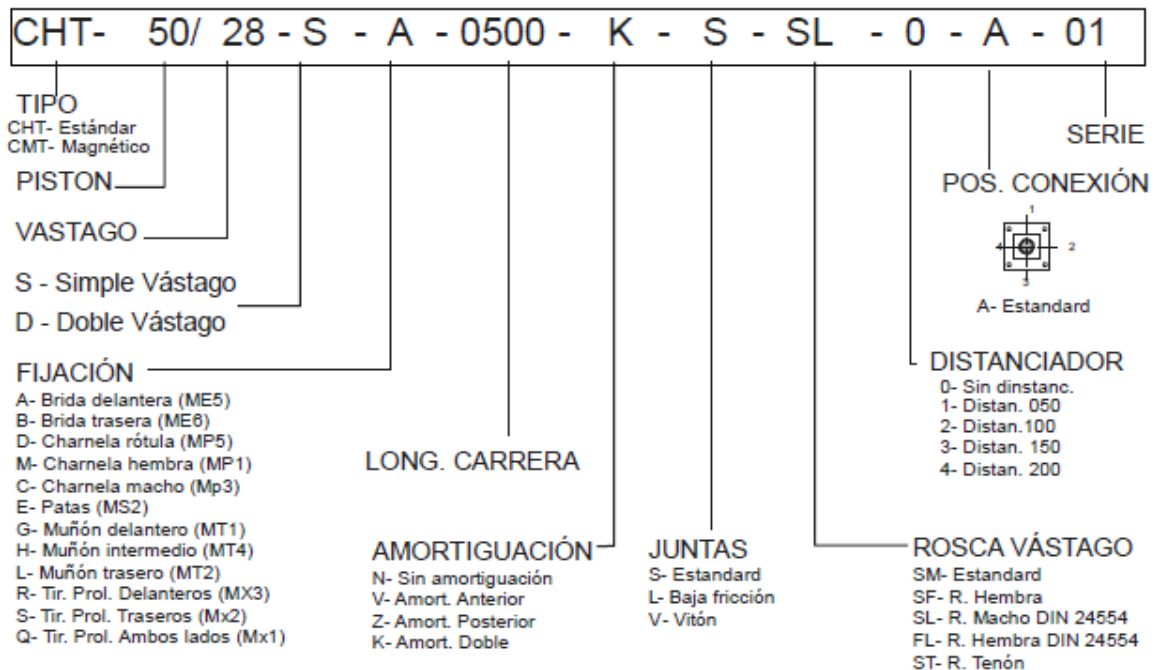
$$D = 0.035 \text{ m} \approx 35 \text{ mm}$$

El proceso de cálculo se repite y los resultados se resumen en la tabla A.65:

**Tabla A.65 Dimensiones calculadas del diámetro requerido de los cilindros**

Descripción	Capacidad de carga requerida [N]	Diámetro del cilindro requerido [mm]
Cilindro de Compactación	13 239.0	35
Cilindros de Desmolde	13 239.0	35
Cilindro de entrega de tableros	2 548.0	15
Cilindro del carro alimentador	13 208.2	35

**DESIGNACIÓN CILINDROS CHT/CMT**



**Figura A.54 Designación de cilindros hidráulicos**  
Fuente: (Estehyne, s.f.)

La figura A.54 muestra las designaciones de los cilindros marca Estehyne. La tabla A.66 contiene los cilindros seleccionados en base al código.

**Tabla A.66 Códigos de designación de los cilindros seleccionados**

Descripción	Designación
Cilindro de Compactación	CHT- 40/ 28 – S – E – 0300 – V – S – SL – 0 – A – 01
Cilindros de Desmoldeo	CHT- 40/ 28 – S – E – 0250 – V – S – SL – 0 – A – 01
Cilindro de entrega de tableros	CHT- 25/ 12 – S – E – 0600 – V – S – SL – 0 – A – 01
Cilindro del carro alimentador	CHT- 40/ 28 – S – E – 0520 – V – S – SL – 0 – A – 01

*Cálculo de la demanda de caudal por ciclo de movimiento*

Una vez que se conoce el diámetro interno de la camisa de cada cilindro, se procedió a calcular el caudal de carrera y el caudal de retorno del vástago de cada uno.

**Tabla A.67 Características generales de los cilindros hidráulicos**

CARACTERÍSTICAS										
Norma	ISO 6020/2 - 1991 DIN24554									
Tipo de construcción	Tapas y fijaciones con tirantes									
Presión mínima	15 bar									
Presión nominal	160 bar									
Presión de prueba	240 bar									
Posición de montaje	s/pedido									
Temperatura de fluido	-20°C + 80°C con juntas tipo M									
	-20°C + 150°C con juntas tipo W									
Fluido	Aceite mineral									
Viscosidad	12...90 m.m <sup>2</sup> /s									
Filtración	Grado de filtración según NAS 1638									
Tipo de estanqueidad	Ver código para pedido									
Ø Camisa - Pistón (m/m)	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
Ø Vástago	12/18	14/22	18/28	22/36	28/45	36/56	45/70	59/90	70/110	90/140
Velocidad max. (m/s) tipo M	0,5			0,4			0,25			
Velocidad max. (m/s) tipo Y	1						0,7			
Tolerancia para carrera	0 + 2 mm Norma ISO 8131									
Carrera máxima	4000 mm									

Fuente: (Estehyne, s.f.)

El caudal de carrera del vástago es:

$$Q_c = A_s \cdot v_c$$

Dónde:

$A_s$ : Área de sección del interior de la camisa del cilindro

$v_c$ : Velocidad de carrera del vástago

La tabla A.67 nos indica las velocidades máximas de operación de los cilindros. Velocidades muy altas no se recomiendan debido al elevado impacto que podría ocasionarse entre el molde macho y la mezcla en el molde hembra. Observando varias máquinas en operación se llegó a la conclusión de que una velocidad de carrera de 0.15 m/s es aceptable. Recordando que el área de una sección circular se puede escribir en términos del diámetro, tenemos lo siguiente:

$$Q_c = \frac{\pi}{4} \left( \frac{40}{1000} \right)^2 \cdot (0.15)$$

$$Q_c = 1.88 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

El caudal de retorno del vástago se considera igual al caudal de carrera, pero como existe en cambio en el área de sección, la velocidad de retorno del vástago es:

$$v_r = \frac{Q_r}{A_r}$$

$$v_r = \frac{1.26 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} \left( \frac{40^2 - 28^2}{1000^2} \right)}$$

$v_r = 0.29 \text{ m/s}$  Se repitió el procedimiento para cada cilindro y los resultados se

resumen en la tabla A.68.

**Tabla A.68 Caudales de carrera y retorno de los cilindros del sistema**

Descripción	Velocidad de carrera [m/s]	Velocidad de retorno [m/s]	Caudal de carrera [m <sup>3</sup> /s]	Caudal de retorno [m <sup>3</sup> /s]
Cilindro de Compactación	0.15	0.29	1.88 × 10 <sup>-4</sup>	1.88 × 10 <sup>-4</sup>
Cilindros de Desmolde	0.15	0.29	1.88 × 10 <sup>-4</sup>	1.88 × 10 <sup>-4</sup>
Cilindro de entrega de tableros	0.15	0.13	7.4 × 10 <sup>-5</sup>	7.4 × 10 <sup>-5</sup>
Cilindro del carro alimentador	0.15	0.29	1.88 × 10 <sup>-4</sup>	1.88 × 10 <sup>-4</sup>

**Selección de la válvula de seguridad o válvula de alivio**

El caudal máximo requerido es de  $6.38 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 38.28 \text{ L}/\text{min}$ . Conocida esta información y la presión de operación de  $P_{op} = 2000 \text{ Psi} = 138 \text{ bar}$  se puede seleccionar una válvula de alivio adecuada. Del catálogo de Caproni se seleccionó una válvula cuyas características se resumen en la tabla A.69.

**Tabla A.69 Catálogo de válvulas de alivio marca Caproni**

RELIEF VALVE
KP-70/...

---

**DESCRIPTION**

A screw-in , cartridge-style , pilot-acting , poppet-type , hydraulic relief valve intended for medium flow circuits requiring low internal leakage.

**OPERATION**

The KP-70/... blocks flow from 1 to 2 until sufficient pressure is present at 1 to force the spring-opposed poppet from its seat.

**DIMENSIONS**

---

**SYMBOL**

**ORDERING CODE**

KP-70 / ...

Relief valve

Pressure adjustment range:

- 15...200bar - 2
- 30...320bar - 1

---

TECHNICAL DATA	
Operating pressure	320bar
Pressure adjustment range:	KP-70/1    30...320 bar
	KP-70/2    15...200 bar
Rated flow	70/min
Working liquid-hydraulic oils with characteristics:	
-viscosity	10...400 cSt
-degree of filtration	0.025 mm
-temperature	-20...+80°C

We reserve the right to change specifications without notice.
www.caproni.bg
PI-1-Oct 2015

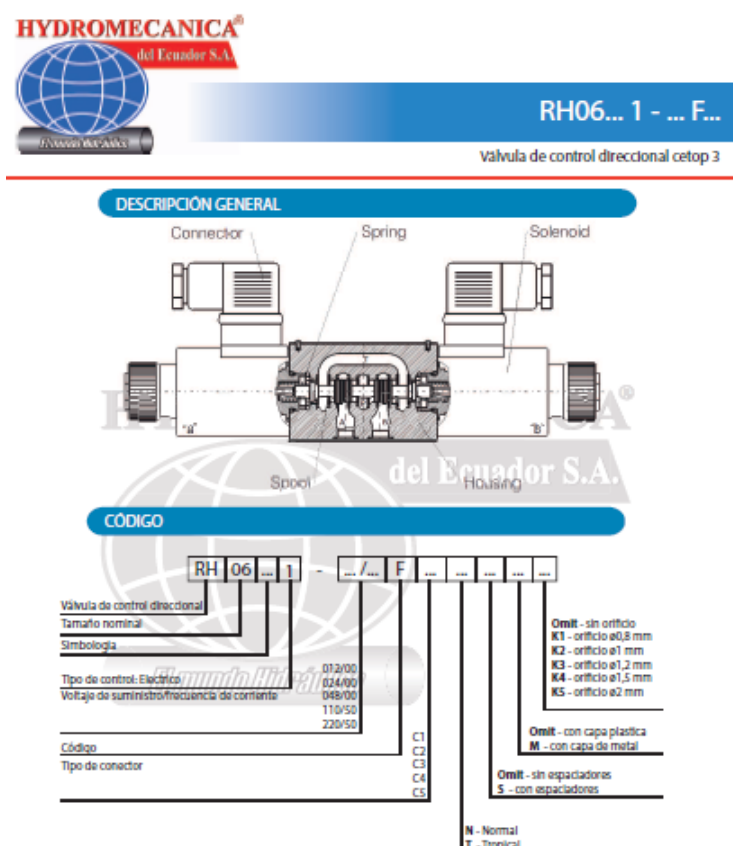
Fuente: (Caproni, 2015)

**Tabla A.70 Características de la válvula**

Designación de producto	KP70/2
Presión de operación	320 bar
Rango de ajuste de presión	15 a 200 bar
Caudal	70 L/min
Fluido de trabajo-Aceite hidráulico con las siguientes características:	
- Viscosidad	10 – 40 cSt
- Grado de filtración	0.025 mm
- Temperatura	-20 – 80°C

**Selección de las Electroválvulas**

Las características de las electroválvulas varían de acuerdo con su aplicación. Se seleccionaron válvulas de cuatro vías y dos posiciones (4/2) con accionamiento eléctrico y retorno por muelle. La figura A.55 muestra el código de designación para la selección de estos componentes de acuerdo con el fabricante:



**Figura A.55 Código de designación de electroválvulas**  
 Fuente: (Caproni, s.f.)

El código de simbología de funcionamiento se obtiene de la tabla A.71 el cual, para accionamiento eléctrico y retorno por muelle es 12



Tabla A.71 Código de simbología de funcionamiento



RH06... 1 - ... F...

Válvula de control direccional cetop 3

**SIMBOLOGÍA DE FUNCIONAMIENTO**

COD.	SIMBOLO	INTERMEDIO	COD.	SIMBOLO	INTERMEDIO
00			28		
01			32		
02			33		
04			34		
05			36		
06			39		
08			40		
10			41		
11			42		
12			45		
13			52		
14			61		
16			62		
17			64		
18			68		
19*			70		
20*			78		
21			82*		
24			83		
26			98		
27			99		

Fuente: (Caproni, s.f.)

La tabla A.72 es una sección del catálogo del fabricante donde se muestran las especificaciones de las válvulas de accionamiento eléctrico y retorno por muelle. La tabla A.73 resume las características de la electroválvula seleccionada.

Tabla A.72 Catálogo de electroválvulas con accionamiento eléctrico y retorno por muelle



RH06... 1 - ... F...

Válvula de control direccional cetop 3

DATOS TÉCNICOS

GENERAL

DATOS	UNIDADES	RANGO
Posición de instalación		Opcional, excepto simbología "08", "09", "20" y "82" - Horizontal
Máx. temperatura ambiente	°C	-20... +50
Peso (Válvula solenoide simple)	kg	1,600
(Válvula solenoide doble)	kg	2,200

HIDRÁULICO

Máx. presión port P, A & B	MPa	32
port T	MPa	21
Rango de flujo (at Δp 0,1 Mpa.)	l/min	11... 20
Máx. flujo	l/min	80
Aceite hidráulico líquido-mineral:		
- Viscosidad	mm <sup>2</sup> /s	10... 800
- Grado de filtración	mm	0.025
- Temperatura	°C	-20... 80

ELÉCTRICO

Duración del ciclo	%	100	
Impermeabilidad		IP65	
Aislamiento térmico		H	
Tipo de voltaje		DC	AC
Voltaje/Frecuencia disponible	V/Hz	12/00 24/00 48/00	110/50 (60) 220/50 (60)
Consumo actual 12VDC		2,4	
24VDC		1,3	
48VDC	A	0,58	
110V RAC			0,5
220V RAC			0,25
Máx. frecuencias de conmutación	cycle/h	15000	
Tiempo de conmutación en on	ms	50	
p = 17,5MPa, en 50ms off	ms	25	
Q = 40 l / min (medido para apagado en 25ms símbolo de la válvula de control "01")			

Fuente: (Caproni, s.f.)

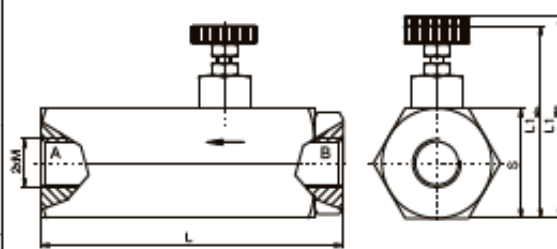

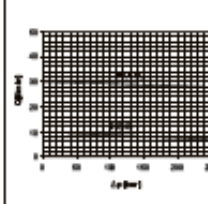
Tabla A.73 Características de la electroválvula seleccionada

Designación de producto	RH/06/12/1 - 110/50/F/C1/N
Máx. temperatura ambiente	-20 a 50°C
Presión máxima: Puertos P, A y B	32 MPa
Puerto T	21 MPa
Rango de flujo	11 a 20 L/min
Máx. flujo	80 L/min
Fluido de trabajo-Aceite hidráulico con las siguientes características:	
- Viscosidad	10 – 800 cSt
- Grado de filtración	0.025 mm
- Temperatura	-20 – 80°C

Selección del regulador de flujo

La tabla A.74 muestra una sección del catálogo del fabricante. Del mismo se selecciona la válvula con designación HC45C.

Tabla A.74 Catálogo de válvulas de control de flujo

caproni FLOW CONTROL VALVE HC45...																															
<p><b>DESCRIPTION</b></p> <p>✓ Two way flow control, pressure compensated valve with check valve, for pipe mounting HC45...</p> <p>✓ The flow control valves are designed to regulate the flow in hydraulic system, independently of the inlet flow and pressure variations.</p> <p>Regulated flow - from B to A Free reverse through the check valve from A to B.</p>	<p><b>DIMENSIONS</b></p>  <table border="1"> <thead> <tr> <th>Type</th> <th>L</th> <th>L<sub>min</sub></th> <th>S</th> <th>M</th> <th>L<sub>max</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>HC45</td> <td>82,5</td> <td>51</td> <td>30</td> <td>G1/4"</td> <td>53,5</td> </tr> <tr> <td>HC45M</td> <td>82,5</td> <td>51</td> <td>30</td> <td>M14x1,5</td> <td>53,5</td> </tr> <tr> <td>HC45C</td> <td>84</td> <td>57</td> <td>36</td> <td>G3/8"</td> <td>59,5</td> </tr> <tr> <td>HC45CM</td> <td>84</td> <td>57</td> <td>36</td> <td>M18x1,5</td> <td>59,5</td> </tr> </tbody> </table>	Type	L	L <sub>min</sub>	S	M	L <sub>max</sub>	HC45	82,5	51	30	G1/4"	53,5	HC45M	82,5	51	30	M14x1,5	53,5	HC45C	84	57	36	G3/8"	59,5	HC45CM	84	57	36	M18x1,5	59,5
Type	L	L <sub>min</sub>	S	M	L <sub>max</sub>																										
HC45	82,5	51	30	G1/4"	53,5																										
HC45M	82,5	51	30	M14x1,5	53,5																										
HC45C	84	57	36	G3/8"	59,5																										
HC45CM	84	57	36	M18x1,5	59,5																										
<p><b>SYMBOL</b></p> 	<p><b>ORDERING CODE</b></p> <p>HC45 ***</p> <p>Flow control valve</p> <p>Connection threads:</p> <p>G1/4" - OmIt M14x1,5 - M G3/8" - C M18x1,5 - CM</p>																														
<p><b>CHARACTERISTIC</b></p> 	<p><b>TECHNICAL DATA</b></p> <table border="1"> <tbody> <tr> <td>Max. Pressure</td> <td></td> <td>250 bar</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">Rated flow</td> <td>HC45 ; HC45M</td> <td>10 l/min</td> </tr> <tr> <td>HC45C ; HC45CM</td> <td>30 l/min</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">Minimum flow</td> <td>HC45 ; HC45M</td> <td>1 l/min</td> </tr> <tr> <td>HC45C ; HC45CM</td> <td>2 l/min</td> </tr> <tr> <td>Working liquid-hydraulic oils with characteristics:</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>-viscosity</td> <td></td> <td>10...400 cSt</td> </tr> <tr> <td>-degree of filtration</td> <td></td> <td>0,025 mm</td> </tr> <tr> <td>-temperature</td> <td></td> <td>-20...+80°C</td> </tr> </tbody> </table>	Max. Pressure		250 bar	Rated flow	HC45 ; HC45M	10 l/min	HC45C ; HC45CM	30 l/min	Minimum flow	HC45 ; HC45M	1 l/min	HC45C ; HC45CM	2 l/min	Working liquid-hydraulic oils with characteristics:			-viscosity		10...400 cSt	-degree of filtration		0,025 mm	-temperature		-20...+80°C					
Max. Pressure		250 bar																													
Rated flow	HC45 ; HC45M	10 l/min																													
	HC45C ; HC45CM	30 l/min																													
Minimum flow	HC45 ; HC45M	1 l/min																													
	HC45C ; HC45CM	2 l/min																													
Working liquid-hydraulic oils with characteristics:																															
-viscosity		10...400 cSt																													
-degree of filtration		0,025 mm																													
-temperature		-20...+80°C																													
<p>We reserve the right to change specifications without notice. www.caproni.bg PV-1-Mar 2015</p>																															

Fuente: (Caproni, 2015)

### Selección del diámetro de las tuberías

Las tuberías permiten la conexión entre la unidad hidráulica y los cilindros de la formadora. Se recomienda usar mangueras hidráulicas SAE100R1, SAE100R5 o SAE100R7, ya que especiales para el uso en maquinaria pesada. Elegimos un diámetro interno de 0.5 in ya que las tomas de los cilindros hidráulicos son de dimensiones similares.

### Selección de la bomba hidráulica

EL caudal más alto que se necesita para accionar los pistones es el caudal máximo exigido por el sistema en alguna de las etapas del proceso. La figura A.56 muestra la

secuencia del ciclo hidráulico y el caudal requerido para la ejecución de la secuencia de movimiento de los cilindros.

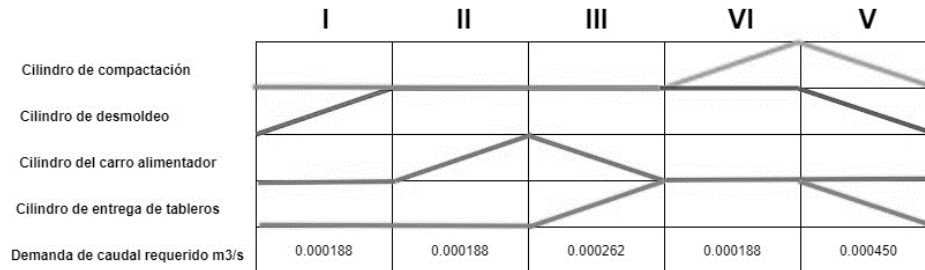


Figura A.56 Secuencia hidráulica y caudal requerido

El caudal máximo requerido ocurre en la etapa V, por lo que:

$$Q_{ef} = 0.0003 \text{ m}^3/\text{s}$$

El caudal teórico es:

$$Q_{th} = \frac{Q_{ef}}{\eta}$$

Dónde:

$\eta$ : Eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica se considera de 0.9.

Luego:

$$Q_{th} = \frac{0.0003}{0.9}$$

$$Q_{th} = 0.00033 \text{ m}^3/\text{s} = 19\,800 \text{ cm}^3/\text{min} = 5.2 \text{ Gal}/\text{min}$$

Seleccionamos un motor de la bomba con velocidad angular de  $\omega_h = 1\,800 \text{ rpm}$

El desplazamiento de la bomba se define como:

$$X = \frac{Q_{th}}{\omega_h}$$

Dónde  $Q_{th}$  está en  $\text{cm}^3/\text{min}$  y  $\omega_h$  está en  $\text{rpm}$  respectivamente, de modo que:

$$X = \frac{19\,800}{1\,800}$$

$$X = 11 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

La presión total de la bomba es la presión de operación más la presión debido a las pérdidas en los accesorios.

$$P_B = P_{op} + P_a$$

Las pérdidas debido a los accesorios suelen ser mucho menores a la presión de operación necesaria. Basta con seccionar una bomba con una presión nominal superior

a la presión de operación y que cumpla con las condiciones de cilindrada y caudal requeridas por lo que:

$$P_B > P_{Op}$$

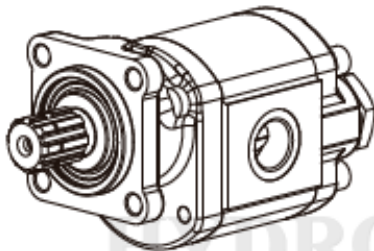
$$P_B > 2000 \text{ psi} = 137.9 \text{ bar}$$

Tabla A.75 Catálogo de bombas de piñones



INFORMACIÓN TÉCNICA Y DIMENSIONES DE ENSAMBLAJE

DATOS TÉCNICOS



- > Desplazamiento  
16-45 cm<sup>3</sup>/rev  
7,61 a 21,40 GPM a 1800 RPM
- > Presión  
Presión continua máxima - 3625 PSI / 250 bar  
Presión intermitente máxima - 4060 PSI / 280 bar  
Pico máximo de presión - 4350 PSI / 300 bar
- > Velocidad rotacional  
Velocidad máxima - 3000 min<sup>-1</sup>  
Velocidad mínima - 500 min<sup>-1</sup>
- > Cobertura  
Cubierta con hierro fundido
- > Tipo  
De bocines
- > Tipo de Montaje  
Montaje ISO

TIPO		GP2.5T16	GP2.5T19	GP2.5T20	GP2.5T23	GP2.5T25	GP2.5T28	GP2.5T30	GP2.5T32	GP2.5T36	GP2.5T37	GP2.5T38	GP2.5T40	GP2.5T45
DESPLAZAMIENTO	cm <sup>3</sup> /rev	16	19	20	23	25	28	30	32	36	37	38	40	45
GPM A 1800 RPM	GPM	7,61	9,03	9,51	10,93	11,89	13,31	14,27	15,21	17,12	17,60	18,07	19,02	21,40
PRESIÓN CONTINUA MÁXIMA, P <sub>1</sub>	bar	250						230		200		170		
PRESIÓN INTERMITENTE MÁXIMA, P <sub>2</sub>	bar	280						250		220		190		
PICO DE PRESIÓN, P <sub>3</sub>	bar	300						260		240		210		
VELOCIDAD MÁXIMA, n <sub>max</sub>	min <sup>-1</sup>	3000								2750		500		
VELOCIDAD MÍNIMA EN P <sub>1</sub> ≤ 100 bar, n <sub>min</sub>	min <sup>-1</sup>	700						600			500			

Fuente: (Hydrosila, s.f.)

De la tabla A.75 se seleccionó una bomba GP2.5T16.

Selección del motor impulsor de la bomba hidráulica

Según la tabla A.75, el motor gira a 1 800 rpm. La potencia hidráulica útil es:

$$P_{MB} = \frac{Q_{th} \times P_{op}}{600}$$

Dónde el caudal  $Q_{th}$  está en  $L/min$  y la presión  $P_{op}$  está en  $bar$ . Luego:

$$P_{MB} = \frac{19.8 \times 137.9}{600}$$

$$P_{MB} = 4.5 \text{ KW} \approx 6.1 \text{ Hp}$$

Asumiendo una eficiencia del 95% entonces:

$$P_{MB} \approx 6.8 \text{ Hp}$$

La potencia del motor también es:

$$P_{MB} = T_{MB} \cdot \omega_{MB}$$

$$T_{MB} = \frac{4.5 \times 10^3}{1800 \left( \frac{2\pi}{60} \right)}$$

$$T_{MB} = 23.9 \text{ Nm}$$

De la tabla A.76 se seleccionó un motor de piñones con denominación GM2K16

Tabla A.76 Catálogo del motor de piñones

**HYDROMECHANICA**  
del Ecuador S.A.

**GM2K**  
MOTOR DE PIÑONES

**HYDOSILA**

**DIMENSIONES**

**DATOS TÉCNICOS**

TPO		GM2K6	GM2K8	GM2K10	GM2K11	GM2K12	GM2K14	GM2K15	GM2K16	GM2K17	GM2K19	GM2K20	GM2K23	GM2K25
Desplazamiento	cm <sup>3</sup> /rev	6,3	8,2	10,0	11,3	12,5	14,0	15,0	16,0	17,0	19,0	20,0	22,5	24,8
Dimensión A	mm	50,2	53,2	56,0	58,0	59,8	62,1	63,7	65,2	66,9	69,9	71,4	75,3	78,8
Dimensión B	mm	25,1	26,8	28,0	29,0	29,9	31,05	31,85	32,6	33,45	34,95	35,7	37,65	39,4
Presión continua máxima, P <sub>1</sub>	bar	250									220	210	190	170
Presión inicial, P <sub>2</sub>	bar	280									250	230	210	190
Vel. mínima en P <sub>1</sub> <100 bar, n <sub>min</sub>	min <sup>-1</sup>	700				600				500				
Vel. máxima, n <sub>max</sub>	min <sup>-1</sup>	4000	3600	3500		3400		3200		3000		2800		
Torque de salida en P <sub>1</sub>	Nm	20,8	27,1	33,5	37,8	41,8	46,9	50,8	54,1	57,5	56,8	57,5	58,6	57,7
Peso	kg	2,4	2,5	2,6	2,7	2,7	2,9	2,9	3,0	3,0	3,1	3,1	3,4	3,6

Fuente: (Hydosila, s.f.)

### Validación de la capacidad de producción de la máquina

Para realizar la validación final de la capacidad teórica de la máquina, se procedió a calcular los tiempos de carrera de los cilindros dentro de la secuencia hidráulica. Como se observa en la figura A.56, el ciclo real de la máquina se calculó de la siguiente manera:

$$C_{real} = t_{D1} + t_{A1} + 4 + t_{A0} + t_{C1} + 2 + 1 + t_{C0}$$

Dónde:

$t_{D1}$ : Tiempo de ubicación del molde

$t_{A1}$ : Tiempo de alimentación del carro

$t_{A0}$ : Tiempo de retorno del carro

$t_{C1}$ : Tiempo de compactación

$t_{C0}$ : Tiempo de retorno del macho

Entonces:

$$C_{real} = \frac{0.25}{0.15} + \frac{0.52}{0.15} + 4 + \frac{0.52}{0.15} + \frac{0.30}{0.15} + 2 + 1 + \frac{0.30}{0.15} = 19.6 \text{ s}$$

Con este resultado se demostró que la máquina se encuentra dentro de los parámetros de ciclo adecuado, por lo que se confirma la capacidad de producción.

## APÉNDICE B

A continuación, se presentan los valores que se establecieron para el análisis de costos de la máquina.

**Tabla B.1 Cálculos mensuales de los sueldos de los trabajadores**

Cálculos mensuales - sueldos							
	Sueldo	Hora teórica	13ERO	14TO (\$400/2021)	Vacaciones	FR 8.33%	Total mes
Trabajador 1	\$ 500.00	\$ 2.08	\$ 41.67	\$ 13.33	\$ 20.83	\$ 41.65	\$ 617.48
Trabajador 2	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 33.33	\$ 13.33	\$ 16.67	\$ 33.32	\$ 496.65
Trabajador 3	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 33.33	\$ 13.33	\$ 16.67	\$ 33.32	\$ 496.65
Trabajador 4	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 33.33	\$ 13.33	\$ 16.67	\$ 33.32	\$ 496.65
Trabajador 5	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 33.33	\$ 13.33	\$ 16.67	\$ 33.32	\$ 496.65
<b>Total por mes</b>	<b>\$ 2 100.00</b>		<b>\$ 175.00</b>	<b>\$ 66.67</b>	<b>\$ 87.50</b>	<b>\$ 174.93</b>	<b>\$ 2 604.14</b>
<b>Valor promedio día</b>	<b>\$ 70.00</b>		<b>\$ 5.83</b>	<b>\$ 2.22</b>	<b>\$ 2.92</b>	<b>\$ 5.83</b>	<b>\$ 86.80</b>
<b>Valor promedio hora</b>	<b>\$ 8.75</b>	<b>\$ 8.75</b>	<b>\$ 0.73</b>	<b>\$ 0.28</b>	<b>\$ 0.36</b>	<b>\$ 0.73</b>	<b>\$ 10.85</b>

**Tabla B.2 Cálculos por hora de los sueldos de los trabajadores**

Sueldos – valores recibidos por el trabajador - por hora							
	Sueldos	Hora teórica	13RO	14TO	Vacaciones	FR 8,33 %	Total de hrs
Trabajador 1	\$ 500.00	\$ 2.08	\$ 0.17	\$ 0.06	\$ 0.09	\$ 0.17	\$ 2.57
Trabajador 2	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 0.14	\$ 0.06	\$ 0.07	\$ 0.14	\$ 2.07
Trabajador 3	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 0.14	\$ 0.06	\$ 0.07	\$ 0.14	\$ 2.07
Trabajador 4	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 0.14	\$ 0.06	\$ 0.07	\$ 0.14	\$ 2.07
Trabajador 5	\$ 400.00	\$ 1.67	\$ 0.14	\$ 0.06	\$ 0.07	\$ 0.14	\$ 2.07

**Tabla B.3 Cálculos mensuales de los costos de los trabajadores**

Cálculos mensuales - costos								
	IESS 11.15%	EPP	Alimentación	Desahucio	Administración	Capacitaciones	Exámenes	Total de mes
Trabajador 1	\$ 55.75	\$ 133.75	\$ 75.00	\$ 41.67	\$ 20.00	\$ 10.00	\$ 10.00	\$ 346.17
Trabajador 2	\$ 44.60	\$ 121.15	\$ 75.00	\$ 33.33	\$ 20.00	\$ 10.00	\$ 10.00	\$ 314.08
Trabajador 3	\$ 44.6	\$ 138.15	\$ 75.00	\$ 33.33	\$ 20.00	\$ 10.00	\$ 10.00	\$ 3313.08
Trabajador 4	\$ 44.6	\$ 121.15	\$ 75.00	\$ 33.33	\$ 20.00	\$ 10.00	\$ 10.00	\$ 314.08
Trabajador 5	\$ 44.6	\$ 118.15	\$ 75.00	\$ 33.33	\$ 20.00	\$ 10.00	\$ 10.00	\$ 311.68
<b>Total</b>	<b>\$ 234.15</b>	<b>\$ 632.95</b>	<b>\$ 375.00</b>	<b>\$ 175.00</b>	<b>\$ 10.00</b>	<b>\$ 50.00</b>	<b>\$ 50.00</b>	<b>\$ 1 617.10</b>
<b>Valor promedio hora</b>	<b>\$ 0.98</b>	<b>\$ 1.56</b>	<b>\$ 1.56</b>	<b>\$ 0.73</b>	<b>\$ 0.42</b>	<b>\$ 0.21</b>	<b>\$ 0.21</b>	<b>\$ 6.74</b>



**Tabla B.4 Cálculos por hora de los costos de los trabajadores**

Cálculos por hora - Costos								
	IESS-11.15%	EPP	Alimentación	Desahucio	Administración	Capacitaciones	Exámenes	Total hora
Trabajador 1	\$ 0.23	\$ 0.56	\$ 0.31	\$ 0.17	\$ 0.08	\$ 0.04	\$ 0.04	\$ 1.44
Trabajador 2	\$ 0.19	\$ 0.50	\$ 0.31	\$ 0.14	\$ 0.08	\$ 0.04	\$ 0.04	\$ 1.31
Trabajador 3	\$ 0.19	\$ 0.58	\$ 0.31	\$ 0.14	\$ 0.08	\$ 0.04	\$ 0.04	\$ 1.38
Trabajador 4	\$ 0.19	\$ 0.50	\$ 0.31	\$ 0.14	\$ 0.08	\$ 0.04	\$ 0.04	\$ 1.31
Trabajador 5	\$ 0.19	\$ 0.40	\$ 0.31	\$ 0.14	\$ 0.08	\$ 0.04	\$ 0.04	\$ 1.30

**Tabla B.5 Cálculos de los sueldos y costos de los trabajadores**

Total sueldos y costos de los trabajadores				
	Sueldo	Costo	Total Día/HMB	Total mensual/HMB
Trabajador 1	\$ 20.58	\$ 11.54	\$ 32.12	\$ 963.65
Trabajador 2	\$ 16.56	\$ 10.47	\$ 27.02	\$ 810.74
Trabajador 3	\$ 16.56	\$ 11.04	\$ 27.59	\$ 827.74
Trabajador 4	\$ 16.56	\$ 10.47	\$ 27.02	\$ 810.74
Trabajador 5	\$ 16.56	\$ 10.39	\$ 26.94	\$ 808.34
			Total	\$3 412.86

**Tabla B.6 Costos mensuales de servicios adicionales para fabricar bloques**

Otros	
	Costo - mes
Mantenimiento	\$ 2 525.60
Alquiler local	\$ 1 000.00
Alquiler maquina	\$ 4 400.00
Servicios básicos	\$ 425.00
Pallets	\$ 41.67
Transporte MP	\$ 4 400.00
Depreciación	\$ 292.14
Total	\$ 13 084.40

**Tabla B.7 Costos totales mensuales para la operación de fabricar bloques**

Operación mensual	
	Costo
Trabajador	\$ 3 412.86
Otros	\$ 13 084.40
Total	\$ 16 497.26

**Tabla B.8 Costos mensuales para la producción de bloques**

Materia prima mensual		
	Peso(kg)	Costo (\$)
Cemento	112 200	\$ 15 708.00
Arena	753 984	\$ 1 650.00
Grava	286 110	\$ 682.00
Total		\$ 18 400.00

**Tabla B.9 Costos mensuales totales**

Costo total	
	Costo
Operación mensual	\$ 16 497.26
Producción mensual	\$ 18 040.00
Total	\$ 34 537.26

**Tabla B.10 Tiempo y volumen de producción de bloques diarios**

Producción de bloques diarios	
Tiempo total (s)	28 800
Tiempo de reparación (s)	420
Tiempo de limpieza (s)	900
Tiempo total de trabajo (s)	27 480
Total de ciclos (s)	1 374
Total de bloques teóricos (s)	8 244
Total de bloques real (unidades)	7 419

**Tabla B.11 Costos fijos mensuales para la fabricación de bloques**

Costos fijos mensual	
Trabajador	\$ 3 412.86
Depreciación	\$ 292.14
Alquiler local	\$ 1 000.00
TOTAL	\$ 4 705.00

**Tabla B.12 Costos variables mensuales para la fabricación de bloques**

Costos variables mensual	
Mantenimiento	\$ 2 525.60
Alquiler maquinaria	\$ 4 400.00
Servicios básicos	\$ 425.00
PALLETS	\$ 41.67
Transporte MP	\$ 4 400.00
PRODUCCIÓN MENSUAL	\$18 040.00
TOTAL	\$ 28 832.27

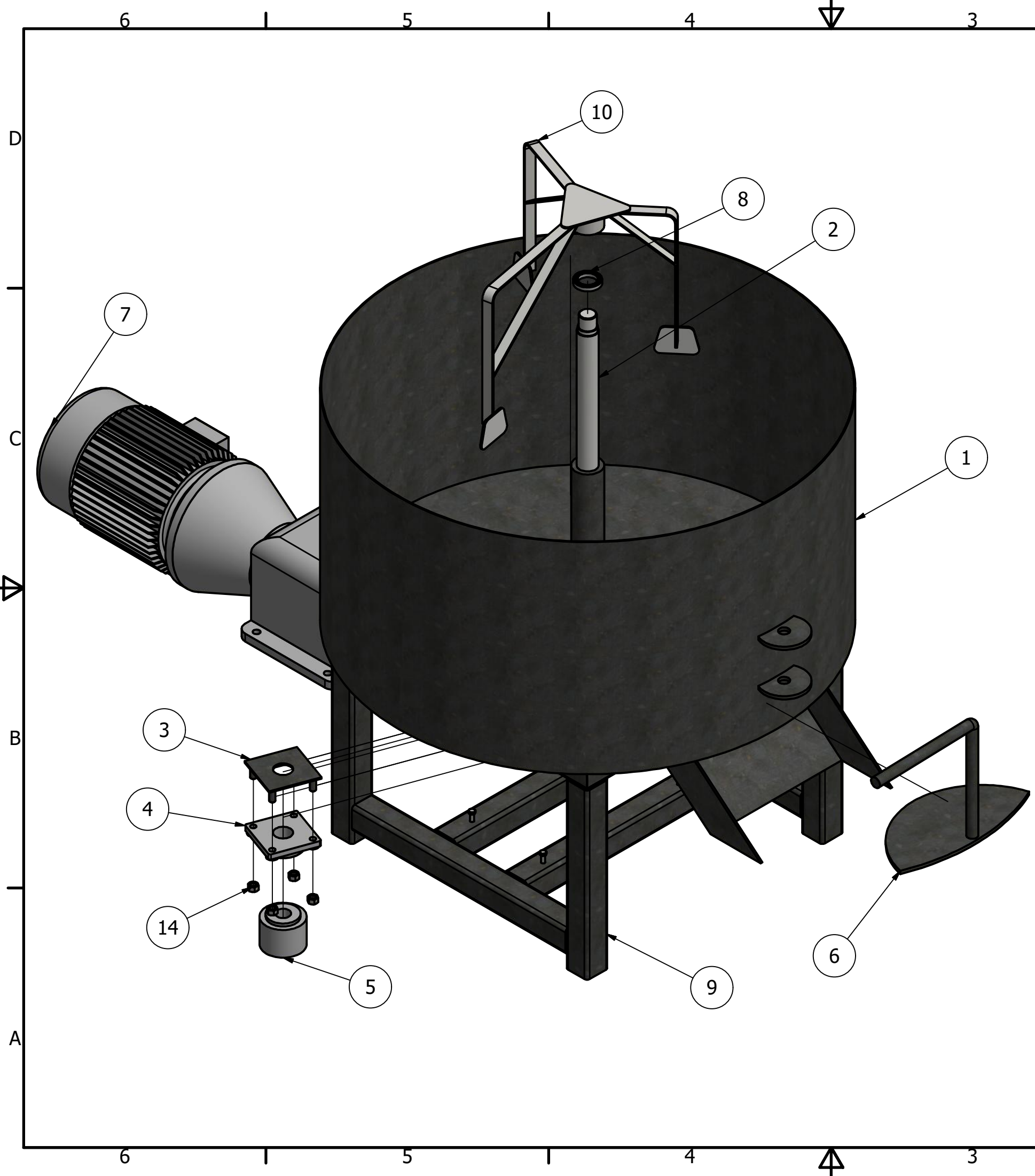
**Tabla B.13 Resultados finales de la fabricación de bloques**

Resultados finales	
Costo fijo unitario	\$ 0.03
Costo variable unitario	\$ 0.18
Total de bloques al mes	163 218

**Tabla B.14 Cálculo para recuperar la inversión de la máquina bloquera**

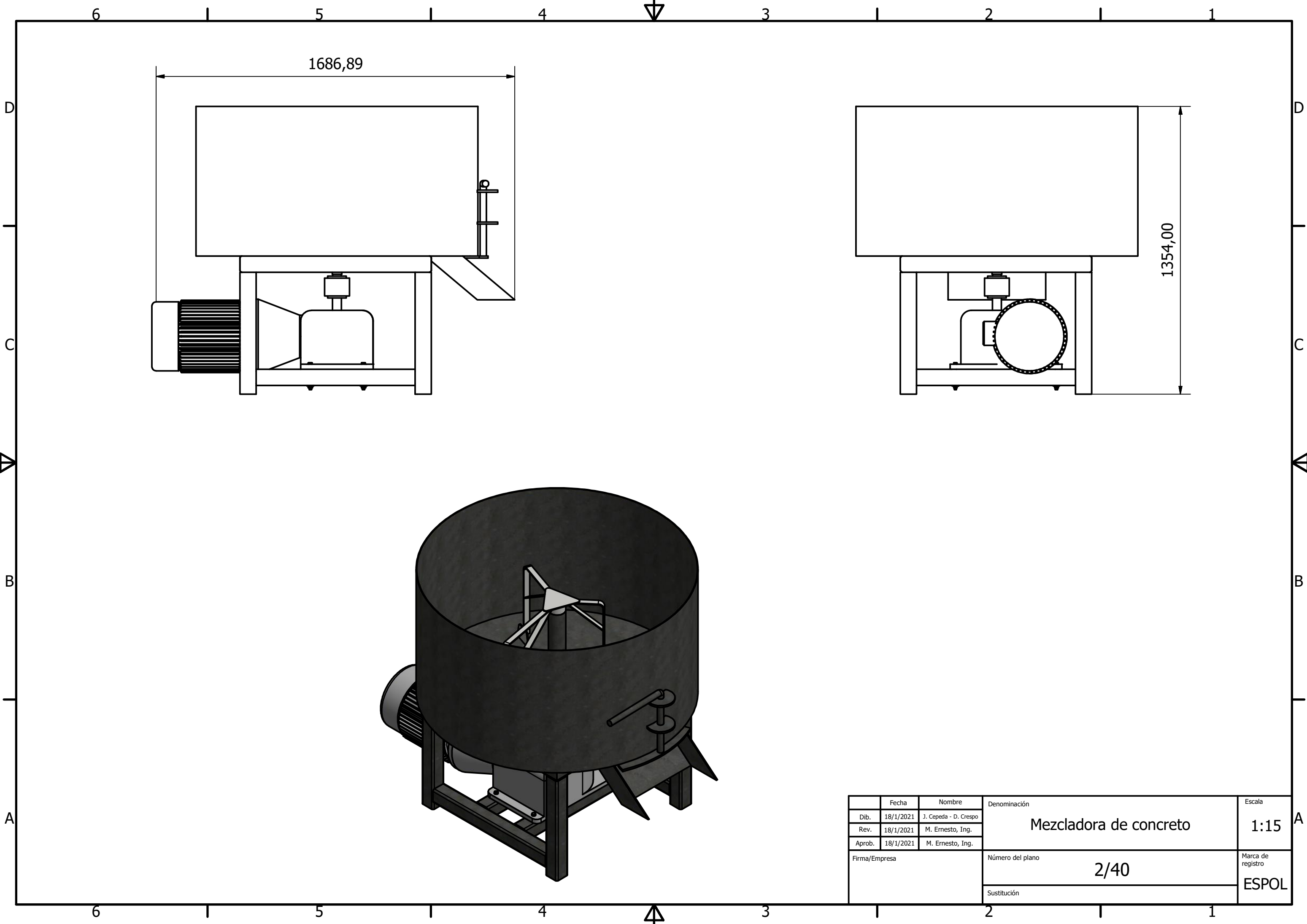
Costo de bloque	\$ 0.21
Utilidad 10%	\$ 0.02
Venta de bloque	\$ 0.23
Ingresos mensuales	\$ 37 540.14
Egresos mensuales	\$ 34 537.26
Utilidad 100%	\$ 3 002.88
Utilidad neta 60%	\$ 1 801.73
Retorno en meses	19

## **PLANOS**

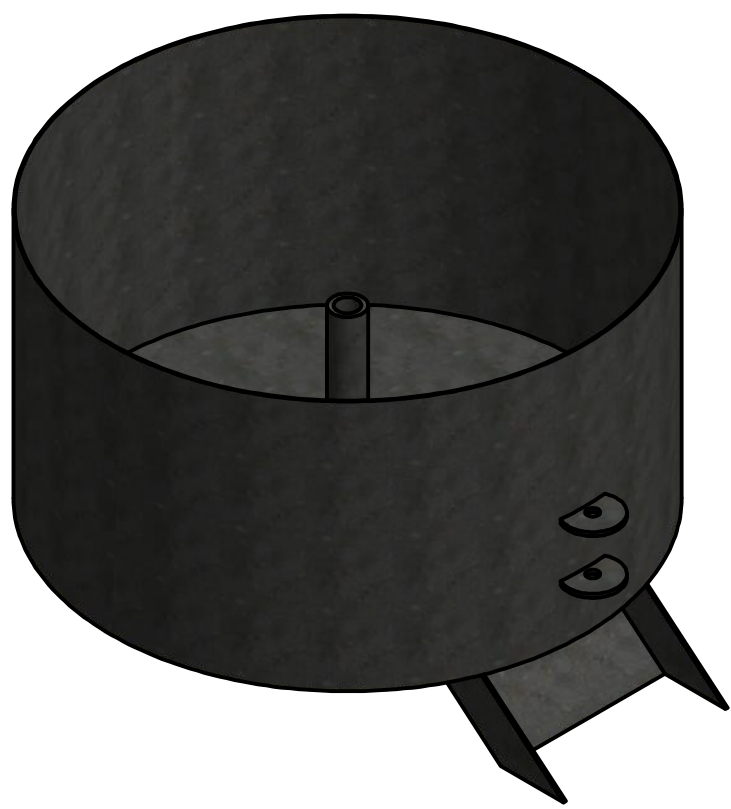
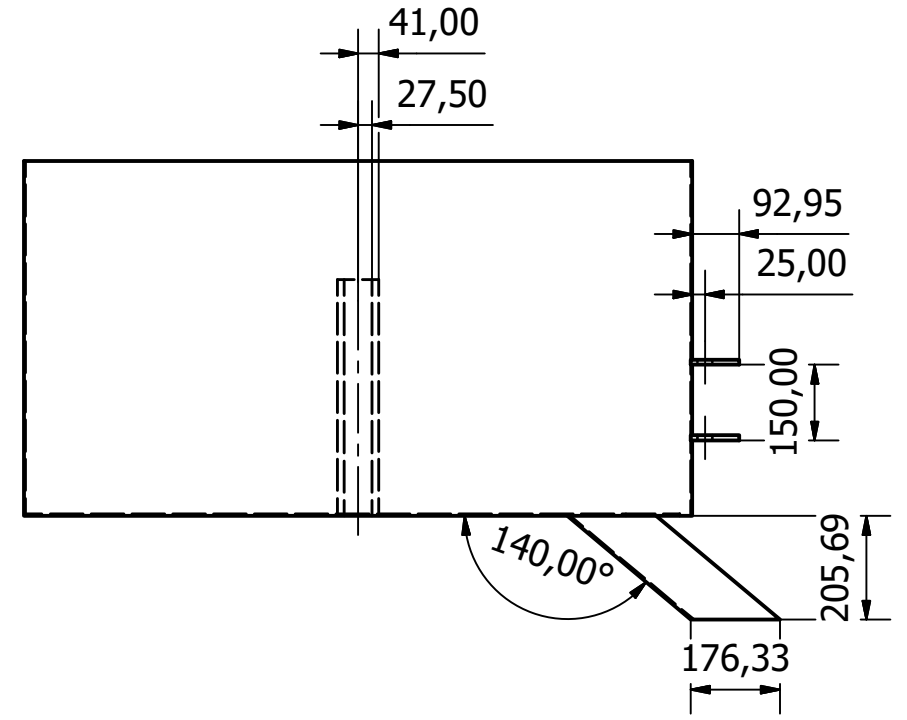
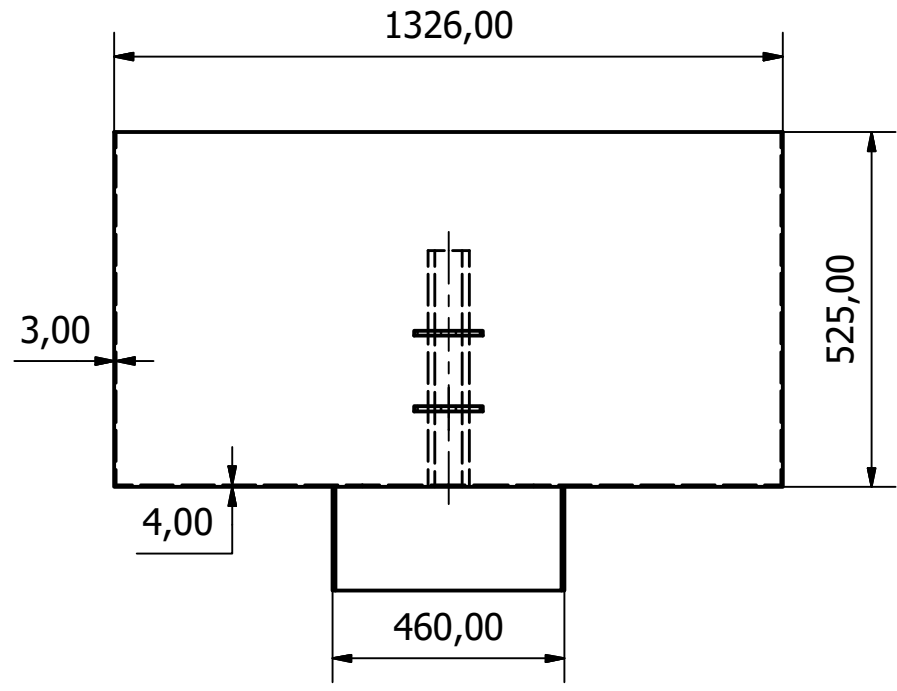


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tanque de mezclado	Acero estructural ASTM A36
2	1	Eje de transmisión vertical	Acero de transmisión AISI 1045
3	1	Placa base chumacera	Acero estructural ASTM A36
4	1	Chumacera de pared	Normalizada
5	1	Acople rígido	Normalizado
6	1	Compuerta de salida de concreto	Acero estructural ASTM A36
7	1	Motoreductor	Reductor 20:1 motor trifásico 18 Hp 1800 RPM 60 Hz
8	1	Rodamiento superior	Normalizado
9	1	Estructura tanque	Acero estructural ASTM A36 - Tubo cuadrado 3x3x3/16 in
10	1	Paletas de mezclado	Acero de transmisión AISI 1045 - Acero estructural ASTM A36
14	4	AS 1112 - M16 Tipo 8	Tuercas hexagonales ISO métricas
15	4	AS 1111 - M10 x 120	Pernos ISO hexagonales métricos
16	4	AS 1237 - 10 mm	Arandelas de metal planas
17	4	AS 1112 - M10 Tipo 5	Tuercas hexagonales ISO métricas

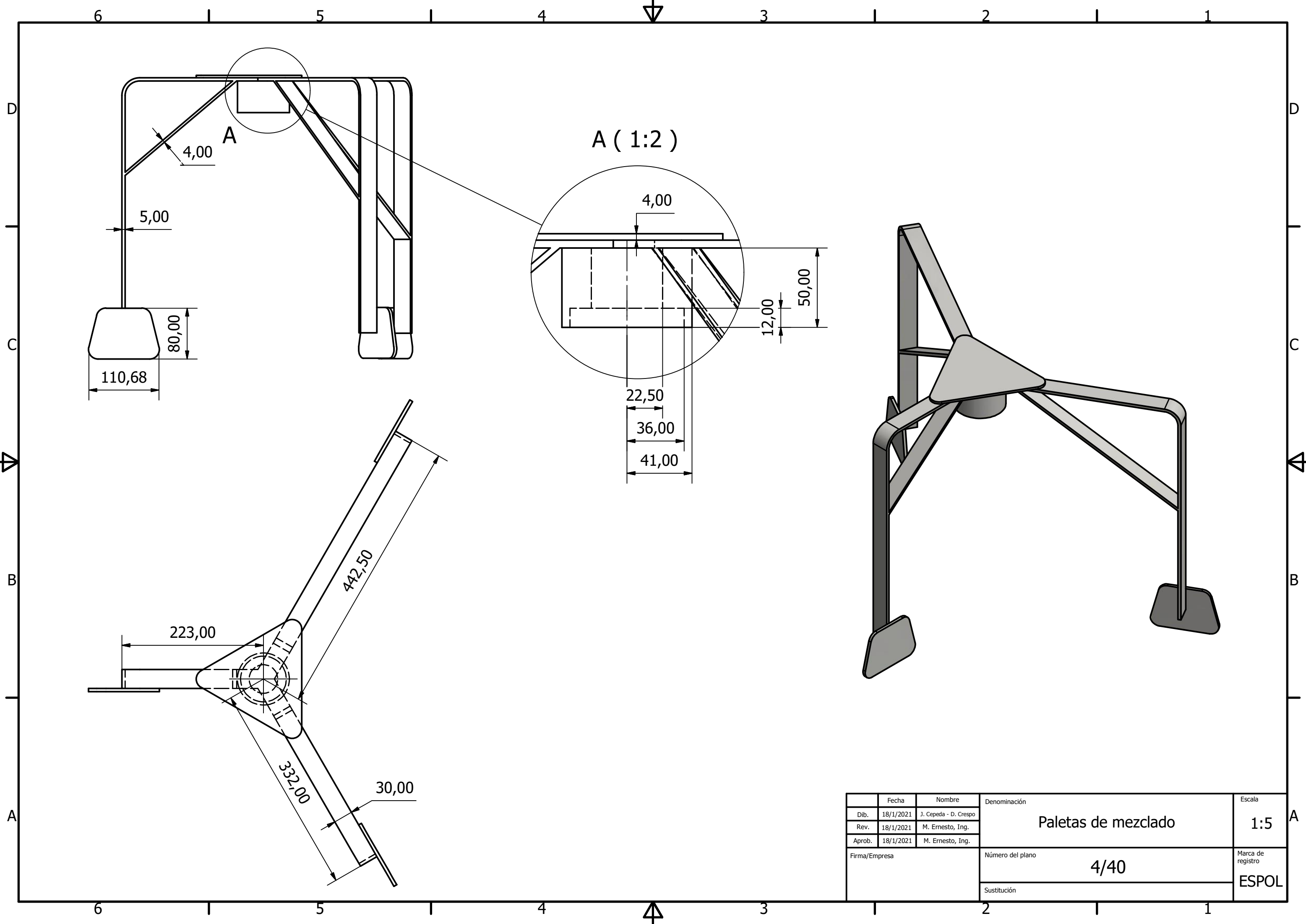
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Mezcladora de concreto explotada	1:10
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			1/40	ESPOL
			Sustitución	



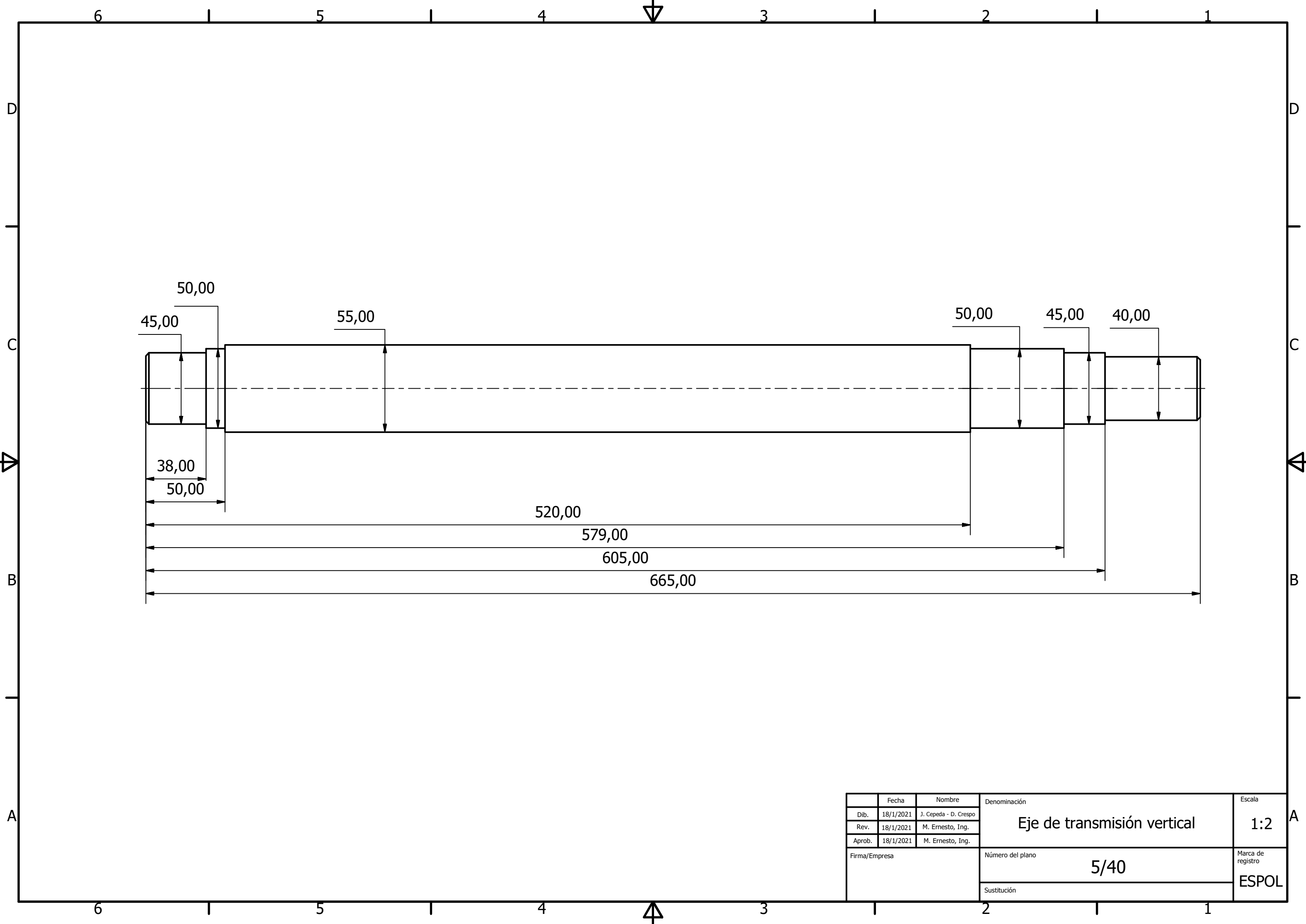
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Mezcladora de concreto	1:15
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			2/40	ESPOL
			Sustitución	



Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib. 18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Tanque de mezclado	1:15
Rev. 18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob. 18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa		Número del plano	Marca de registro
		3/40	ESPOL
		Sustitución	

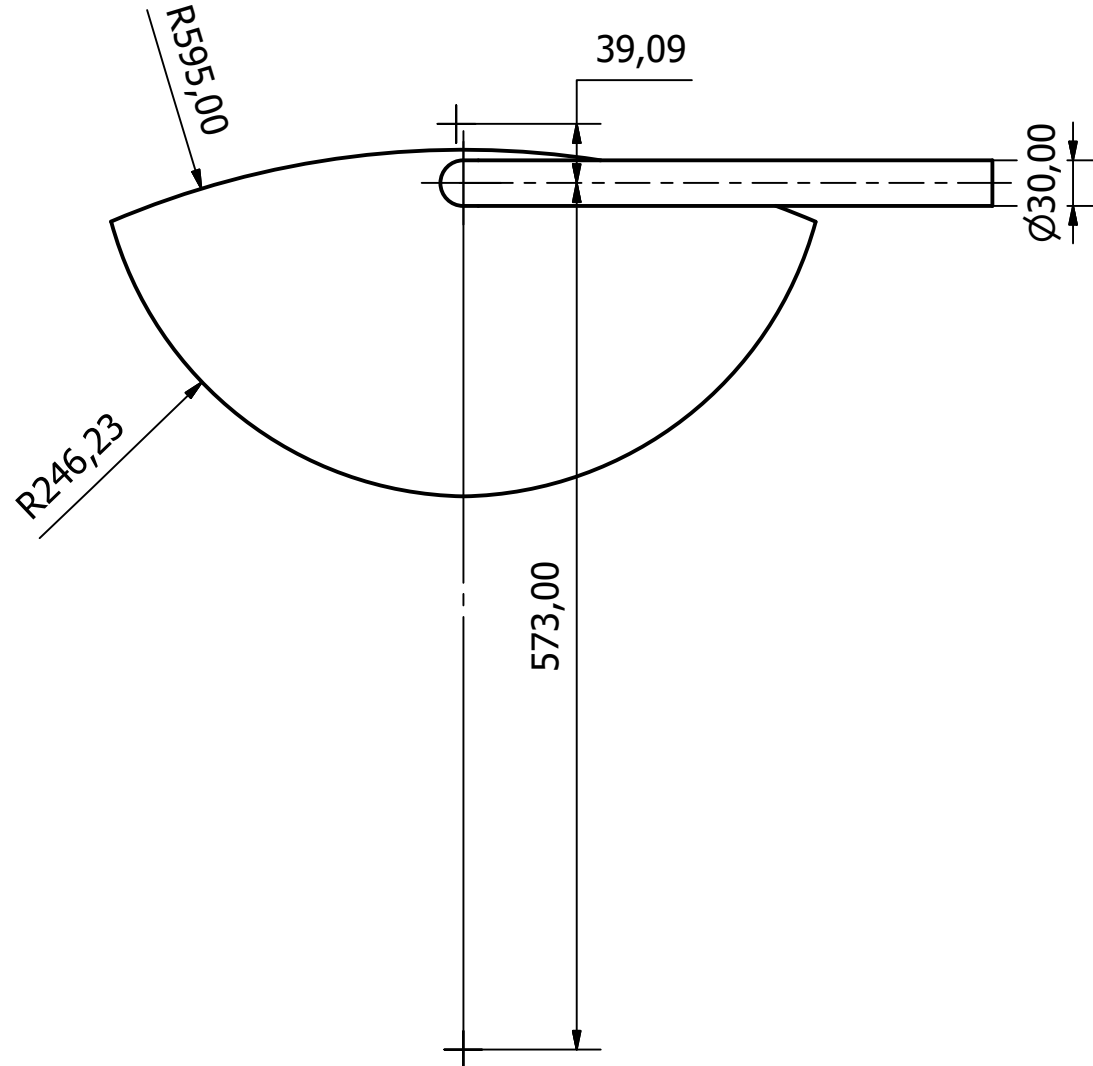
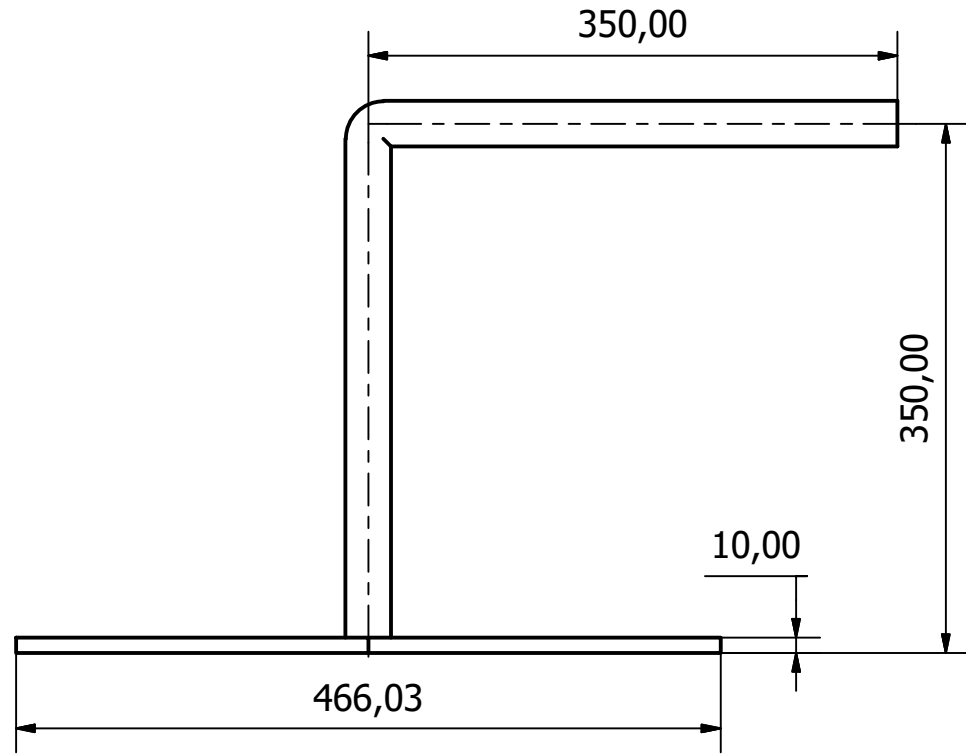
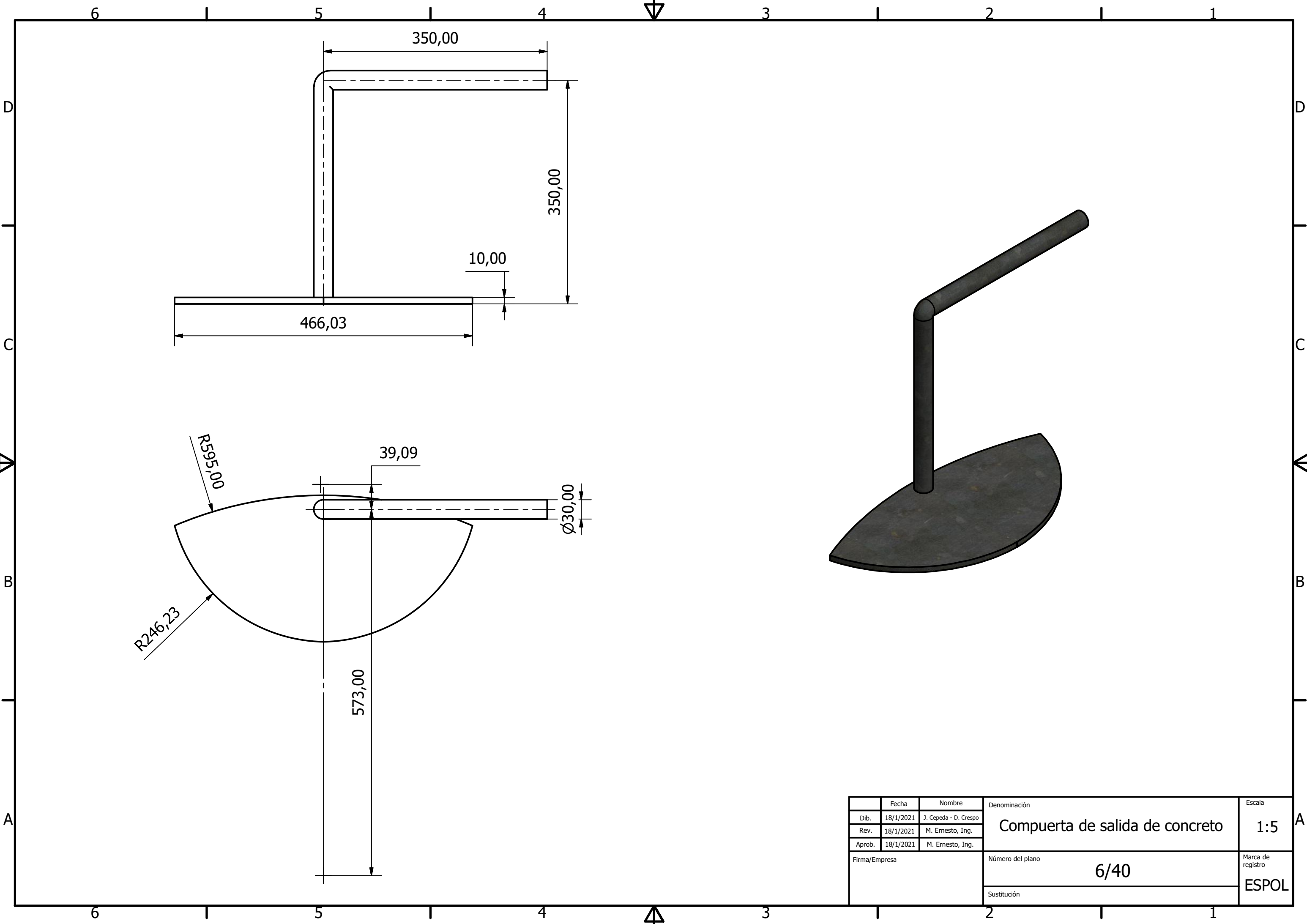


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Paletas de mezclado	1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			4/40	ESPOL
			Sustitución	

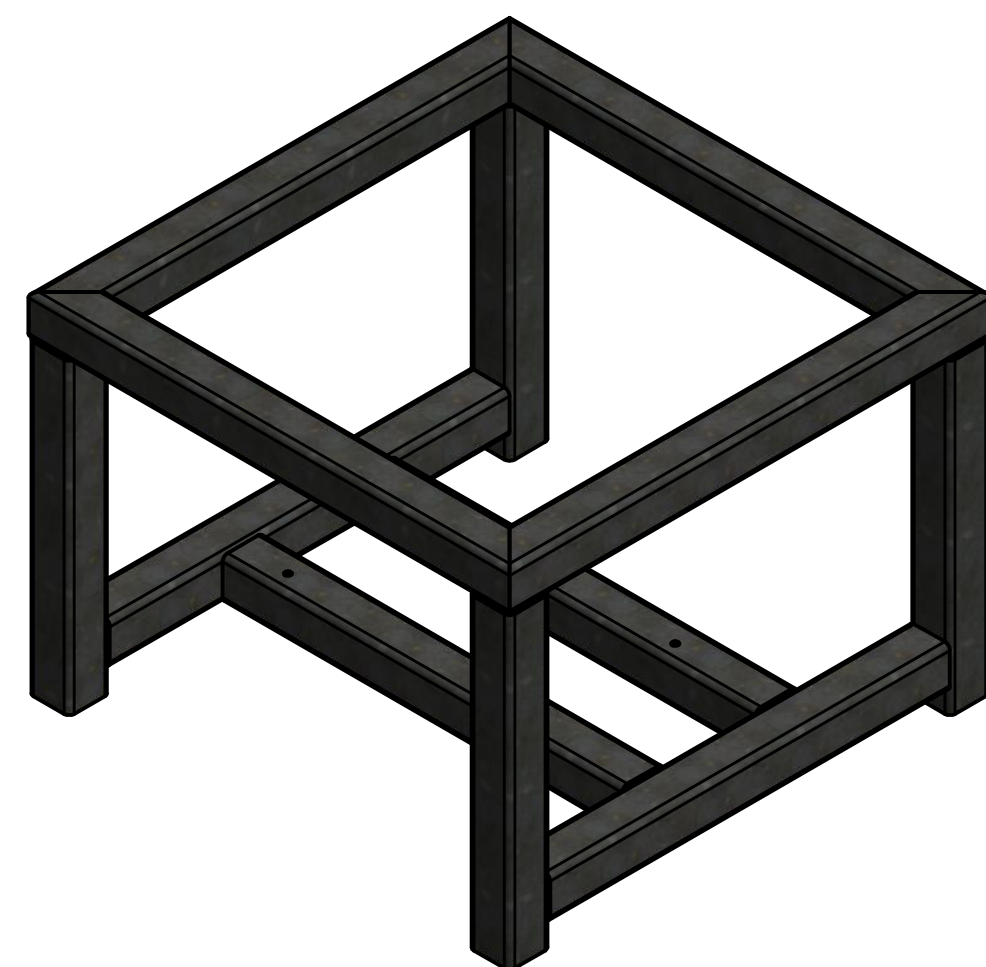
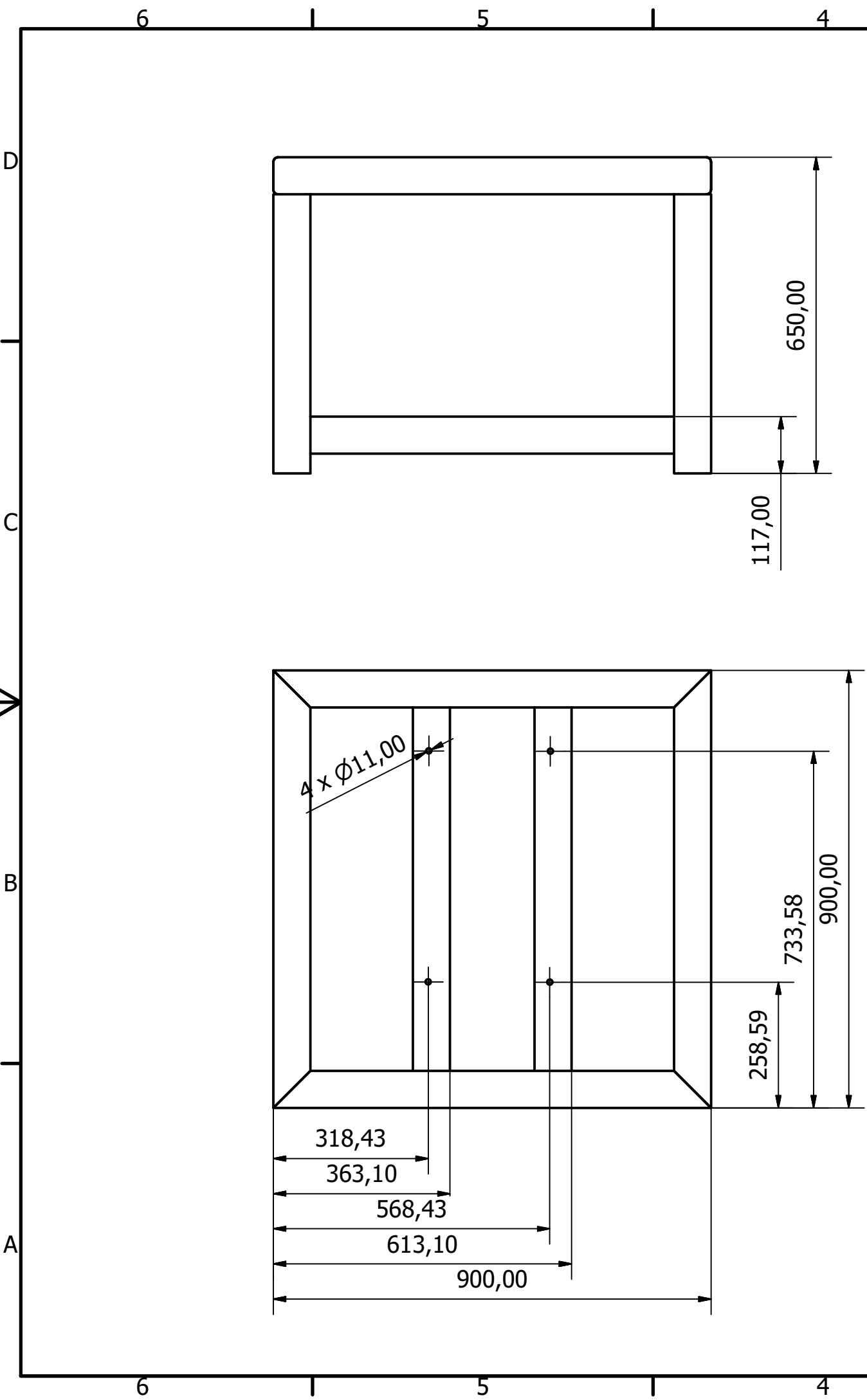


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Eje de transmisión vertical	1:2
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			5/40	ESPOL
			Sustitución	

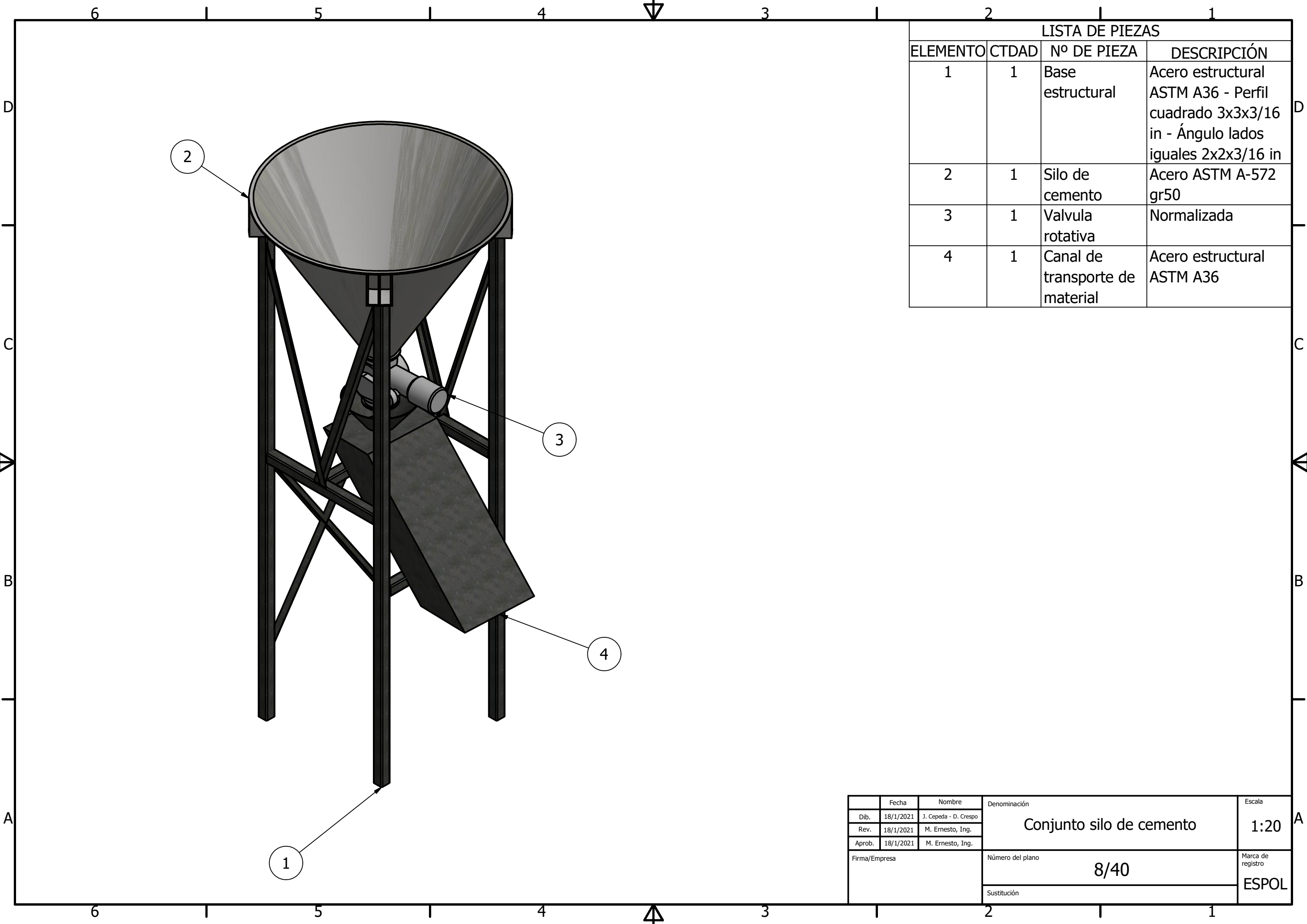




	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Compuerta de salida de concreto	1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			6/40	ESPOL
			Sustitución	

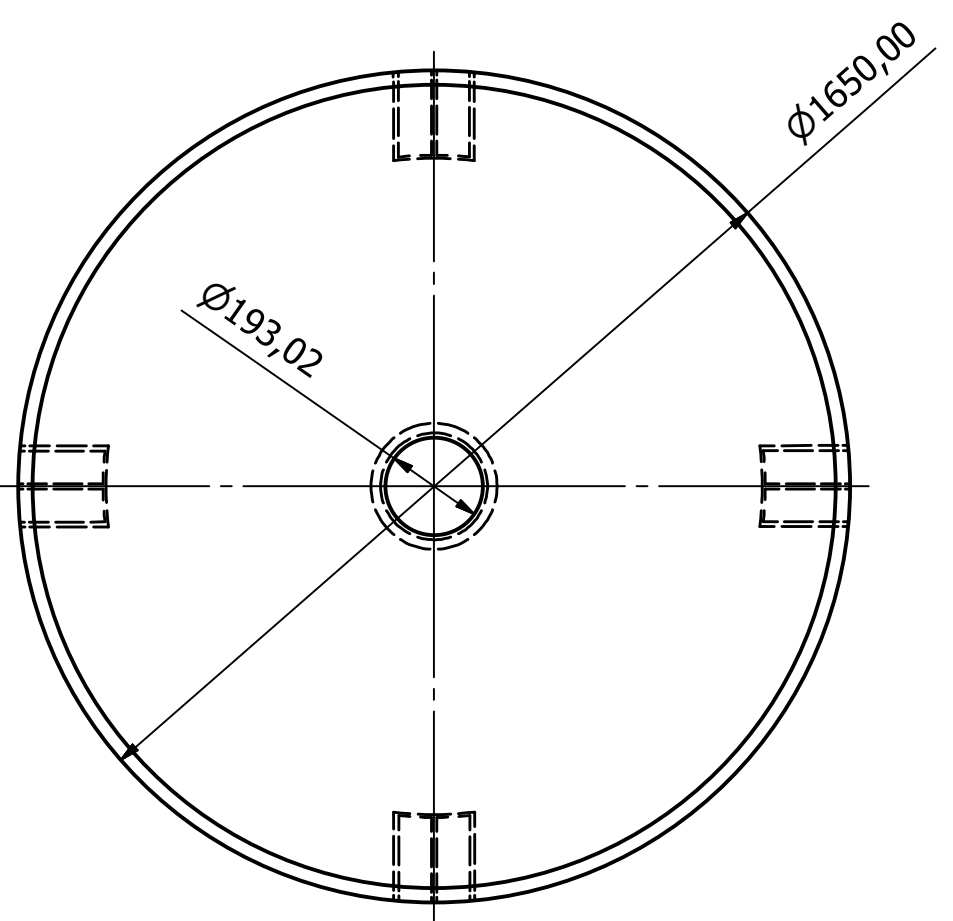
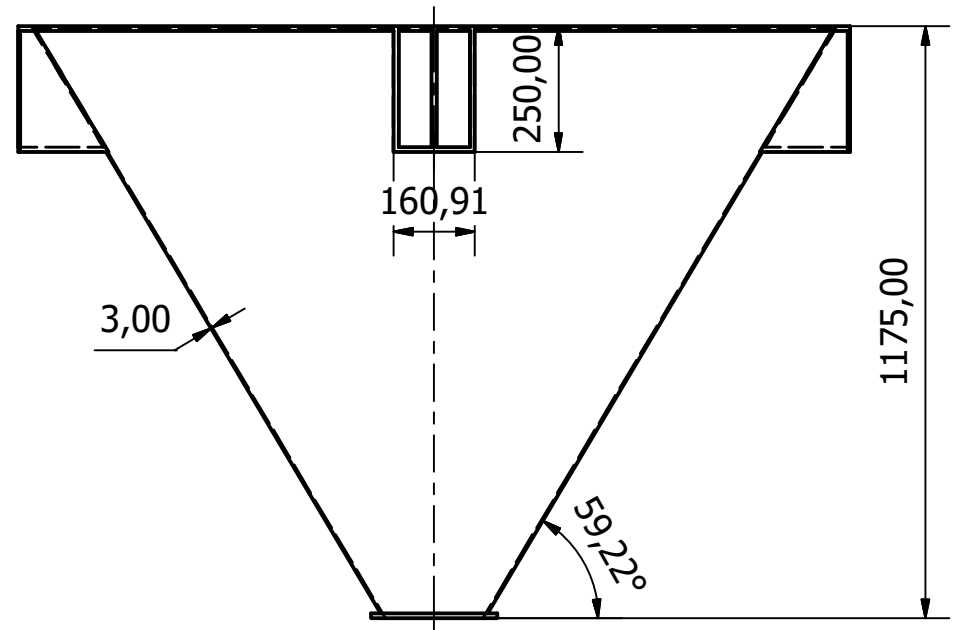


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Estructura tanque	1:10
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	7/40
			Sustitución	ESPOL

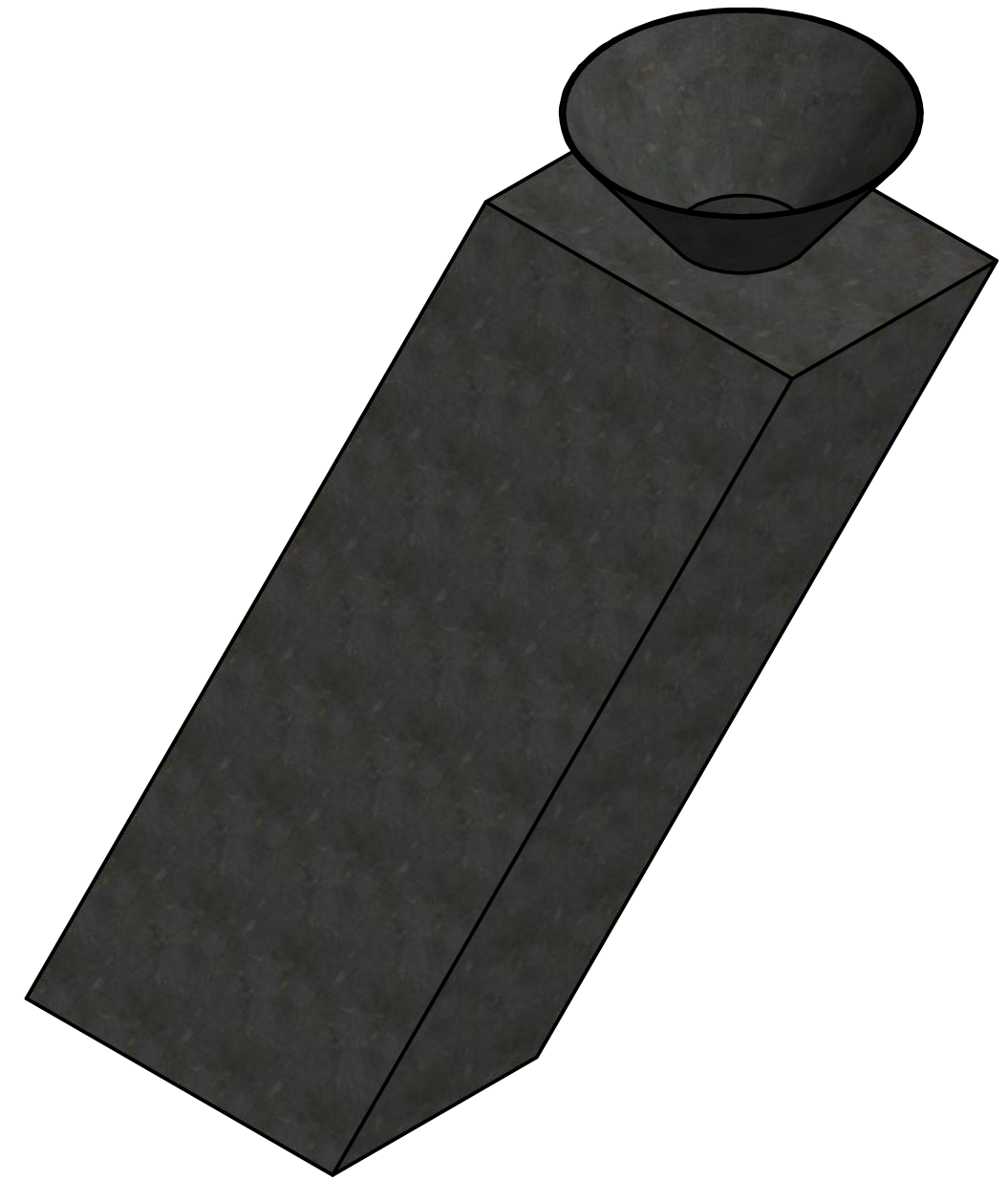
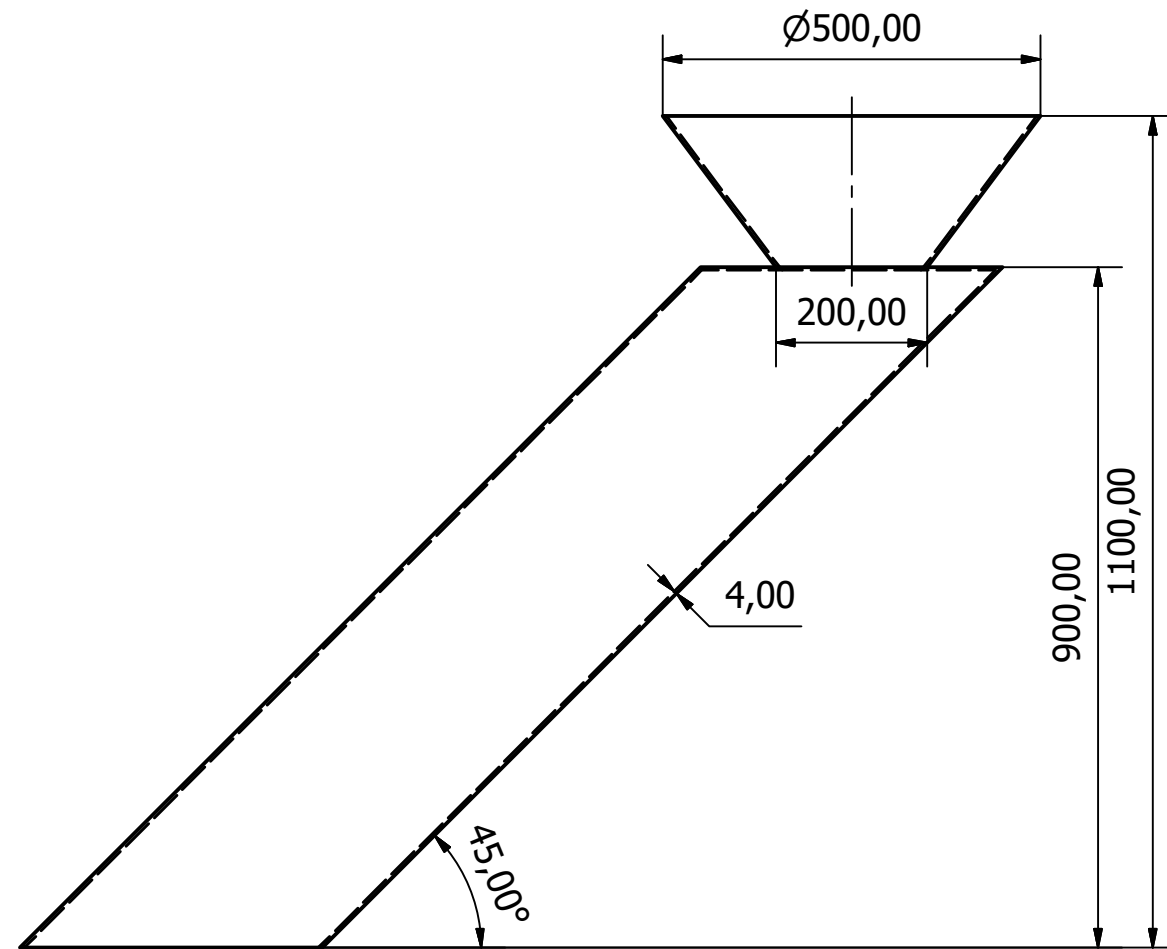


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Base estructural	Acero estructural ASTM A36 - Perfil cuadrado 3x3x3/16 in - Ángulo lados iguales 2x2x3/16 in
2	1	Silo de cemento	Acero ASTM A-572 gr50
3	1	Valvula rotativa	Normalizada
4	1	Canal de transporte de material	Acero estructural ASTM A36

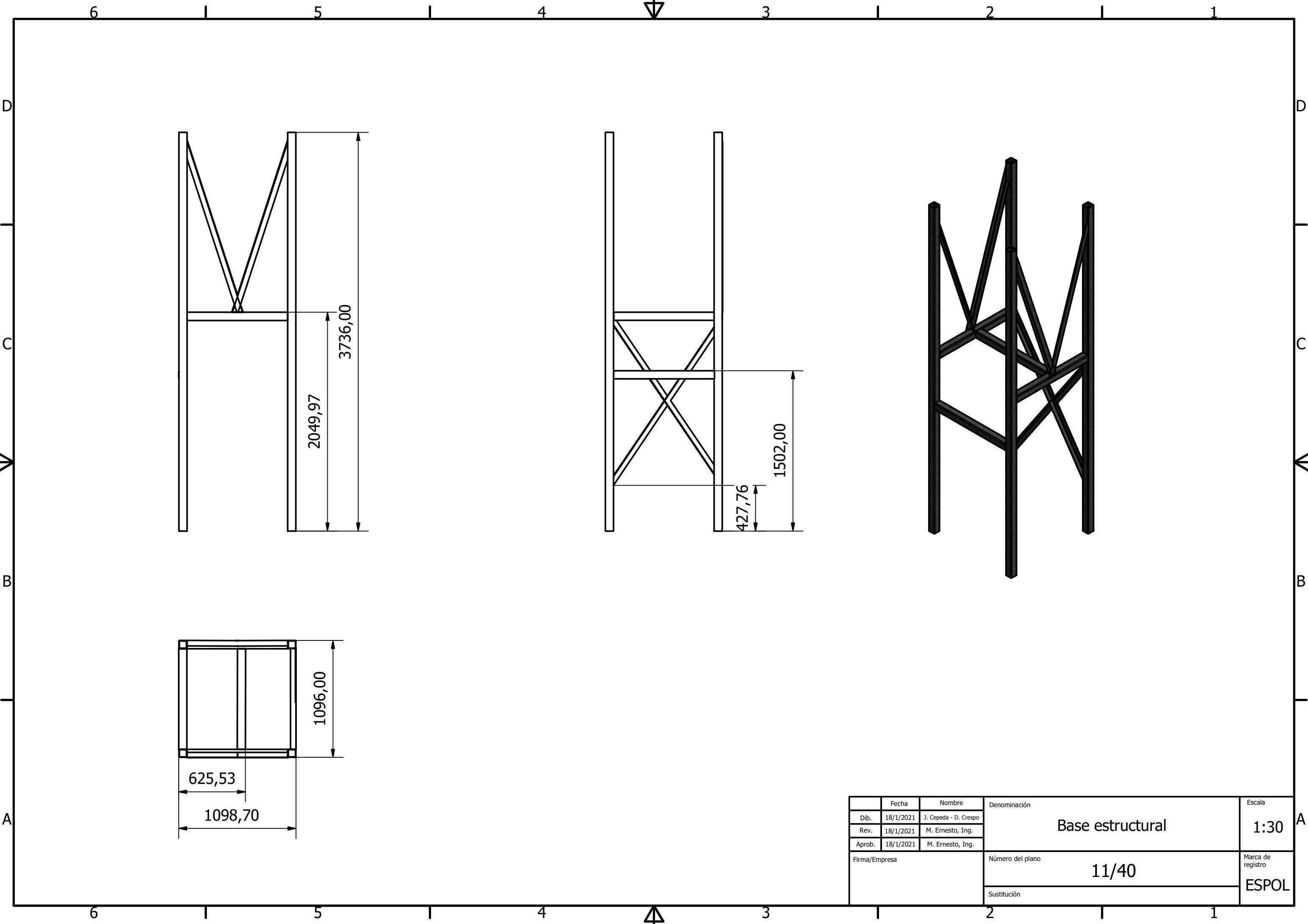
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Conjunto silo de cemento	1:20
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			8/40	ESPOL
			Sustitución	



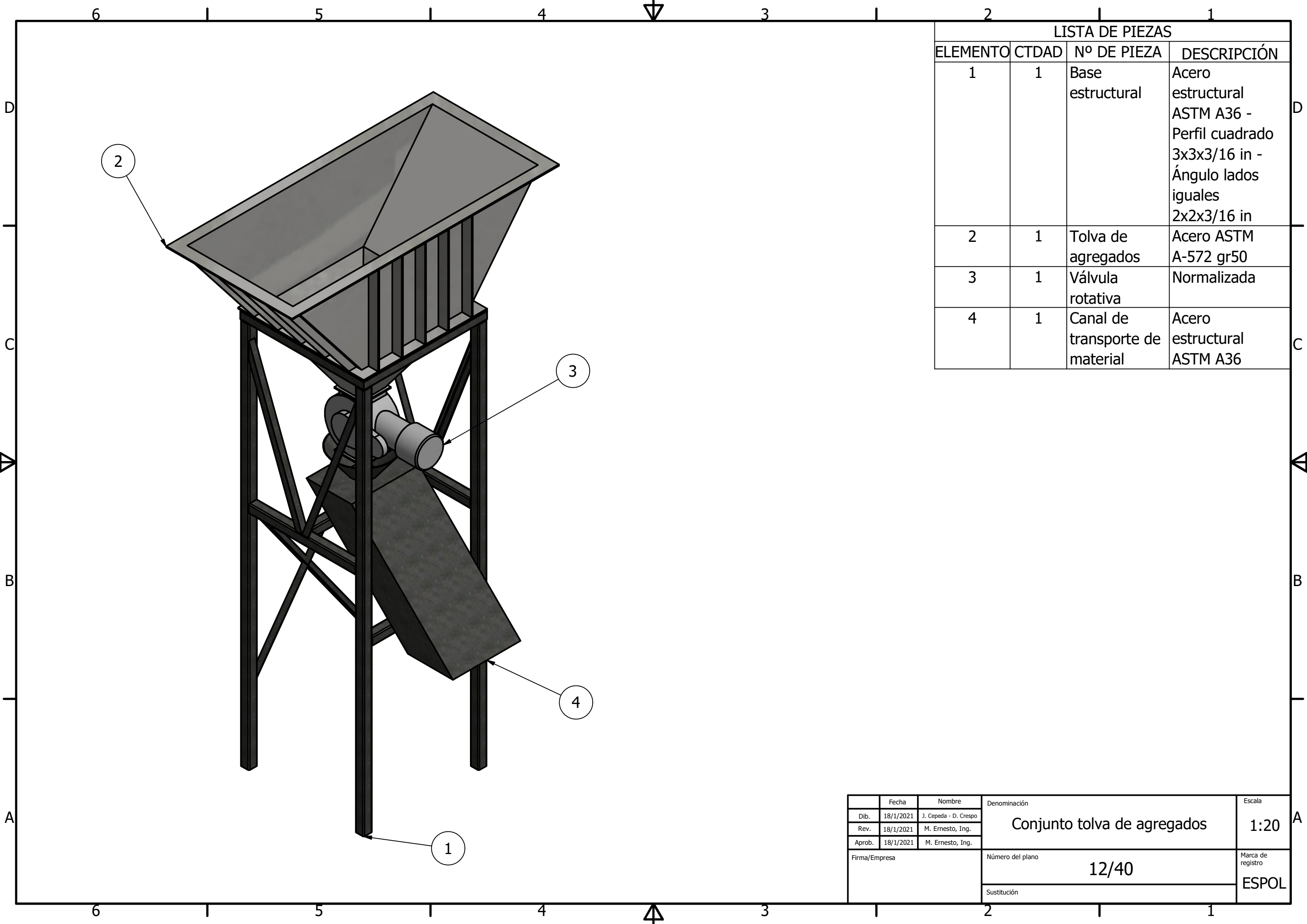
Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib. 18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Silo de cemento	1:15
Rev. 18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob. 18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa		Número del plano	Marca de registro
		9/40	ESPOL
		Sustitución	



	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Canal de transporte de material	1:10
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			10/40	ESPOL
			Sustitución	

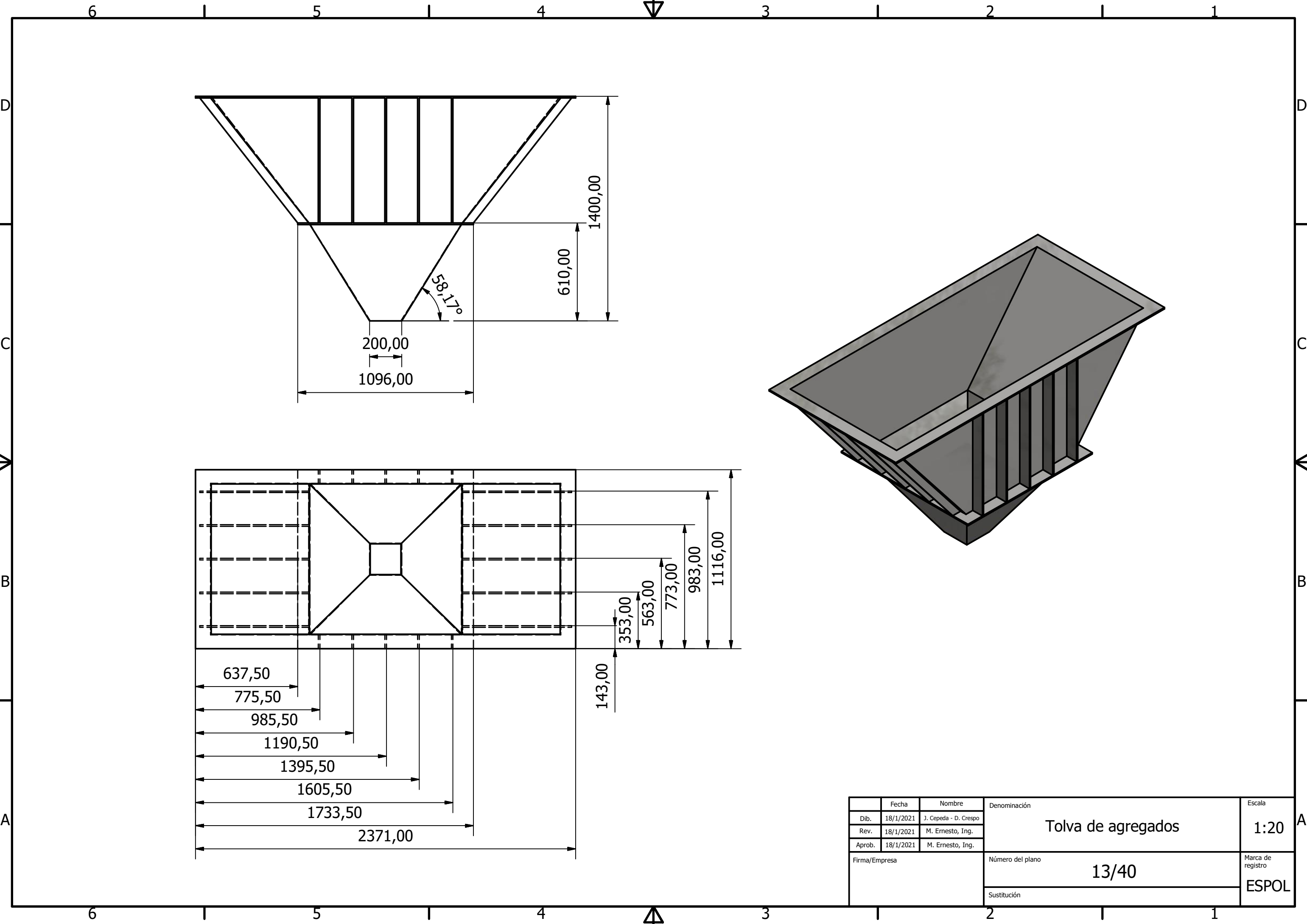


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Base estructural	1:30
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			11/40	ESPOL
			Sustitución	



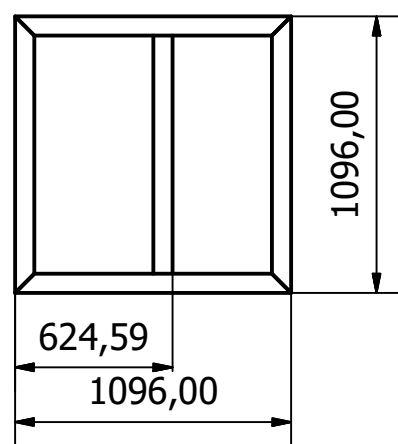
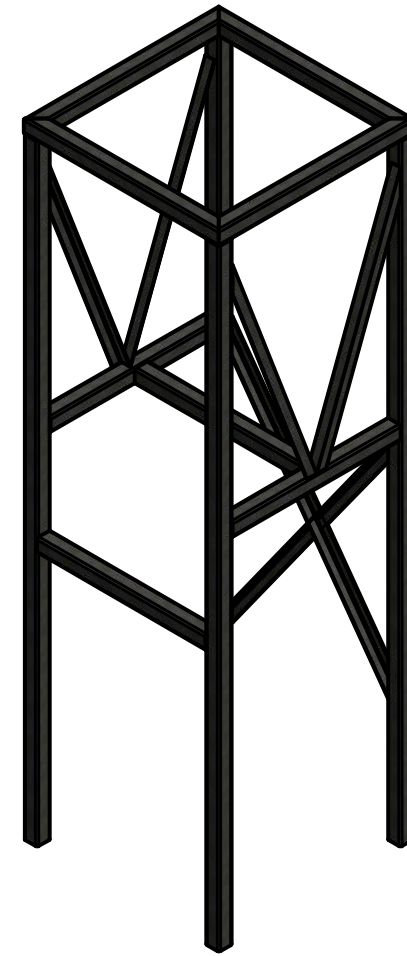
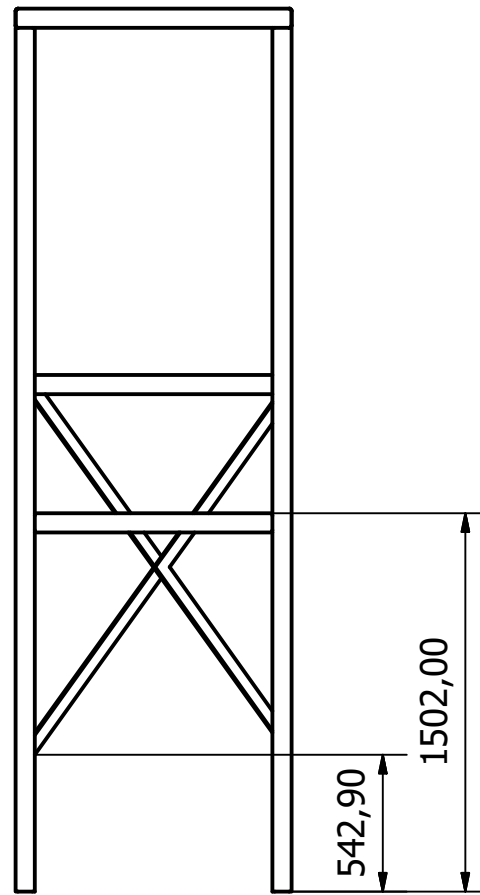
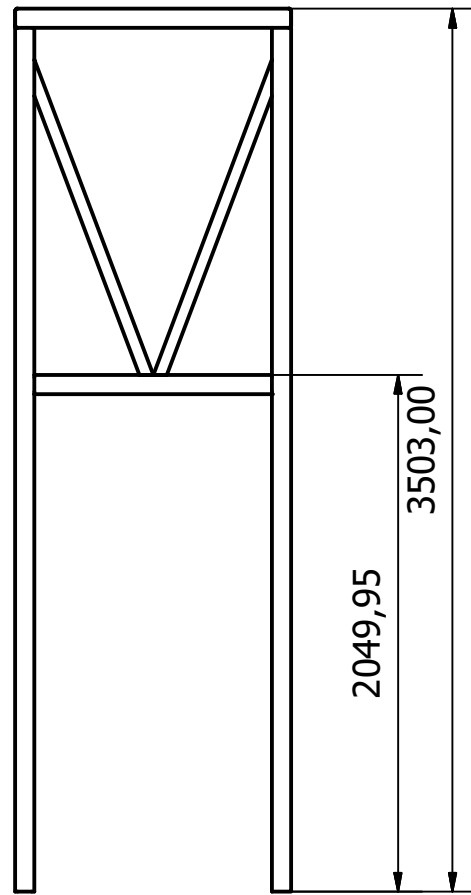
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Base estructural	Acero estructural ASTM A36 - Perfil cuadrado 3x3x3/16 in - Ángulo lados iguales 2x2x3/16 in
2	1	Tolva de agregados	Acero ASTM A-572 gr50
3	1	Válvula rotativa	Normalizada
4	1	Canal de transporte de material	Acero estructural ASTM A36

	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Conjunto tolva de agregados	1:20
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			12/40	ESPOL
			Sustitución	

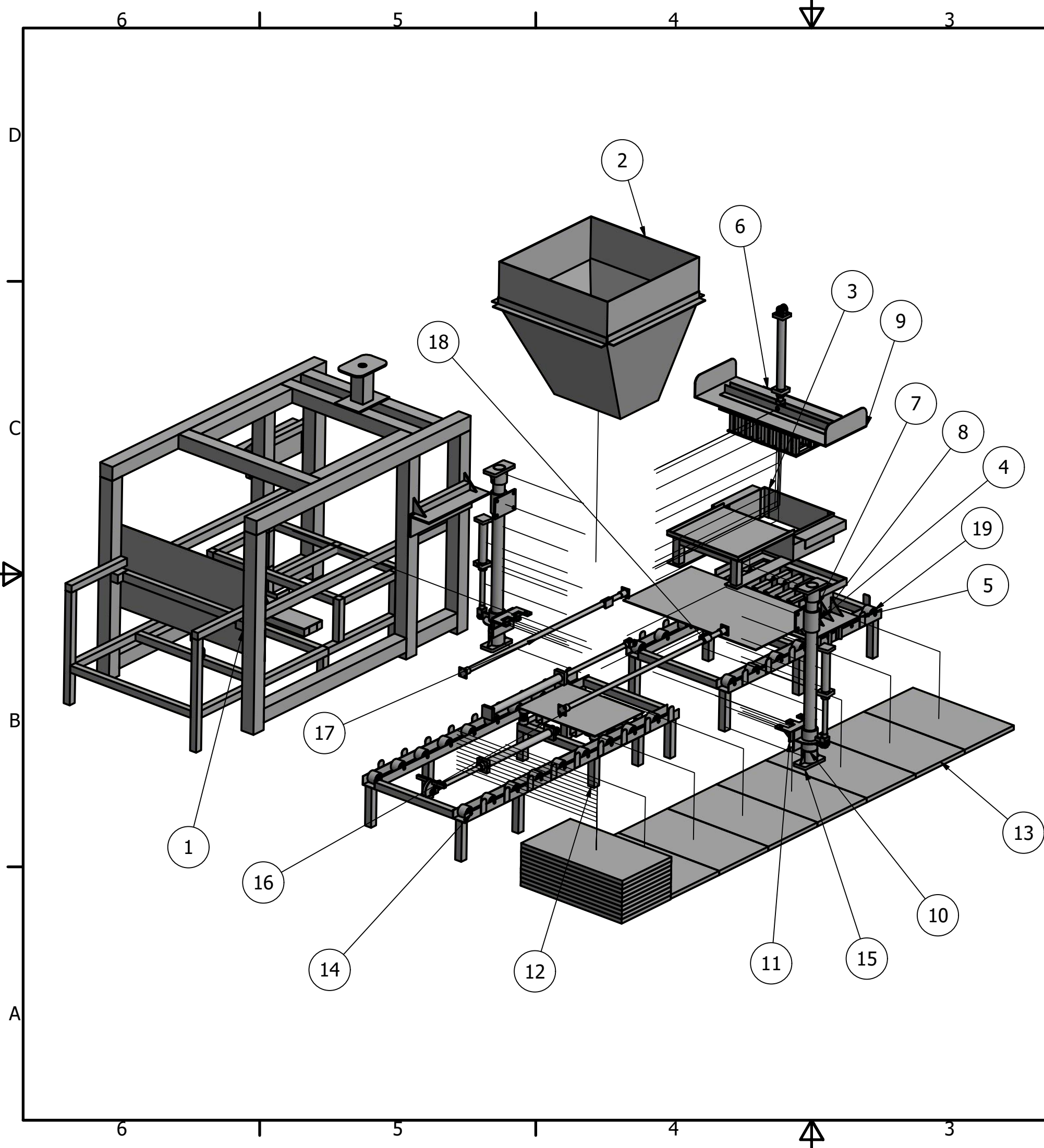


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Tolva de agregados	1:20
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			13/40	ESPOL
			Sustitución	



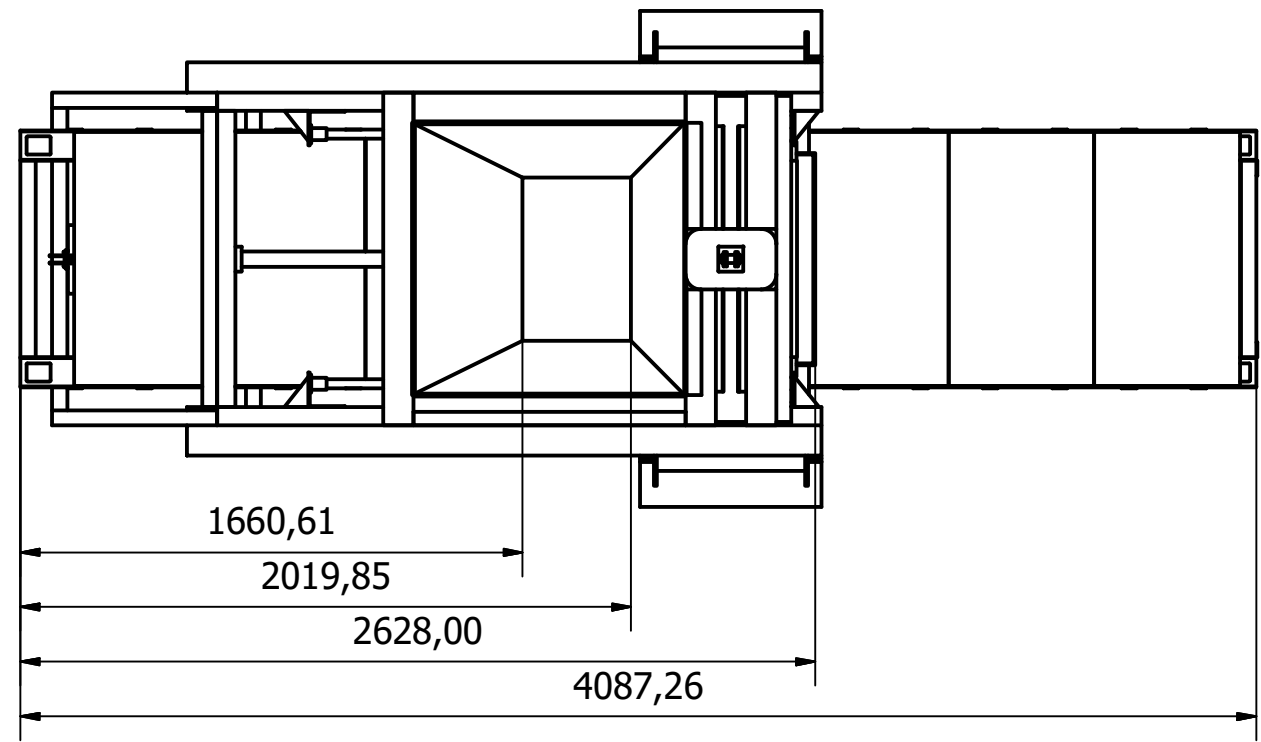
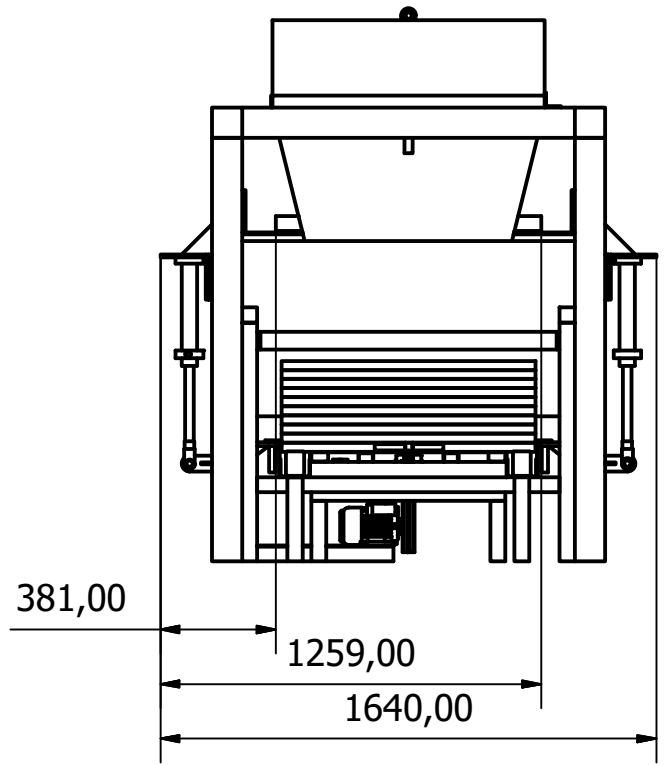
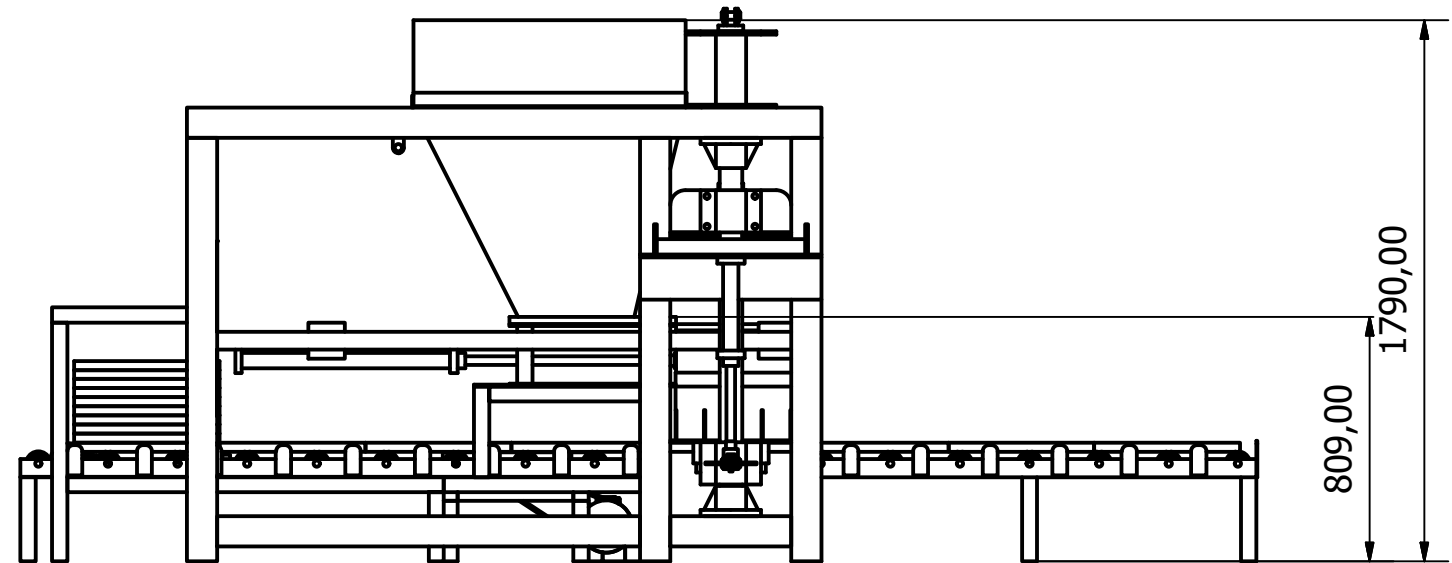
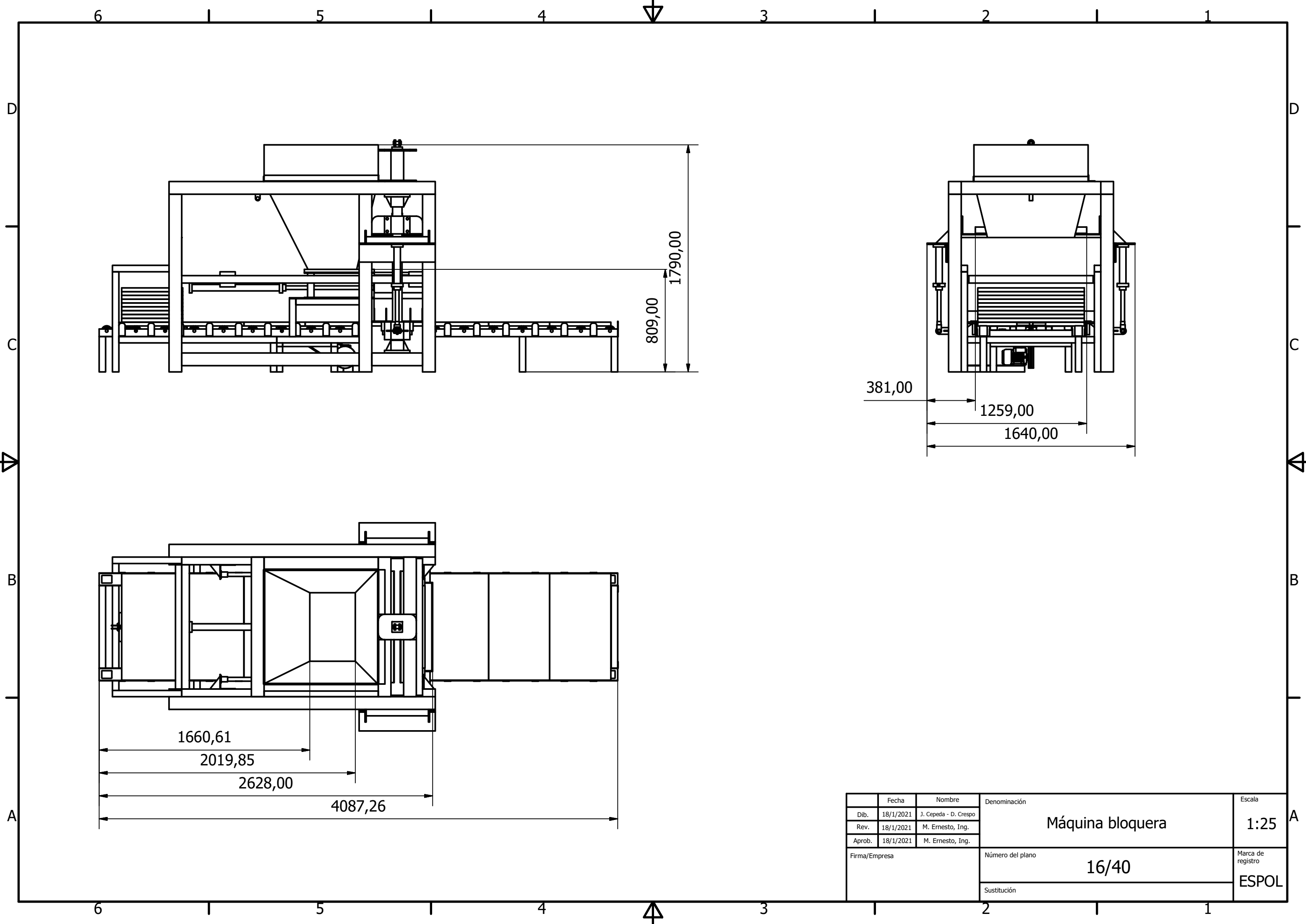


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Base estructural	1:30
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			14/40	ESPOL
			Sustitución	

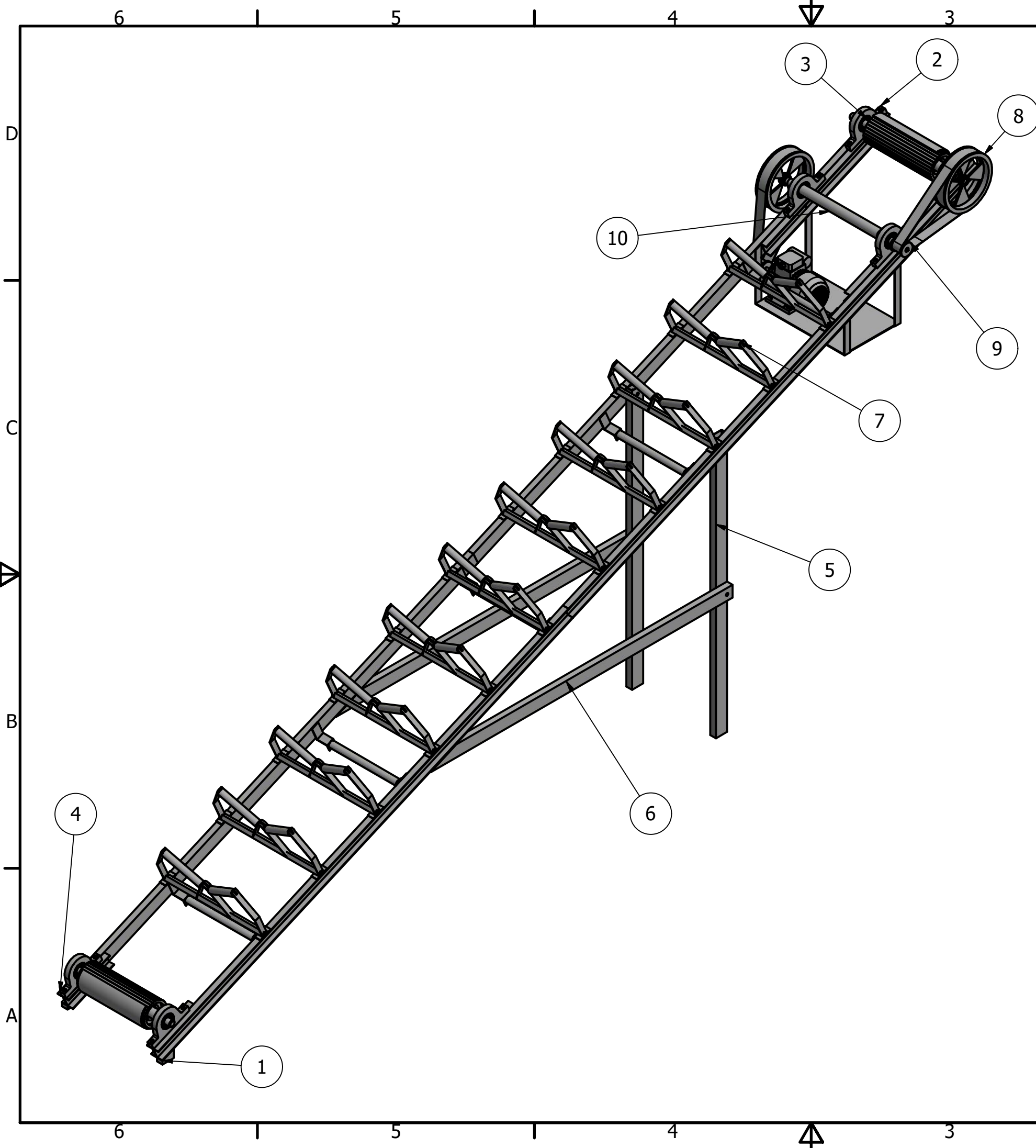


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Estructura	Acero Estructural
2	1	Tolva de alimentación de mezcla	Acero Estructural
3	1	Carro alimentador	Acero Estructural
4	1	Placa base de carro alimentador	Acero Estructural
5	1	Molde hembra	Acero Estructural
6	1	Molde macho	Acero Estructural
7	2	Eje Guía	Acero de transmisión
8	2	Bocín Macho	Bronce
9	1	Base Molde Macho	Bronce
10	2	Bocín Hembra	Bronce
11	2	Acople Bocin Hembra	Acero
12	1	Sistema de Vibración	Acero Estructural
13	17	Tablero de Madera	Madera
14	1	Sistema de ingreso y salida de bloques	Acero Estructural
15	4	Bocín eje guía	Bronce
16	4	Bocín Guía	Bronce
17	2	Eje guía del carro alimentador	Acero de transmisión
18	2	Corredera	Bronce
19	1	Sistema de extracción de bloques	Acero Estructural

	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Máquina bloquera explotada	1:25
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			15/40	ESPOL
			Sustitución	

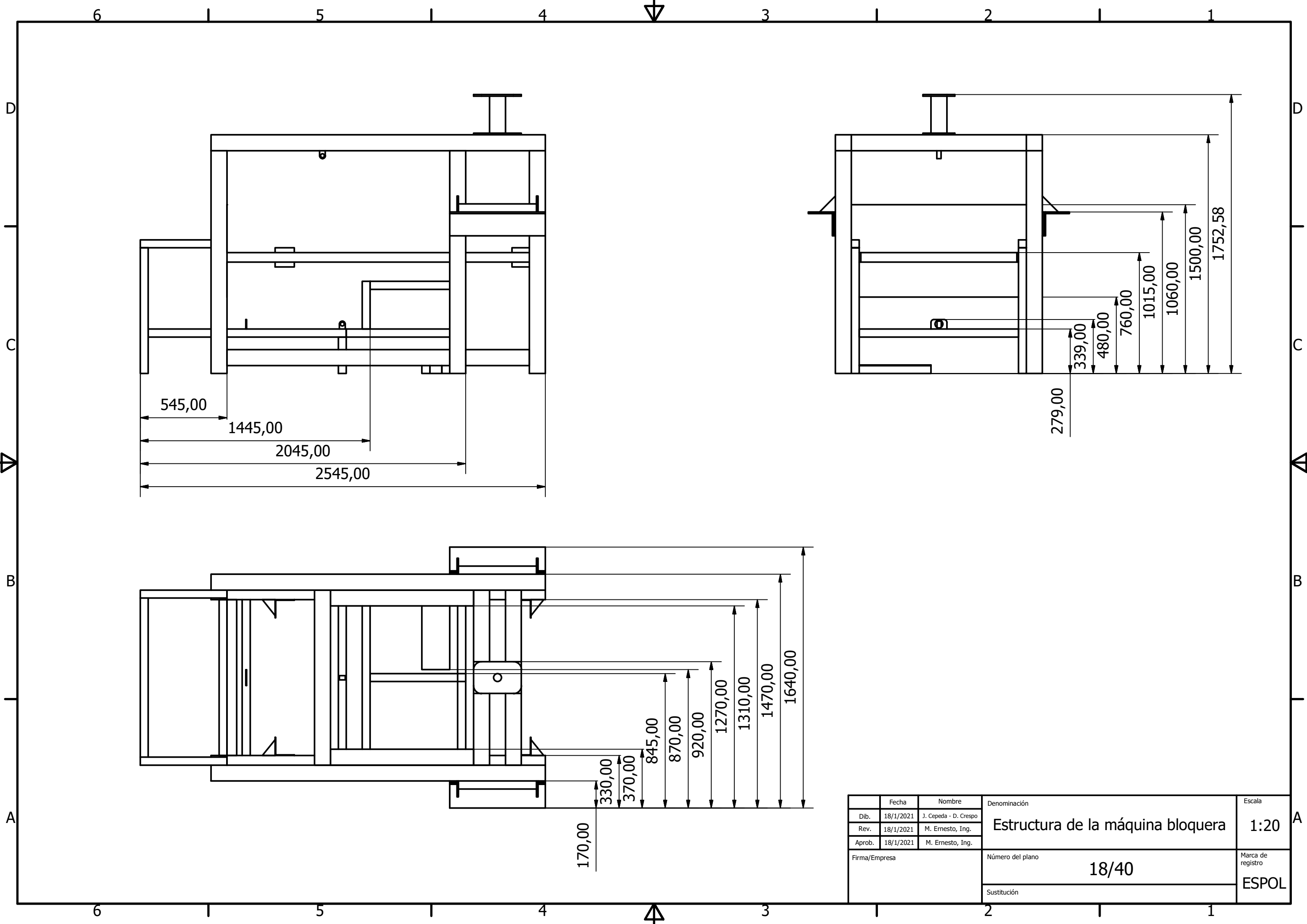


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Máquina bloqueadora	1:25
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			16/40	ESPOL
			Sustitución	

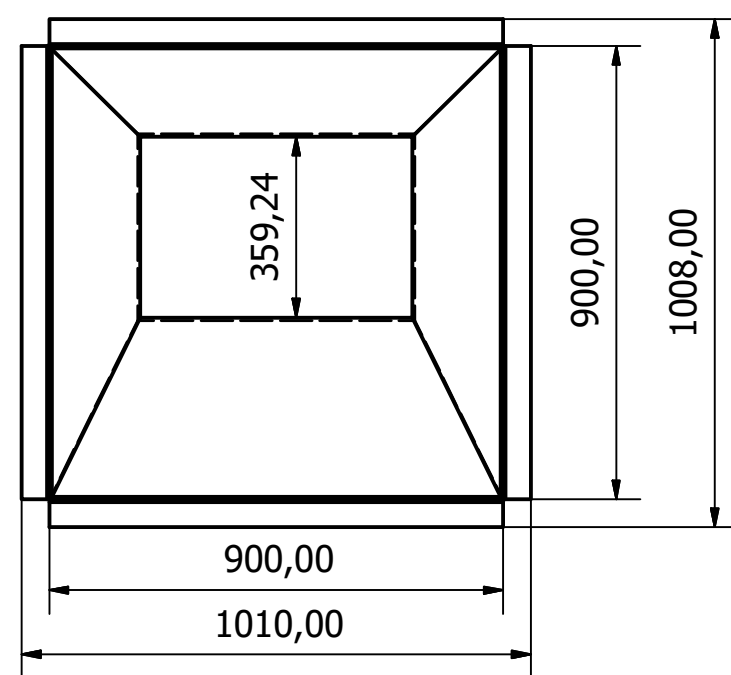
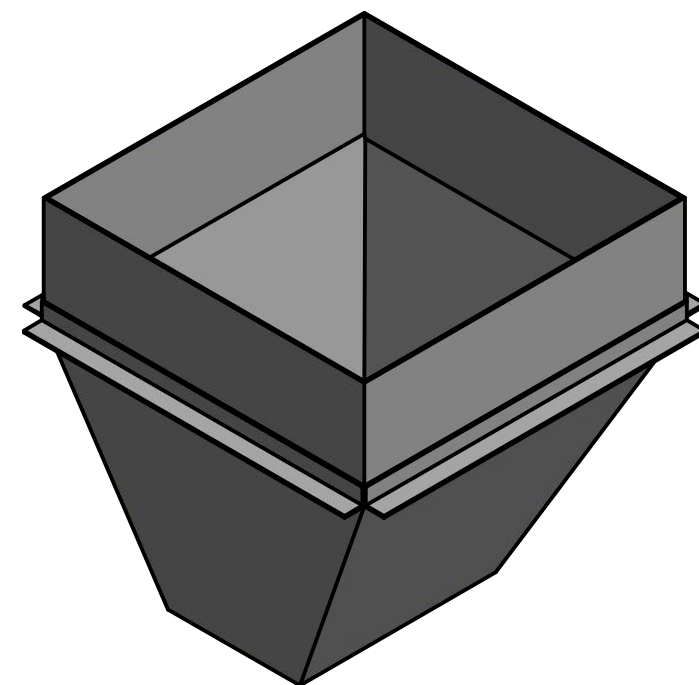
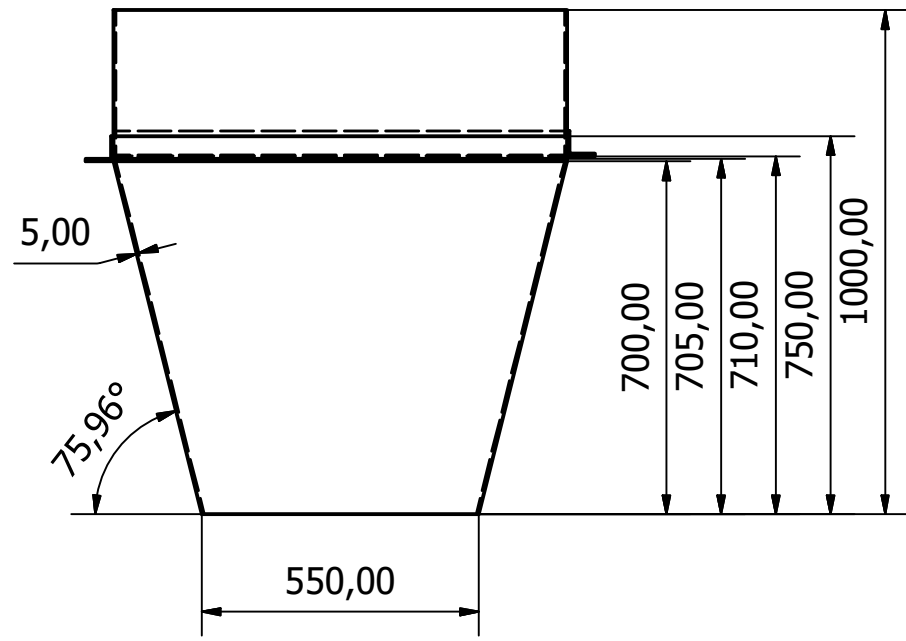


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Estructura Banda Transportadora	Acero Estructural
2	4	Chumacera Tambor Motriz	Normalizado
3	6	radial ball bearing_68_skf_SKF - 6310 - 10,SI,NC,10_68	Normalizado
4	2	Chumacera Tambor Conducido	Normalizado
5	2	Tubo cuadrado 100 x 50	Acero Estructural
6	2	Tubo cuadrado 100 x 50_2	Acero Estructural
7	54	radial ball bearing_68_skf_SKF - 61804 - 18,SI,NC,18_68	Normalizado
8	2	Polea Banda Transportadora	Acero
9	2	Polea Motor Banda	Acero
10	1	Eje Polea intermedia	Acero de transmisión

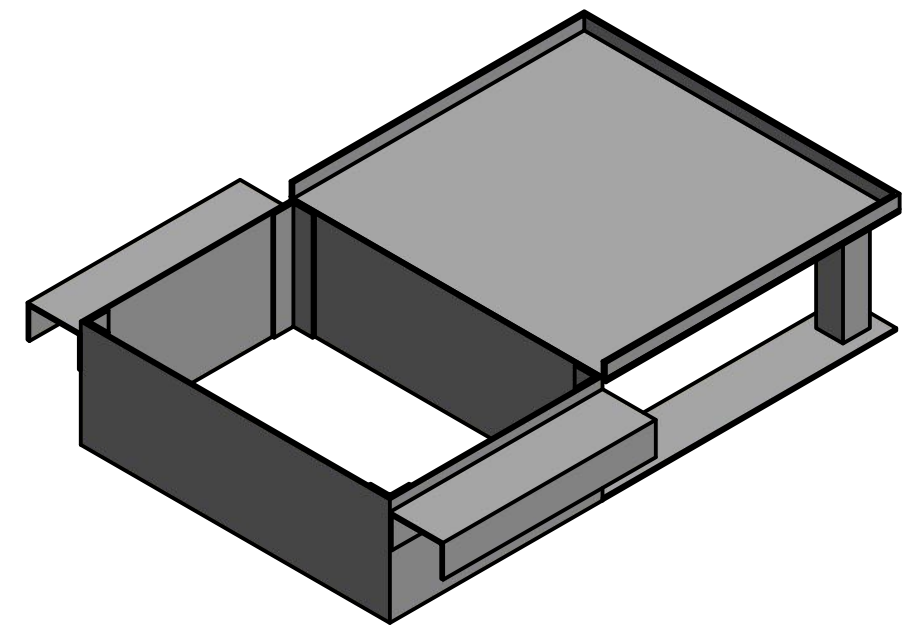
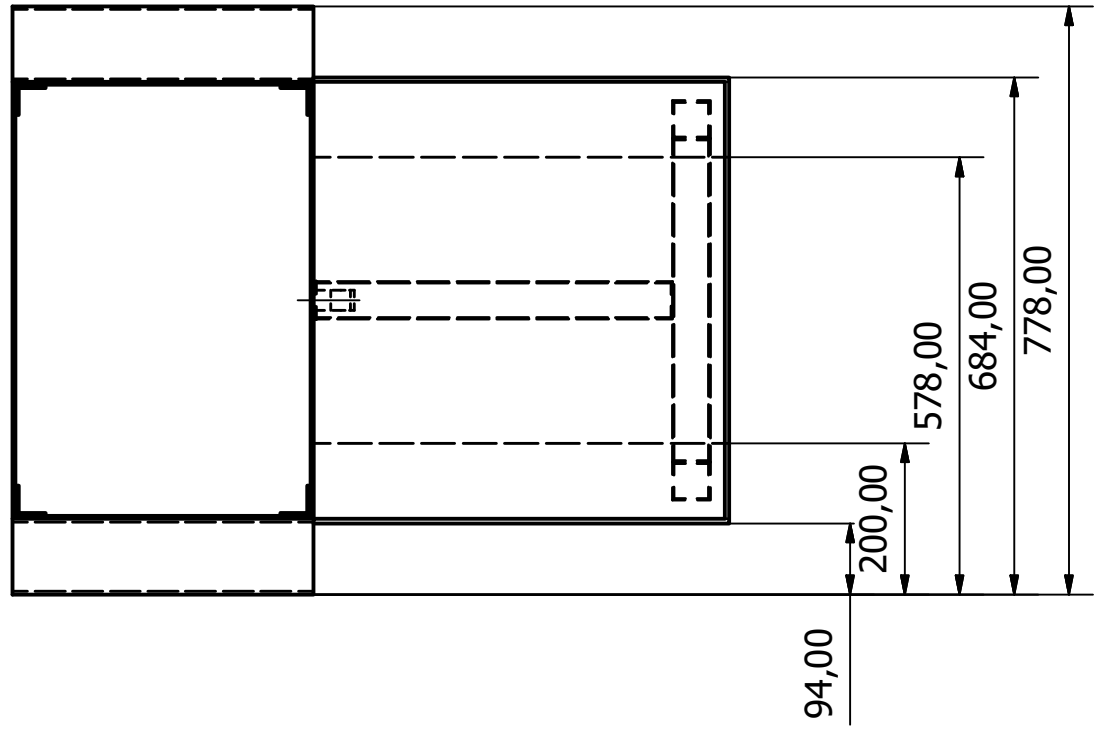
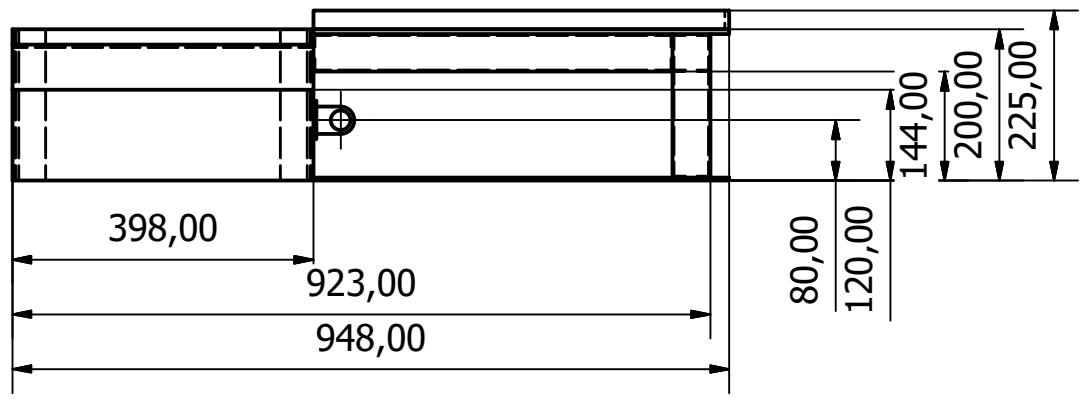
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Banda transportadora	1:25
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			17/40	ESPOL
			Sustitución	



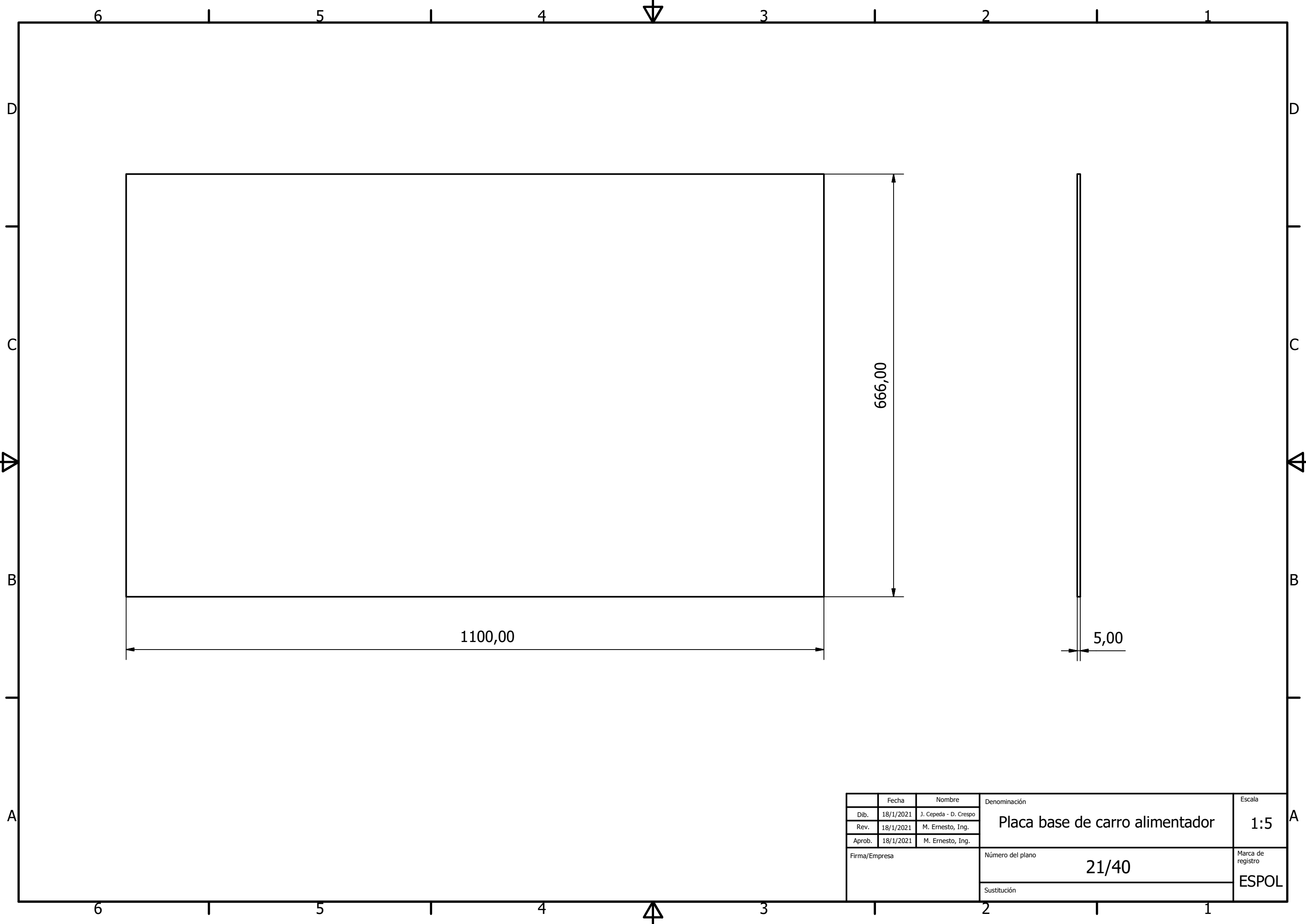
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Estructura de la máquina bloqueadora	1:20
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			18/40	ESPOL
			Sustitución	



	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Tolva de alimentación de mezcla	1:15
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			19/40	ESPOL
			Sustitución	

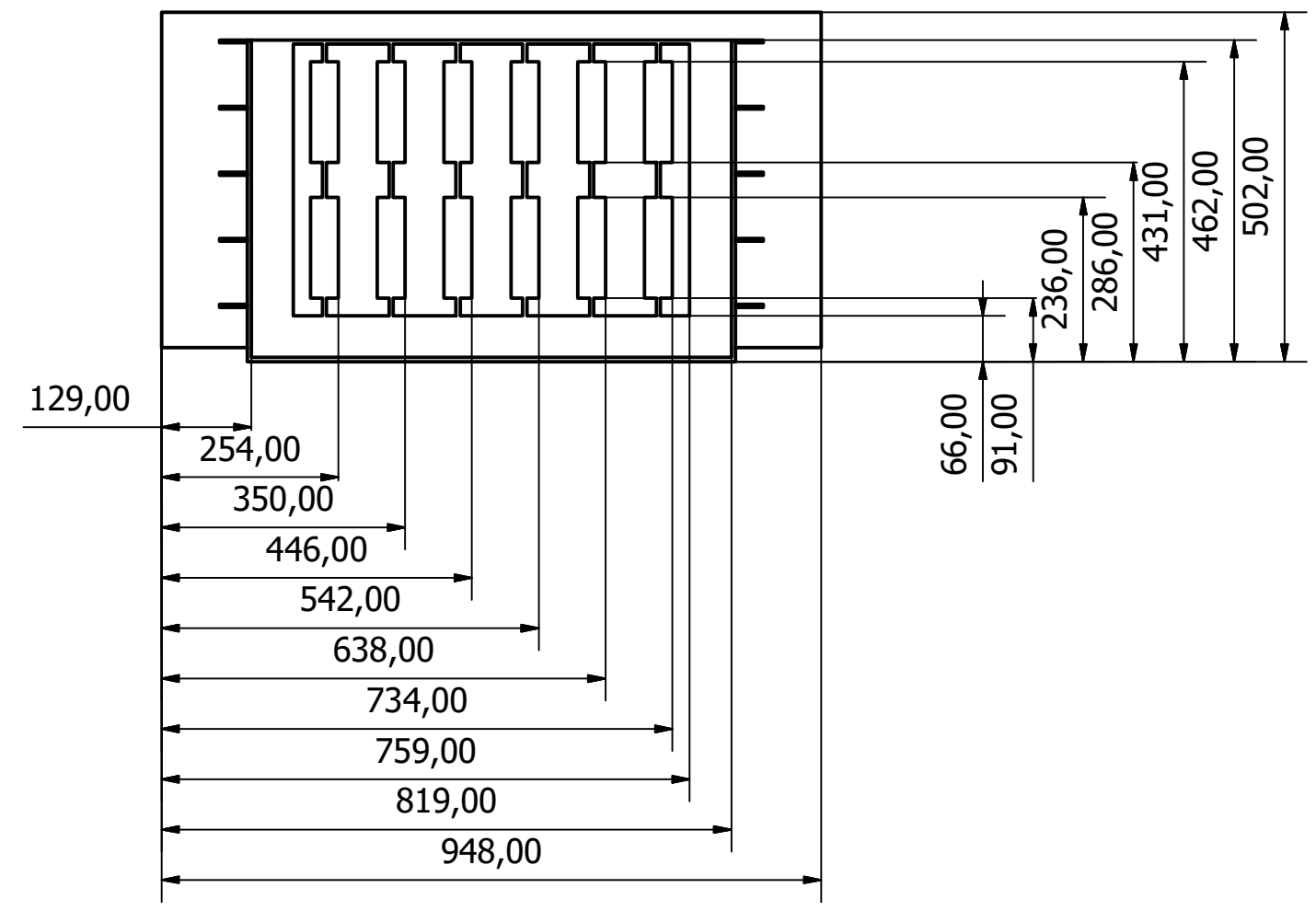
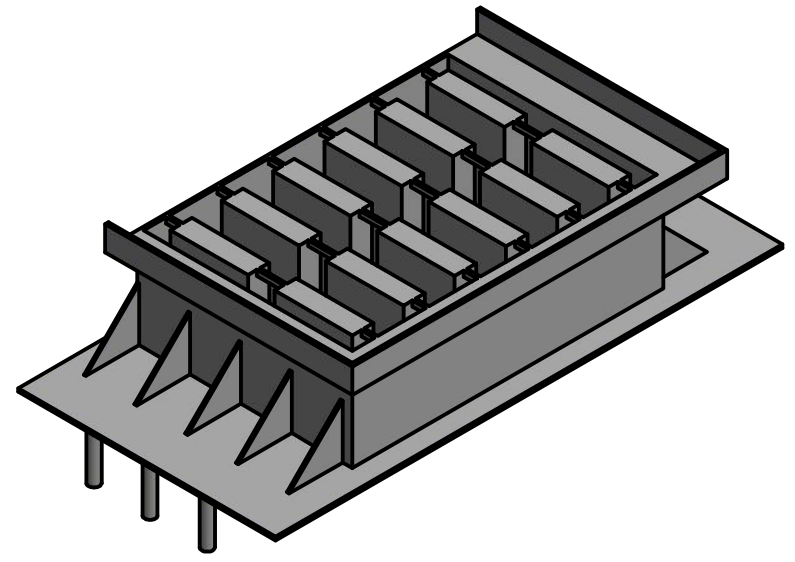
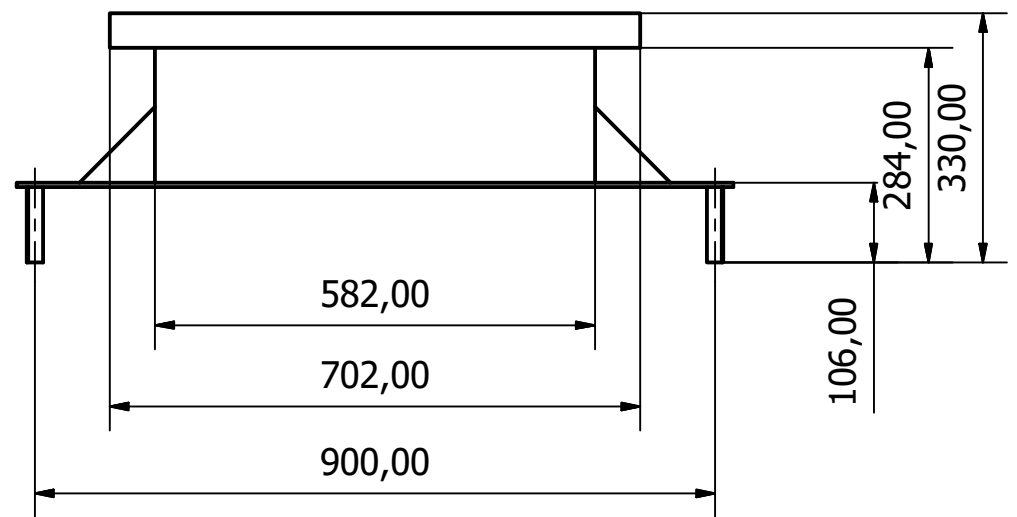


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Carro alimentador	1:10
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			20/40	ESPOL
			Sustitución	

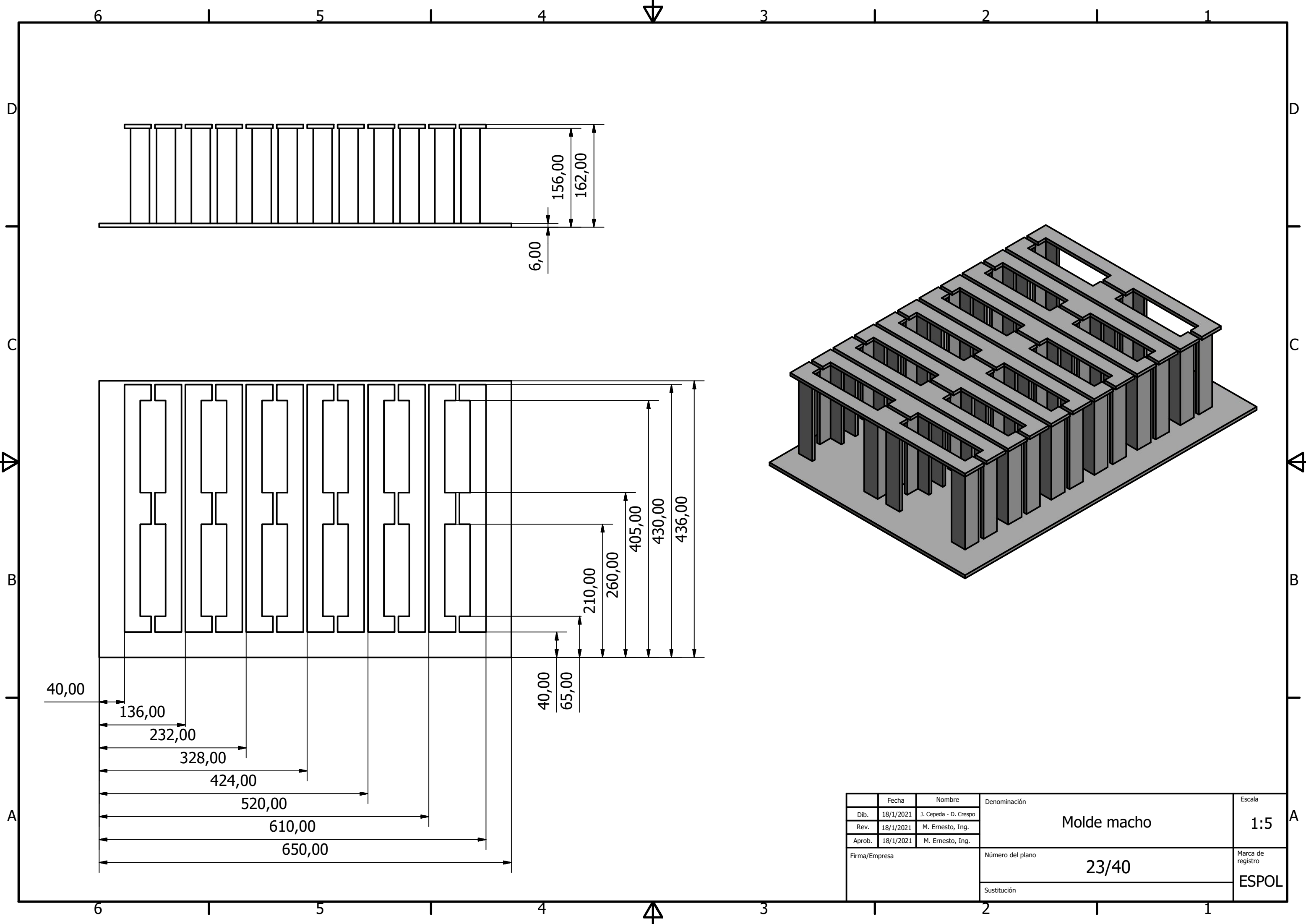


	Fecha	Nombre	Denominación <b>Placa base de carro alimentador</b>	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo		1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano <b>21/40</b>	Marca de registro <b>ESPOL</b>
			Sustitución	

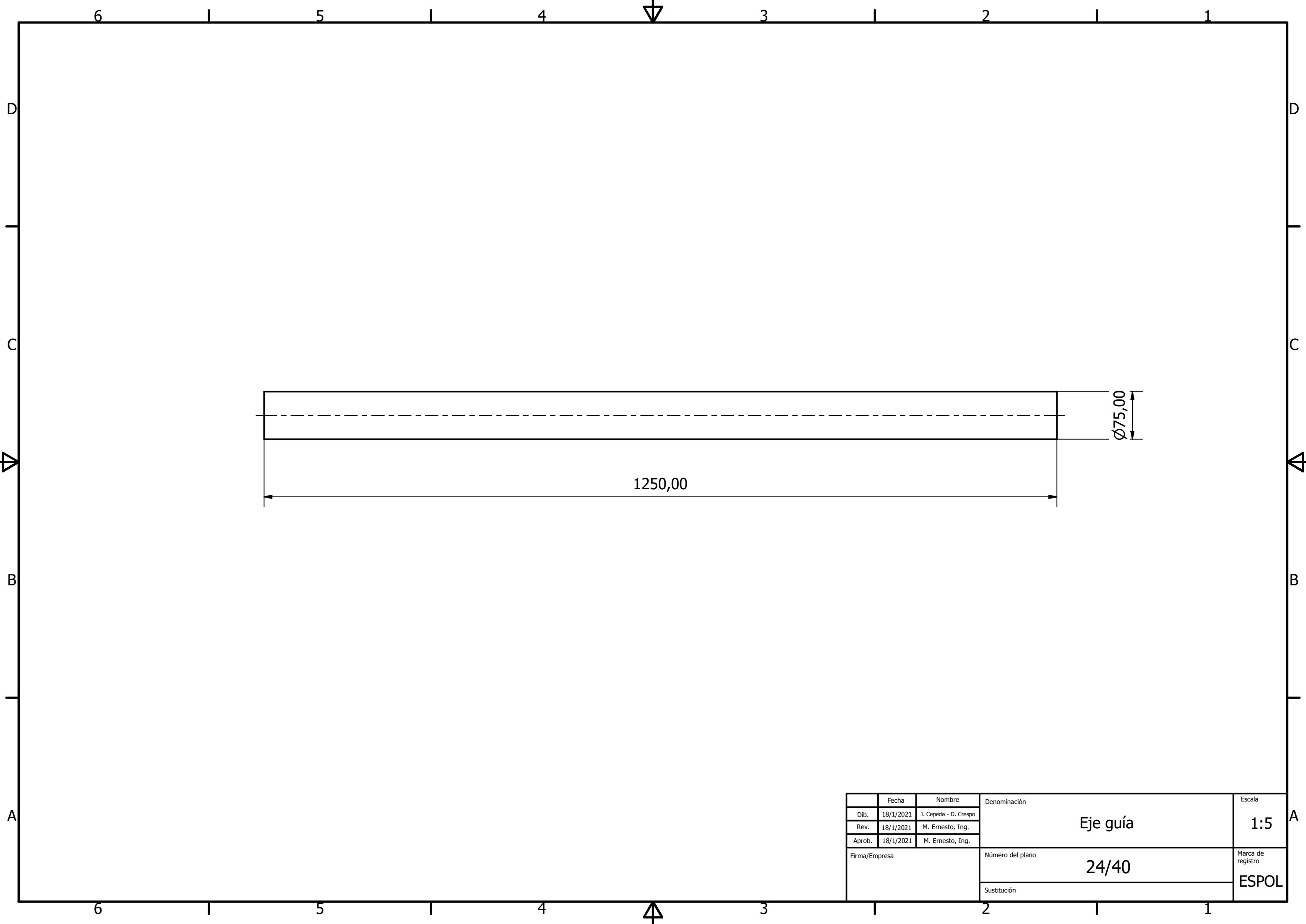




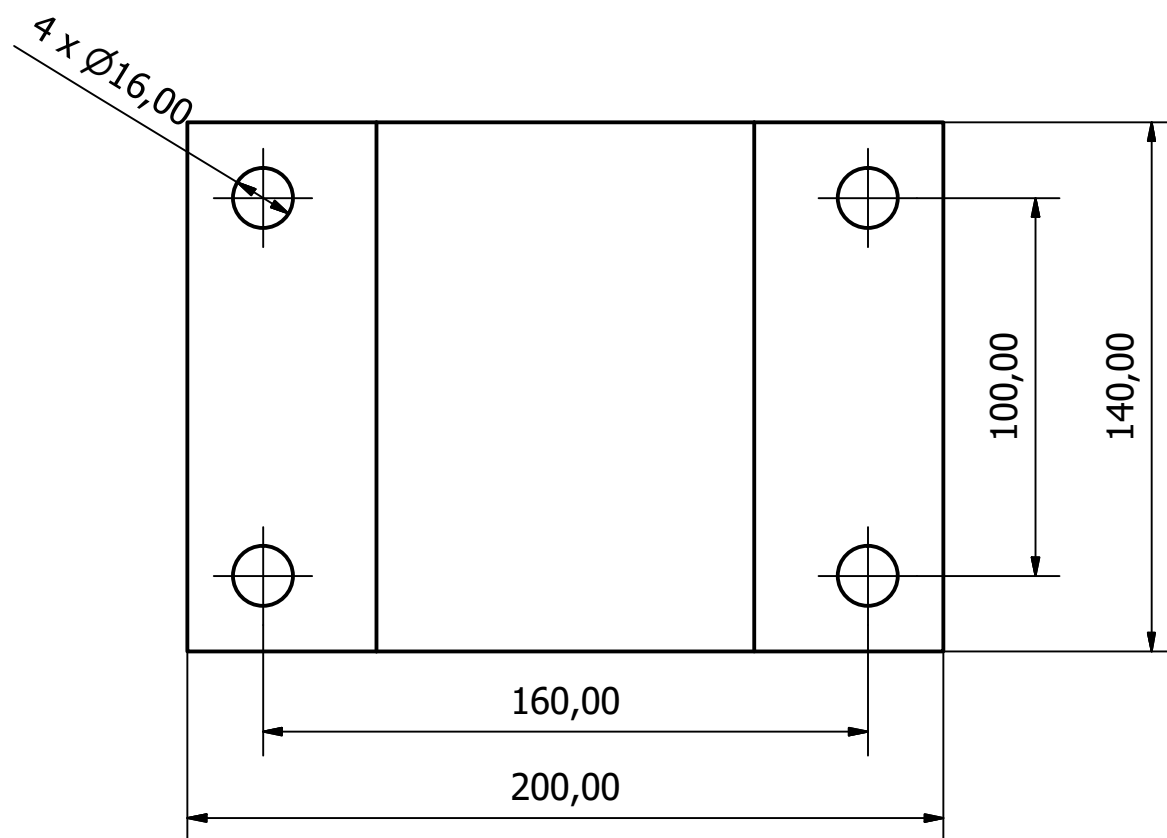
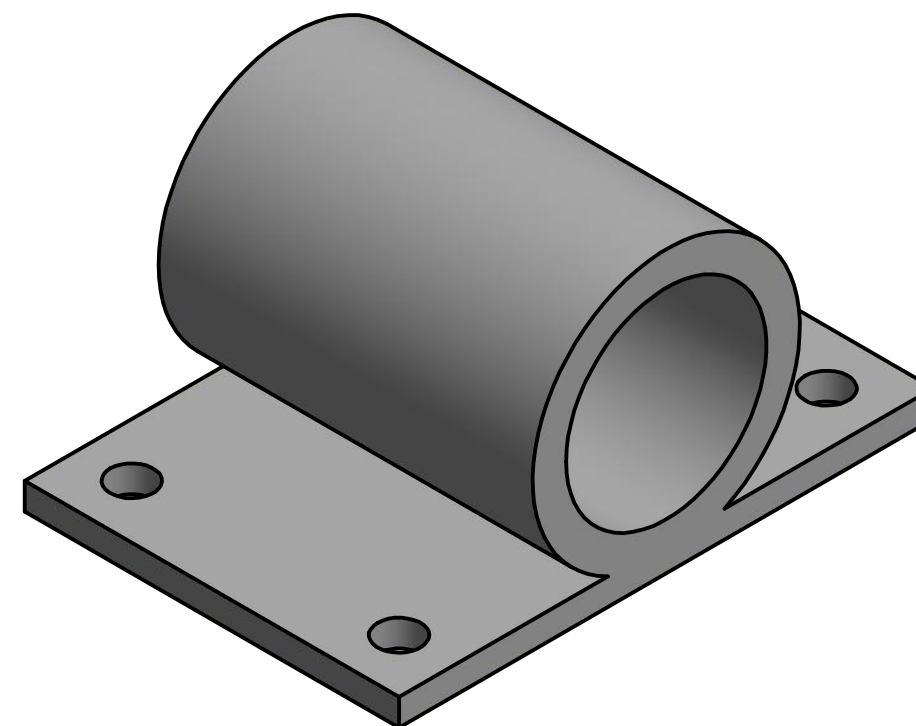
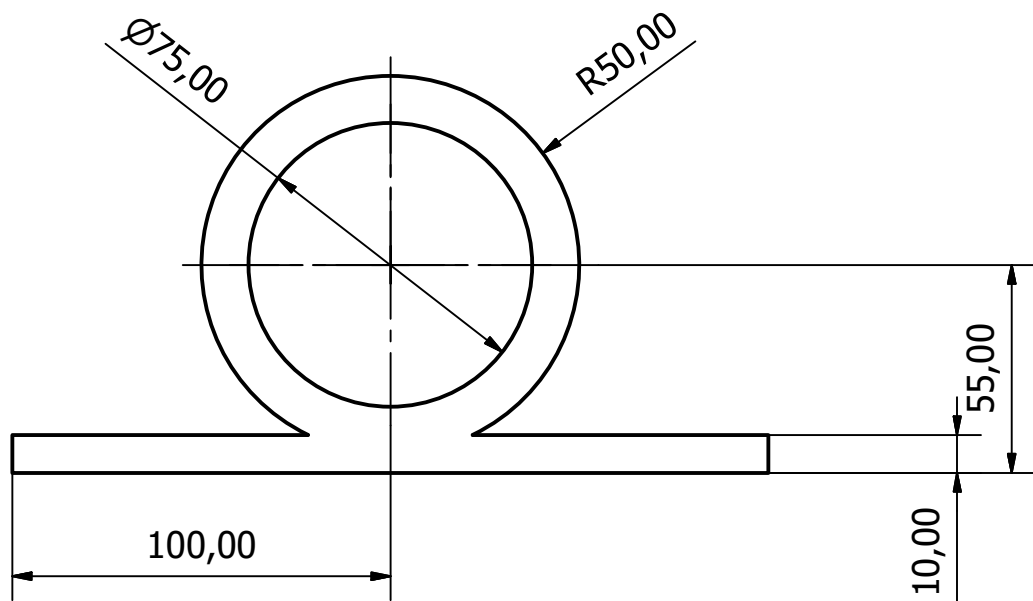
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Molde hembra	1:10
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			22/40	ESPOL
			Sustitución	



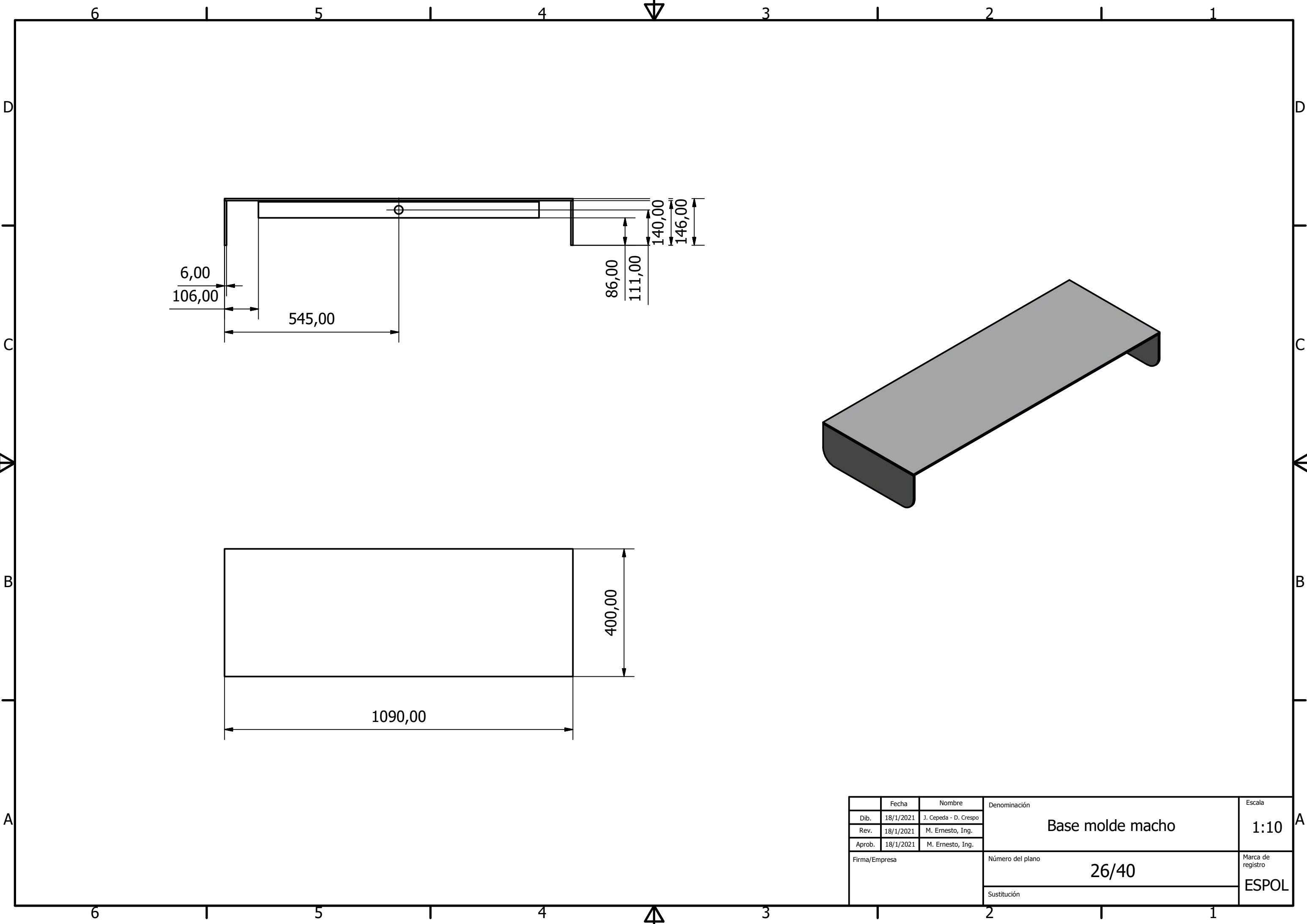
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Molde macho	1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			23/40	ESPOL
			Sustitución	



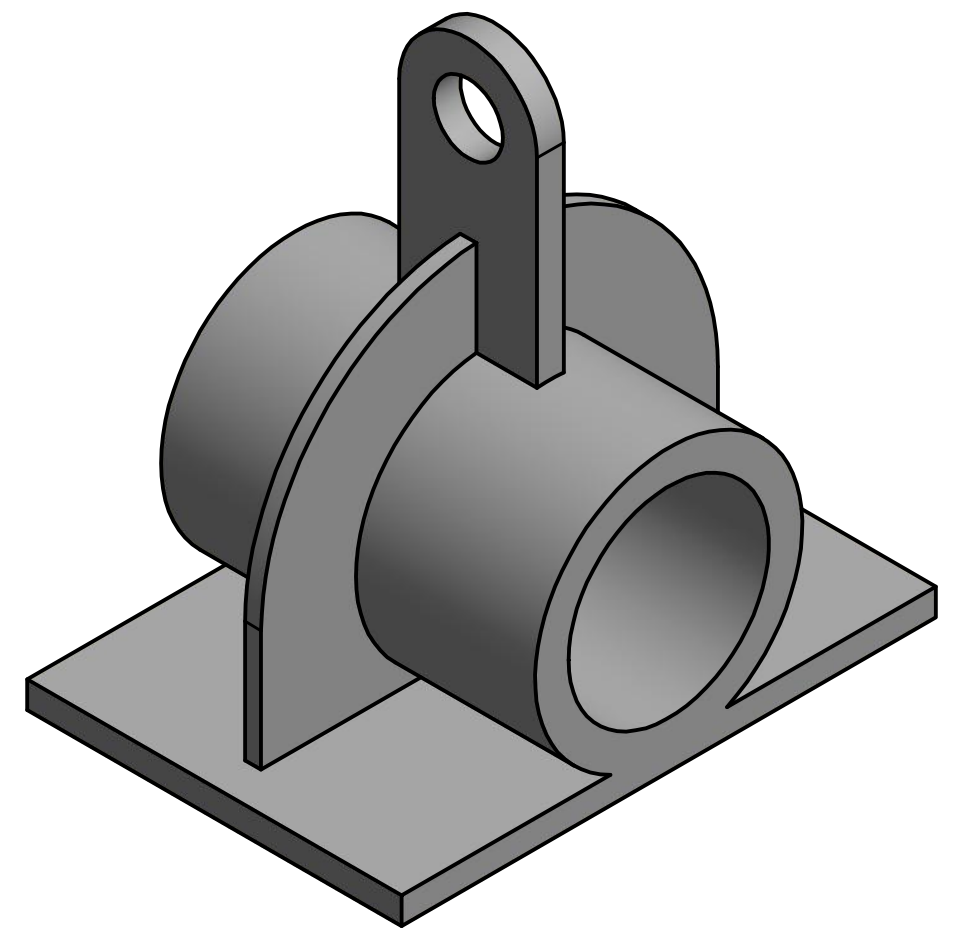
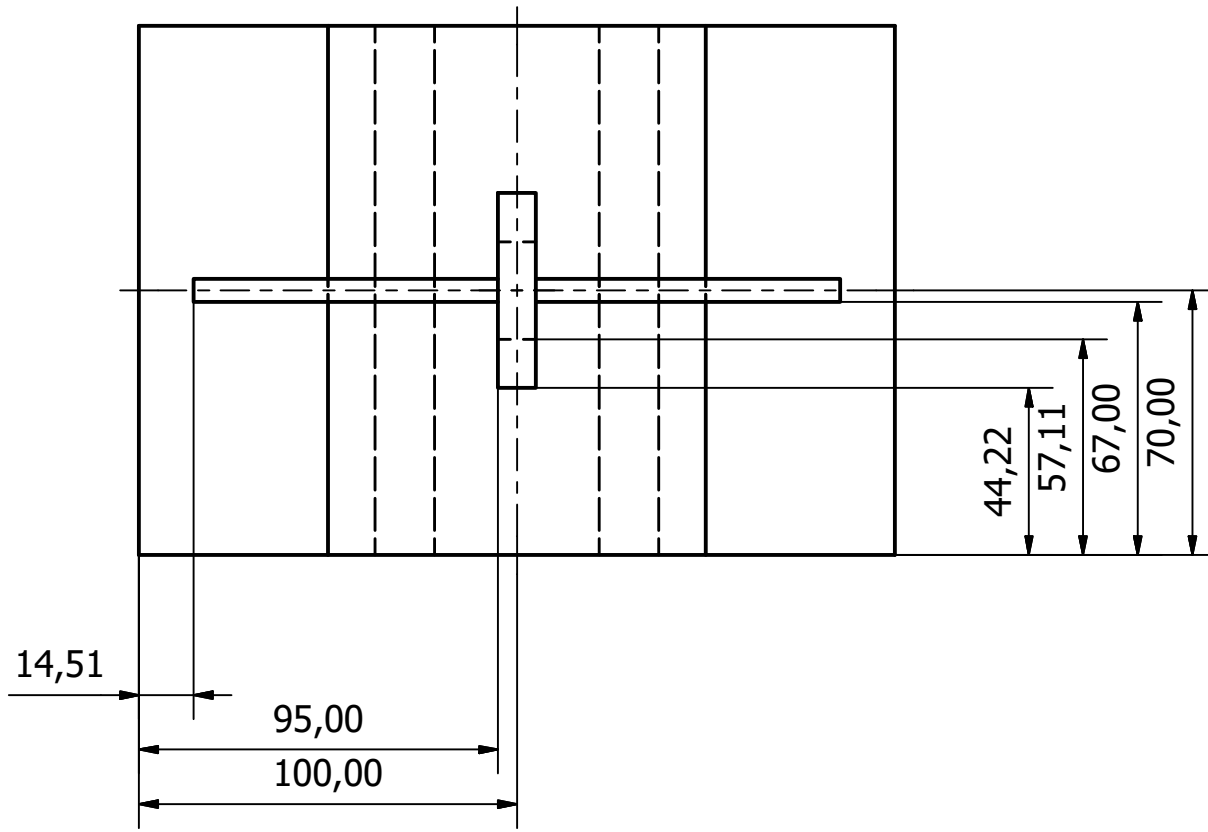
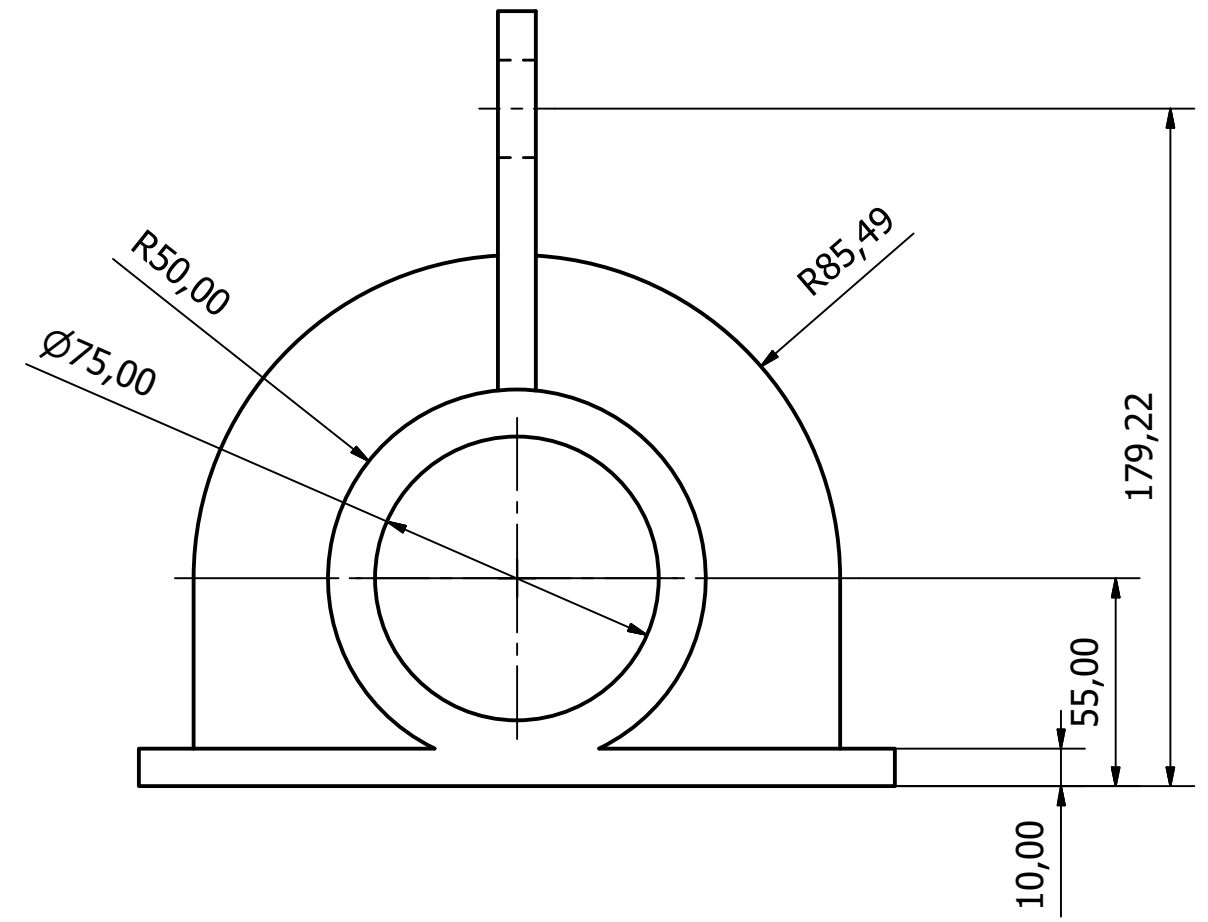
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala	
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo		Eje guía	1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.			
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.	Número del plano	Marca de registro	
Firma/Empresa			24/40	ESPOL	
			Sustitución		



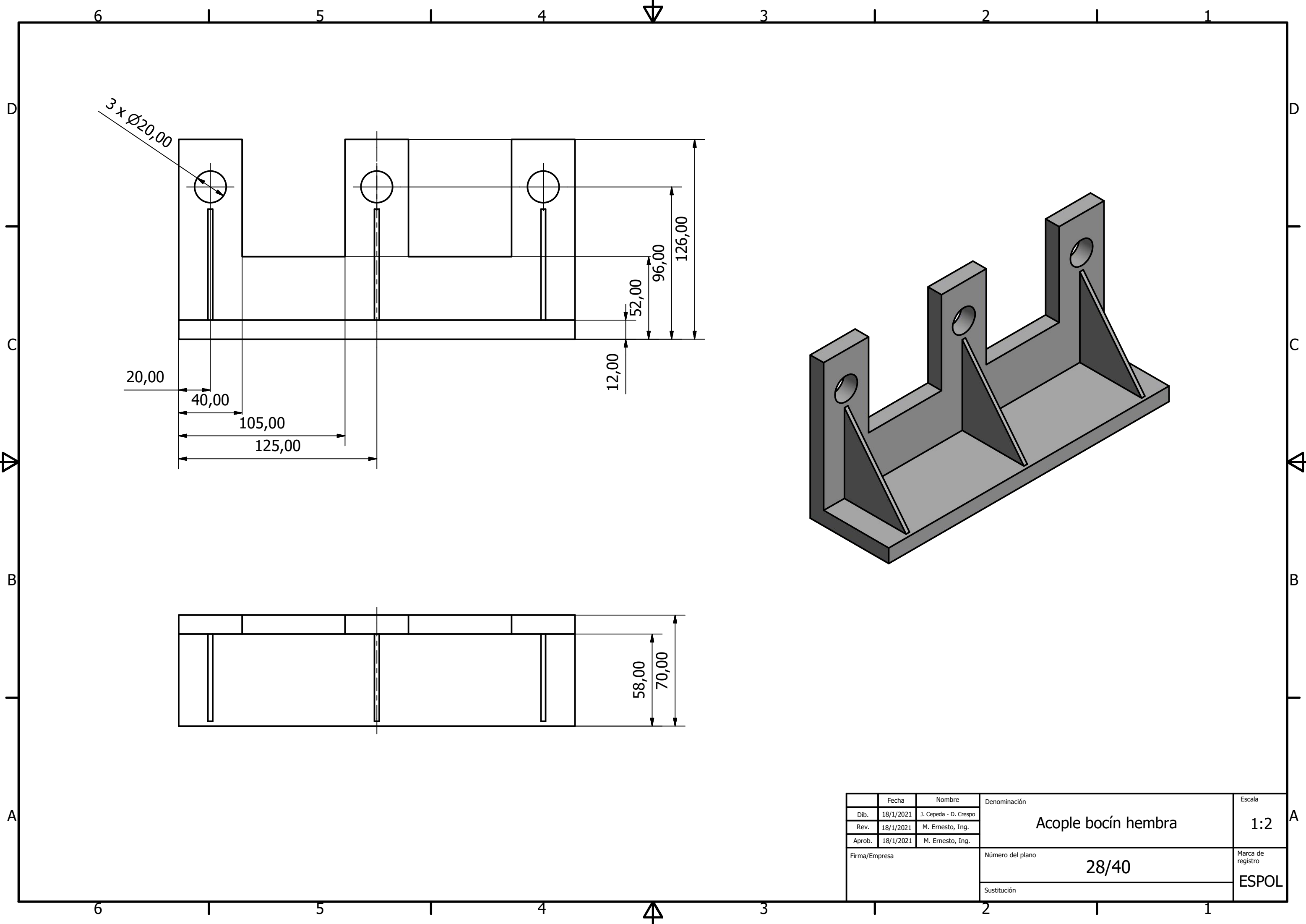
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Bocín macho	1:2
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			25/40	ESPOL
			Sustitución	



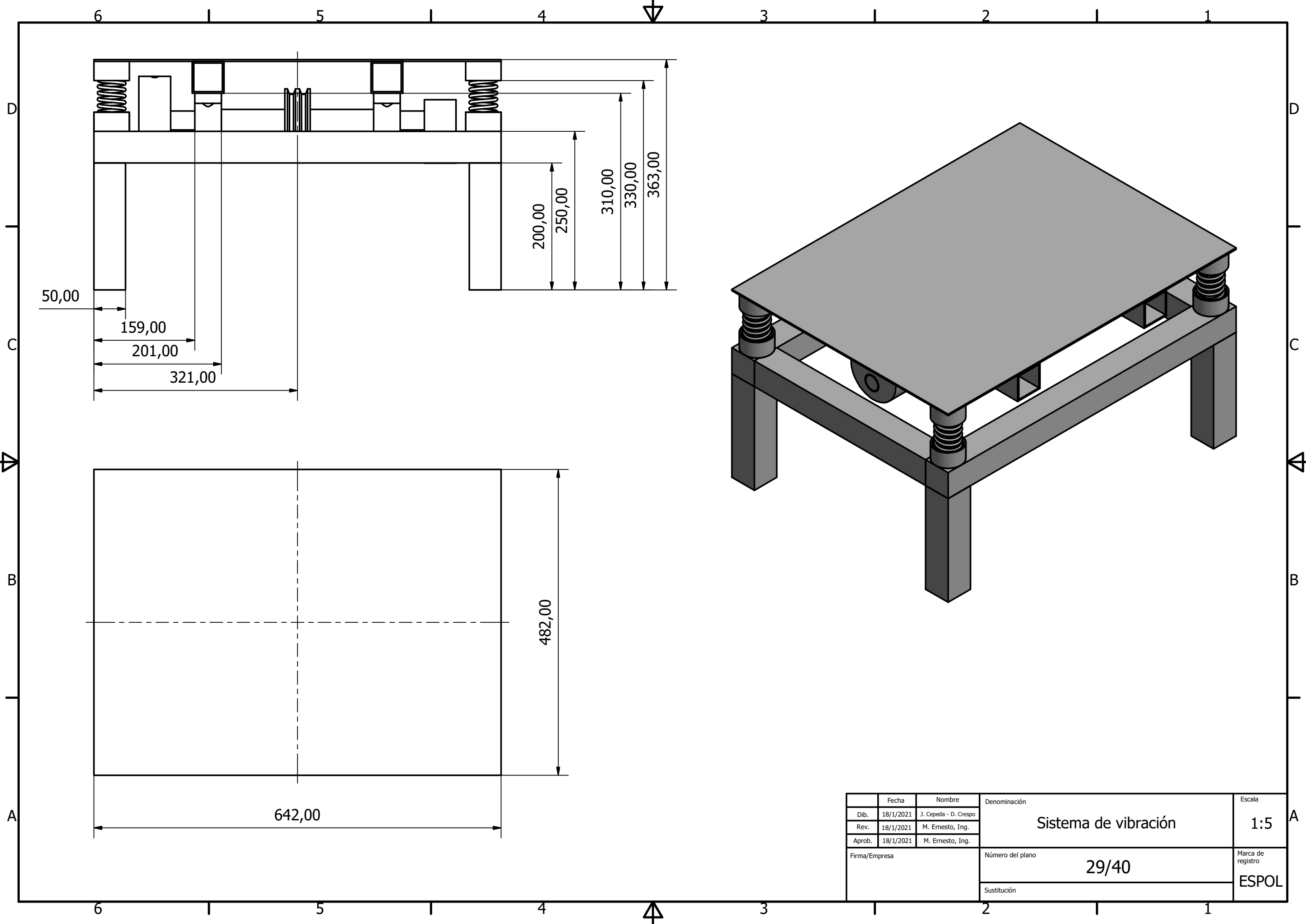
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Base molde macho	1:10
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			26/40	ESPOL
			Sustitución	



	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Bocín hembra	1:2
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			27/40	ESPOL
			Sustitución	

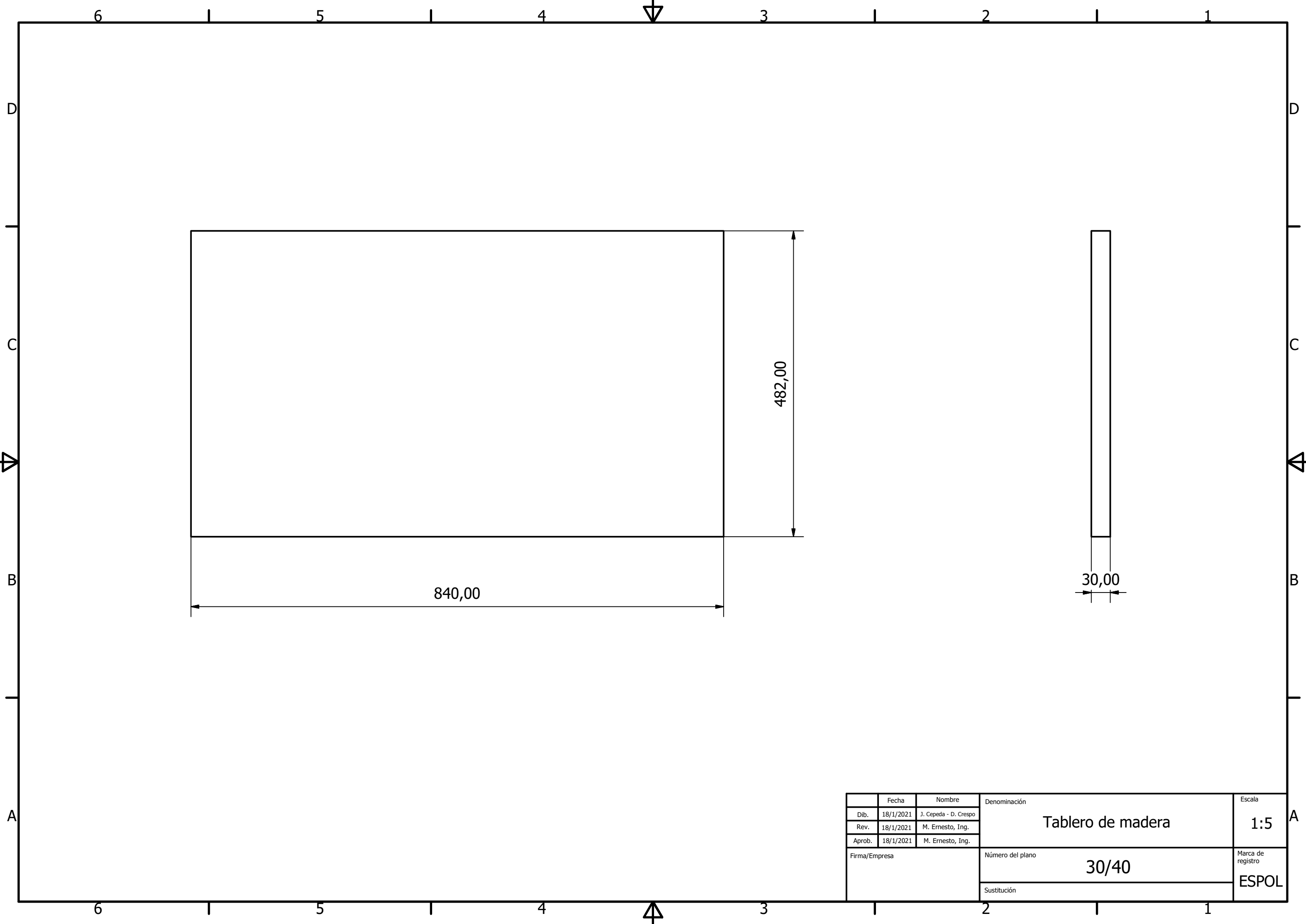


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Acople bocín hembra	1:2
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			28/40	ESPOL
			Sustitución	

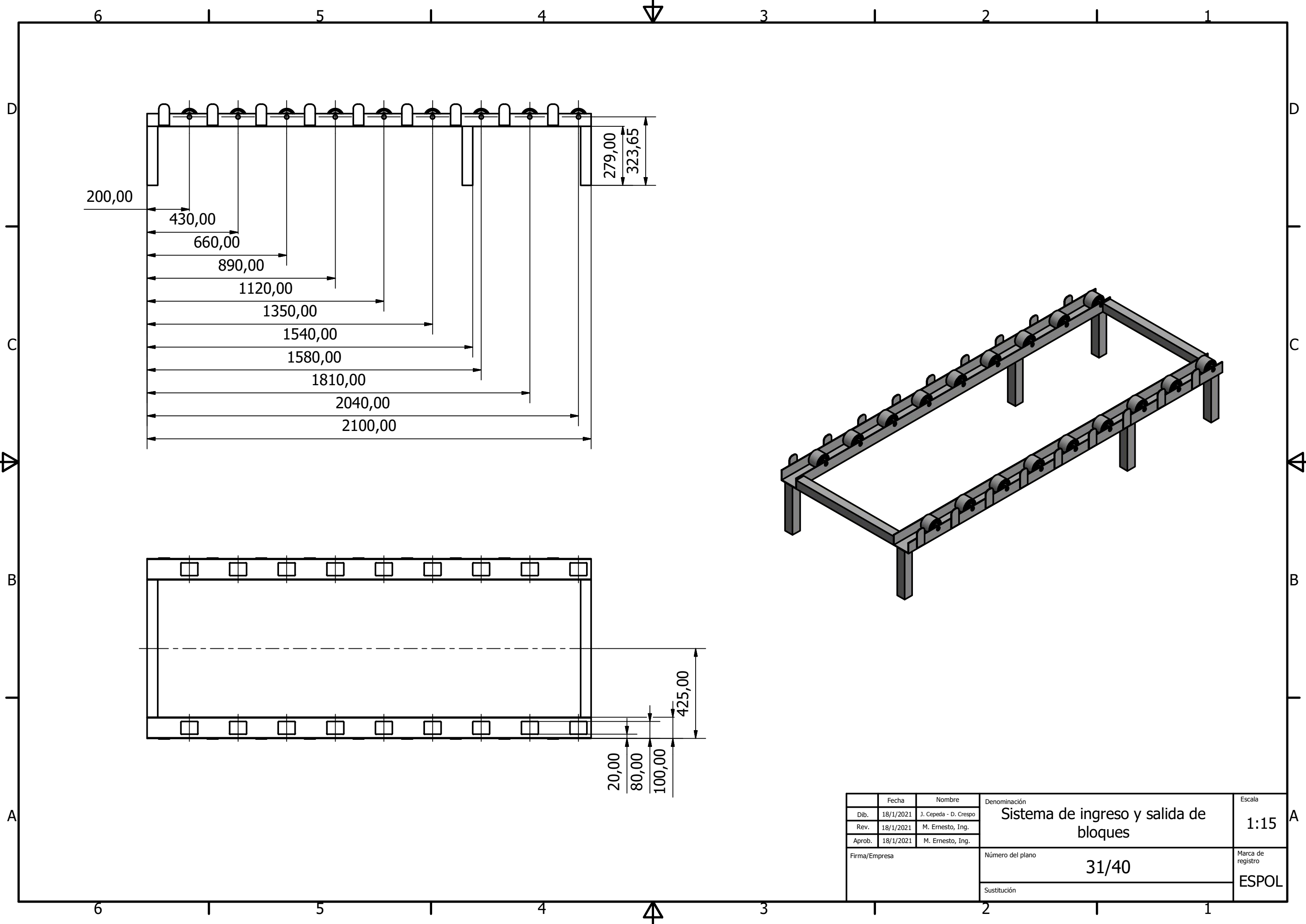


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Sistema de vibración	1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			29/40	ESPOL
			Sustitución	

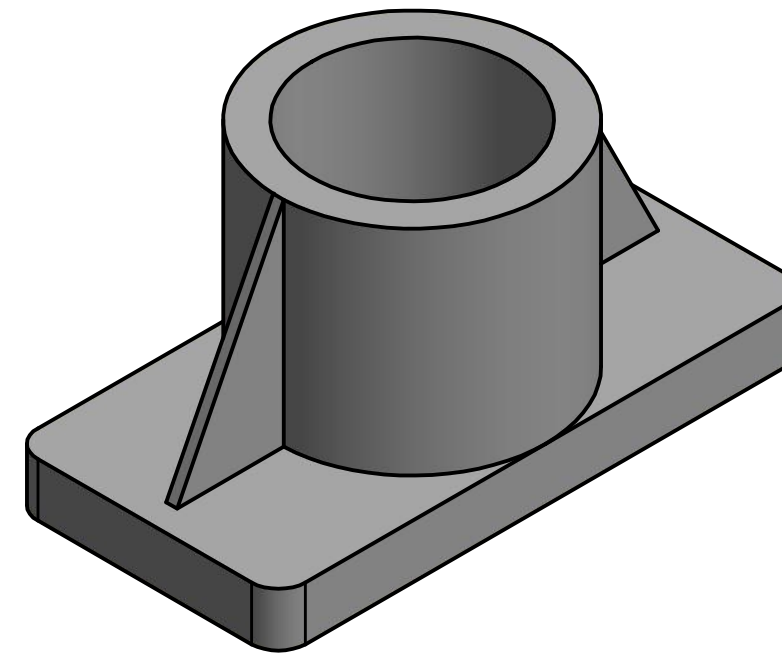
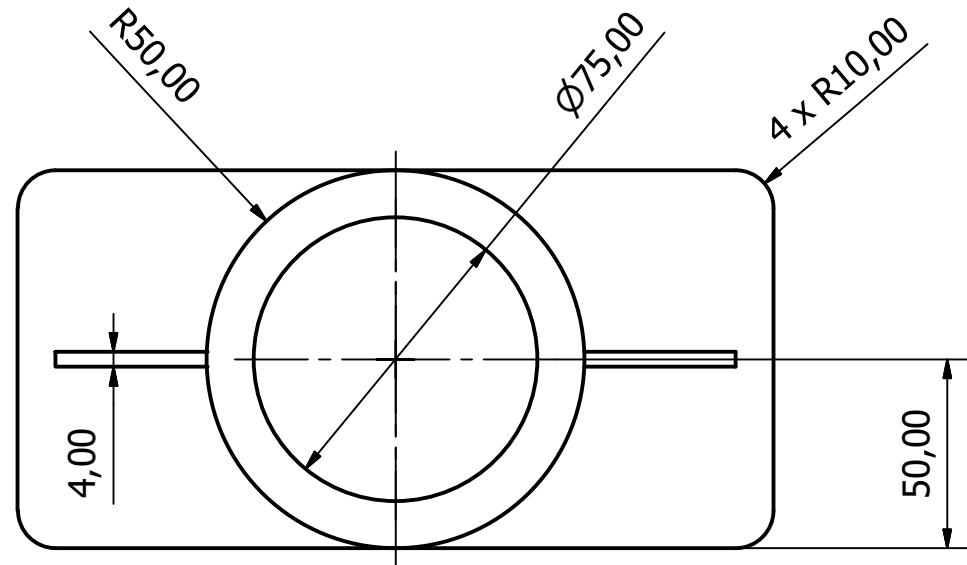
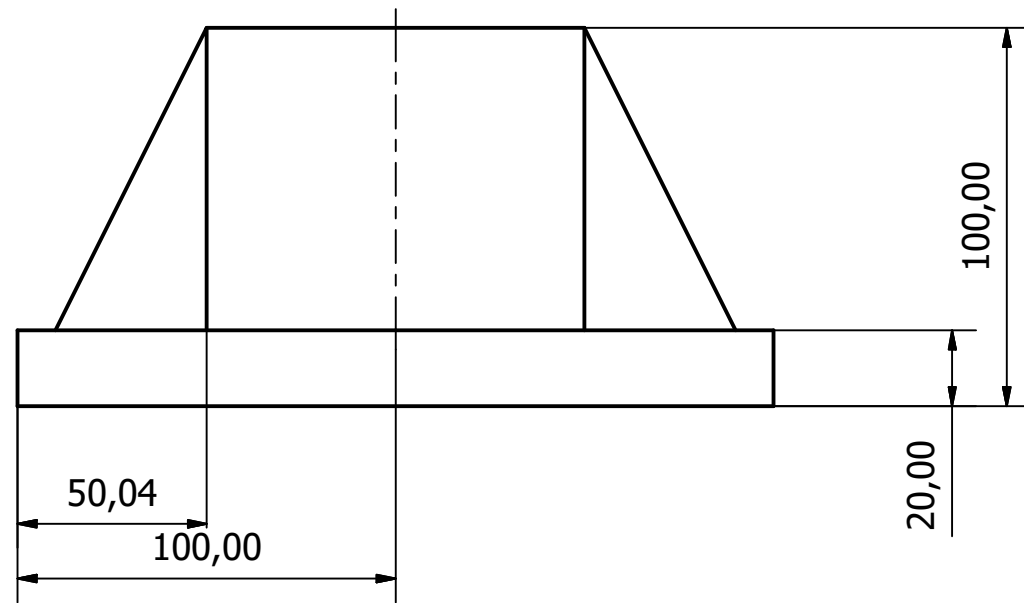




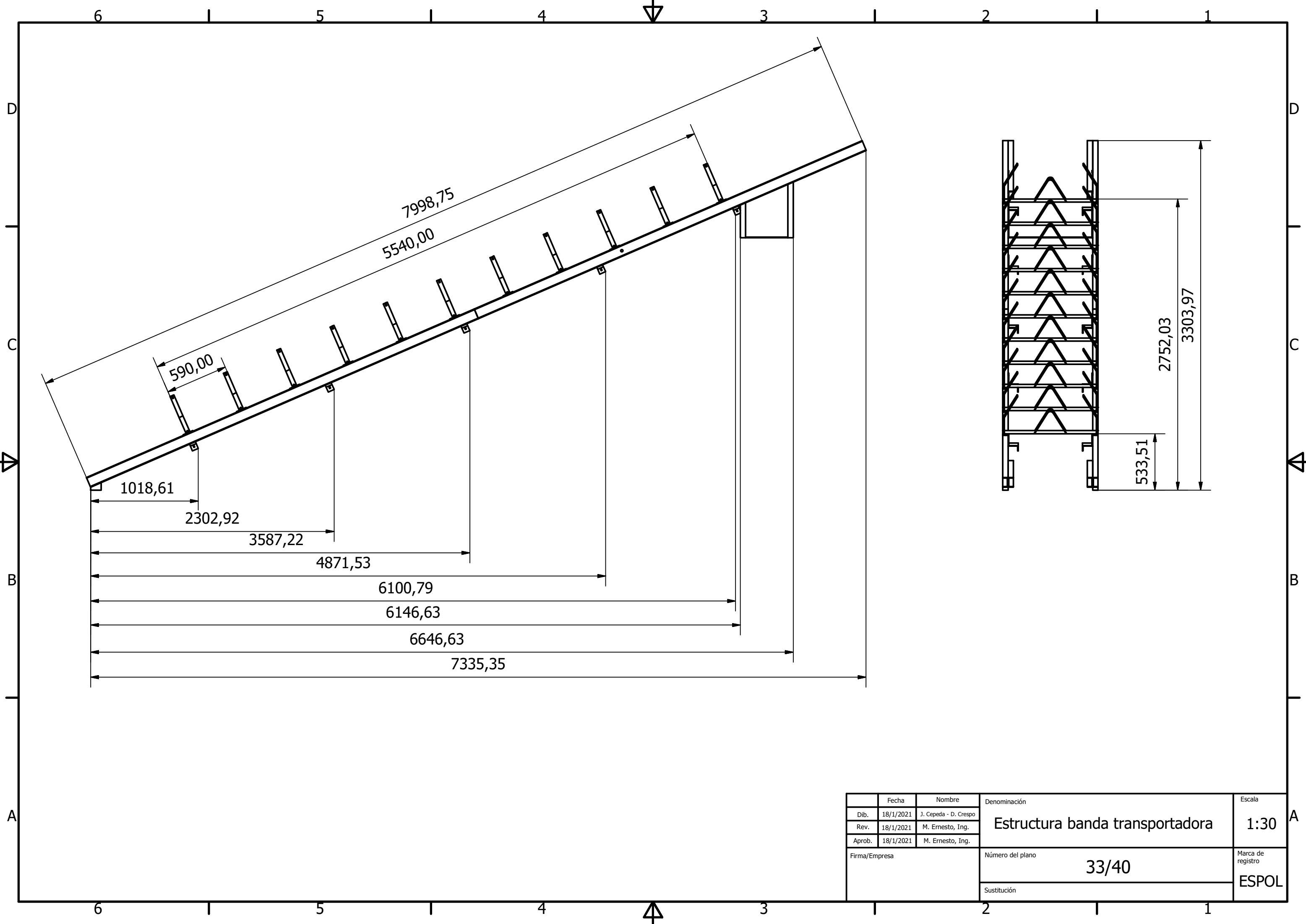
	Fecha	Nombre	Denominación <b>Tablero de madera</b>	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo		1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano <b>30/40</b>	Marca de registro <b>ESPOL</b>
			Sustitución	



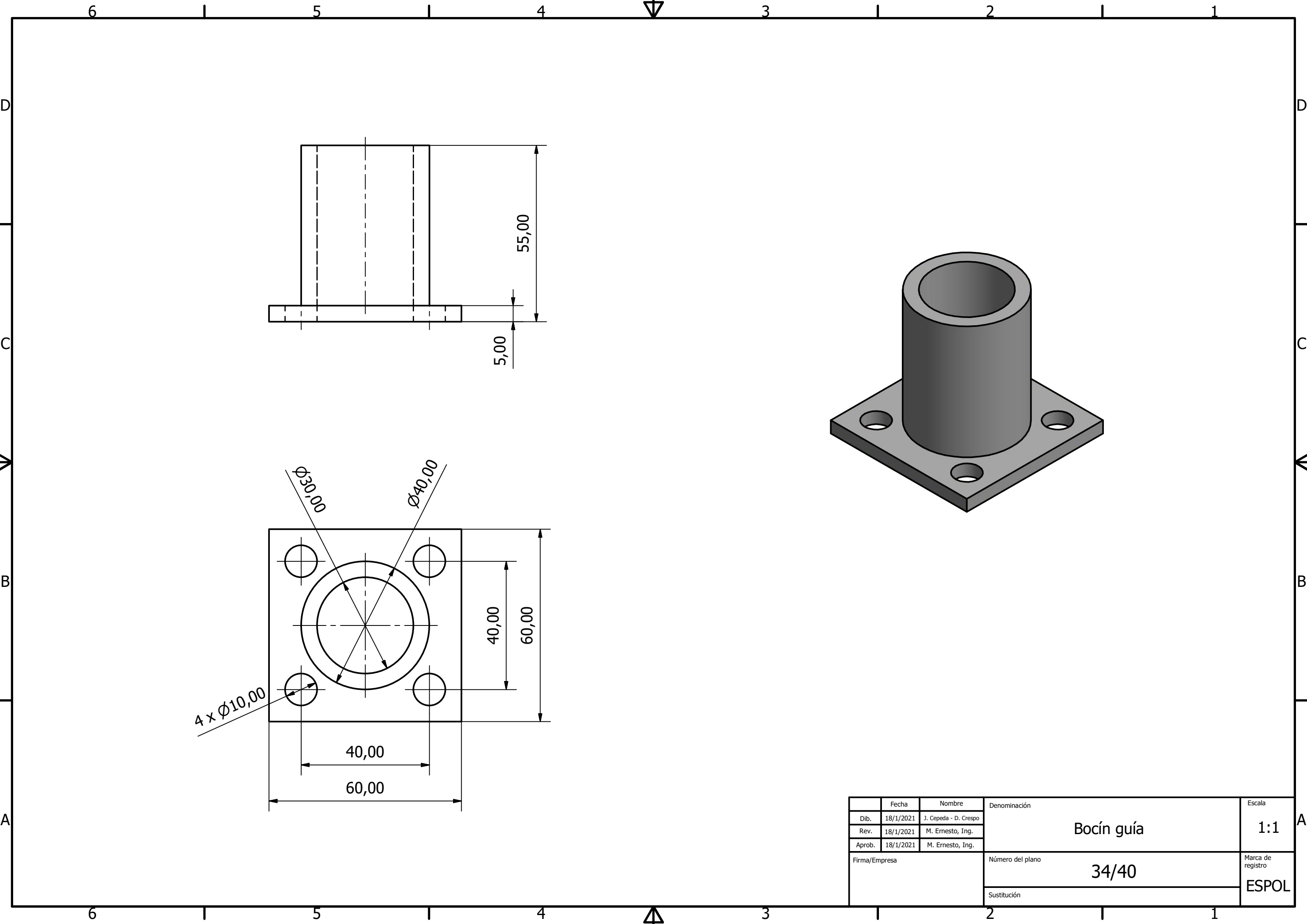
	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Sistema de ingreso y salida de bloques	1:15
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			31/40	ESPOL
			Sustitución	



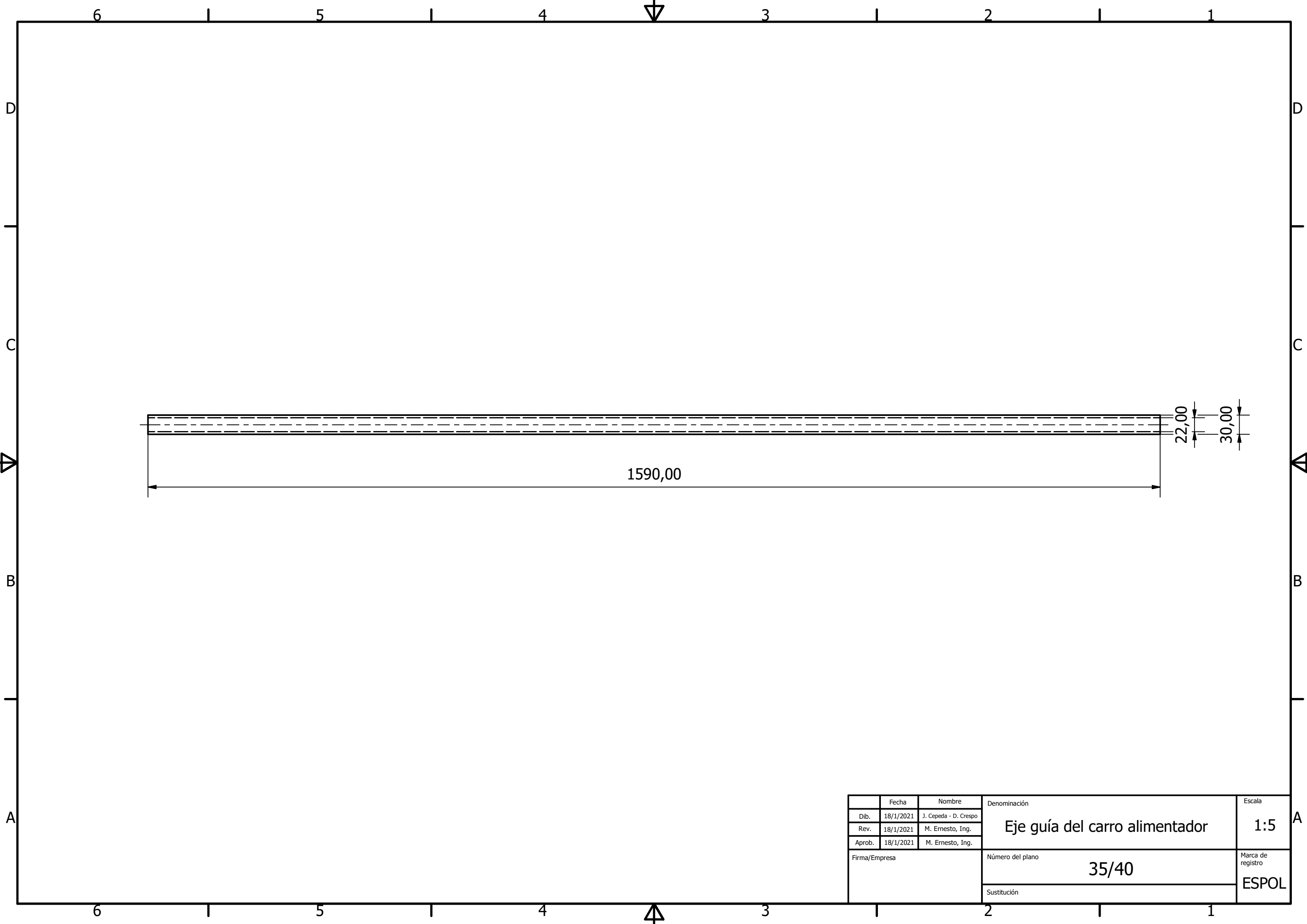
Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib. 18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Bocín eje guía	1:2
Rev. 18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob. 18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa		Número del plano	Marca de registro
		32/40	ESPOL
		Sustitución	



	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Estructura banda transportadora	1:30
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			33/40	ESPOL
			Sustitución	



	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Bocín guía	1:1
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			34/40	ESPOL
			Sustitución	

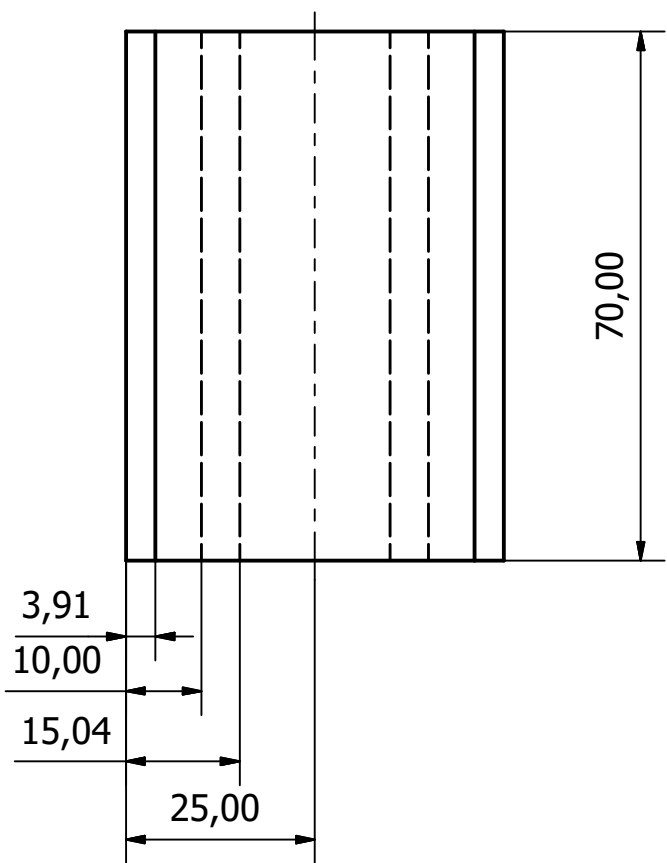
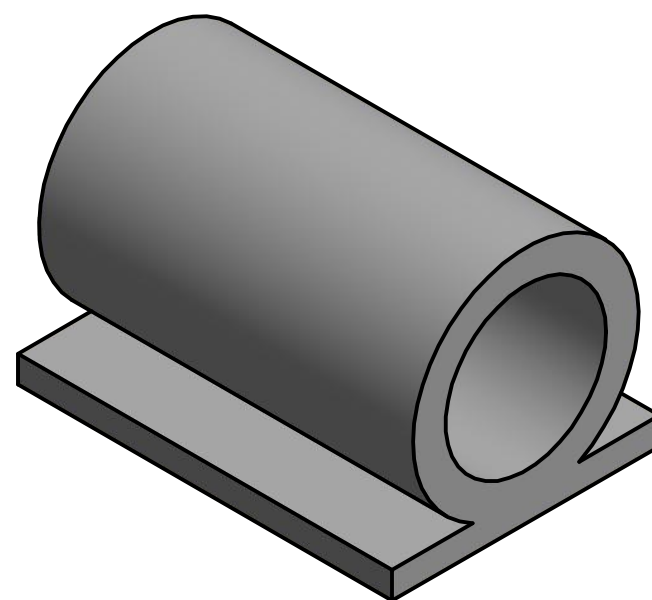
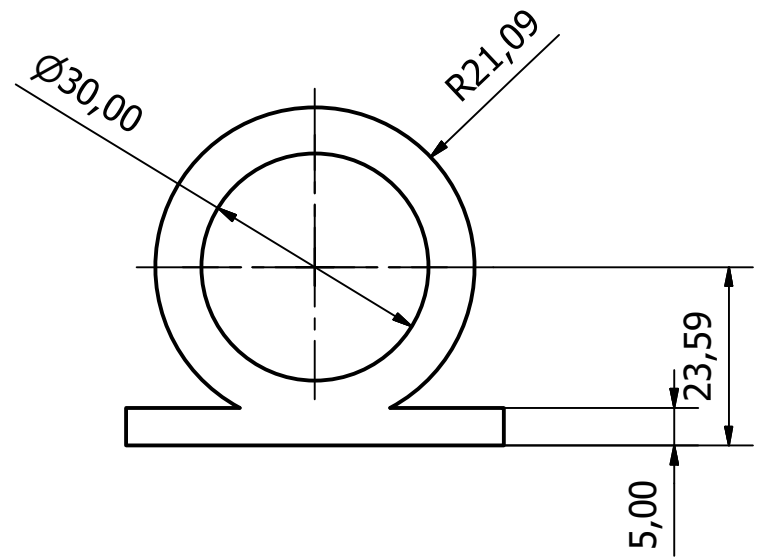


1590,00

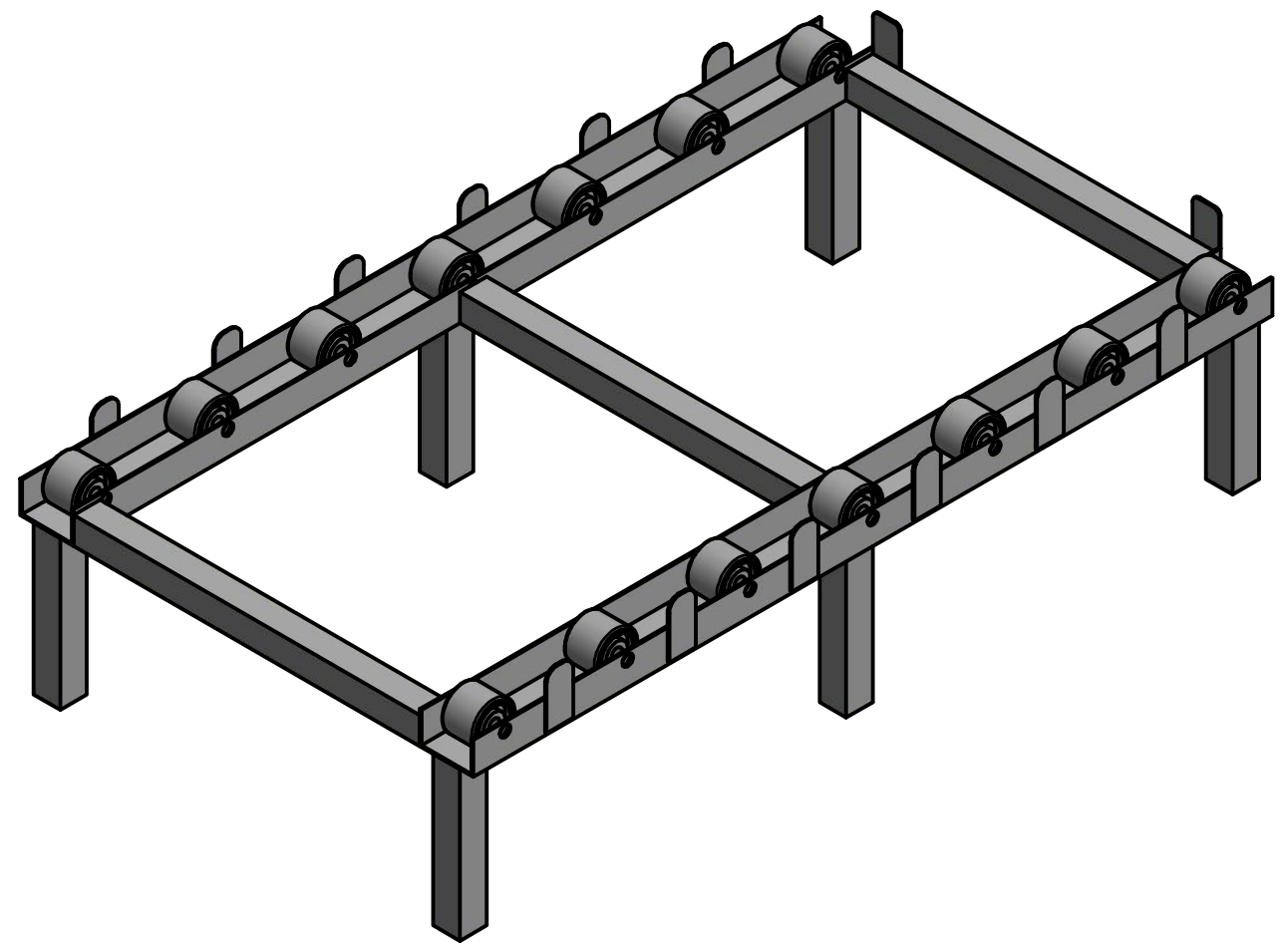
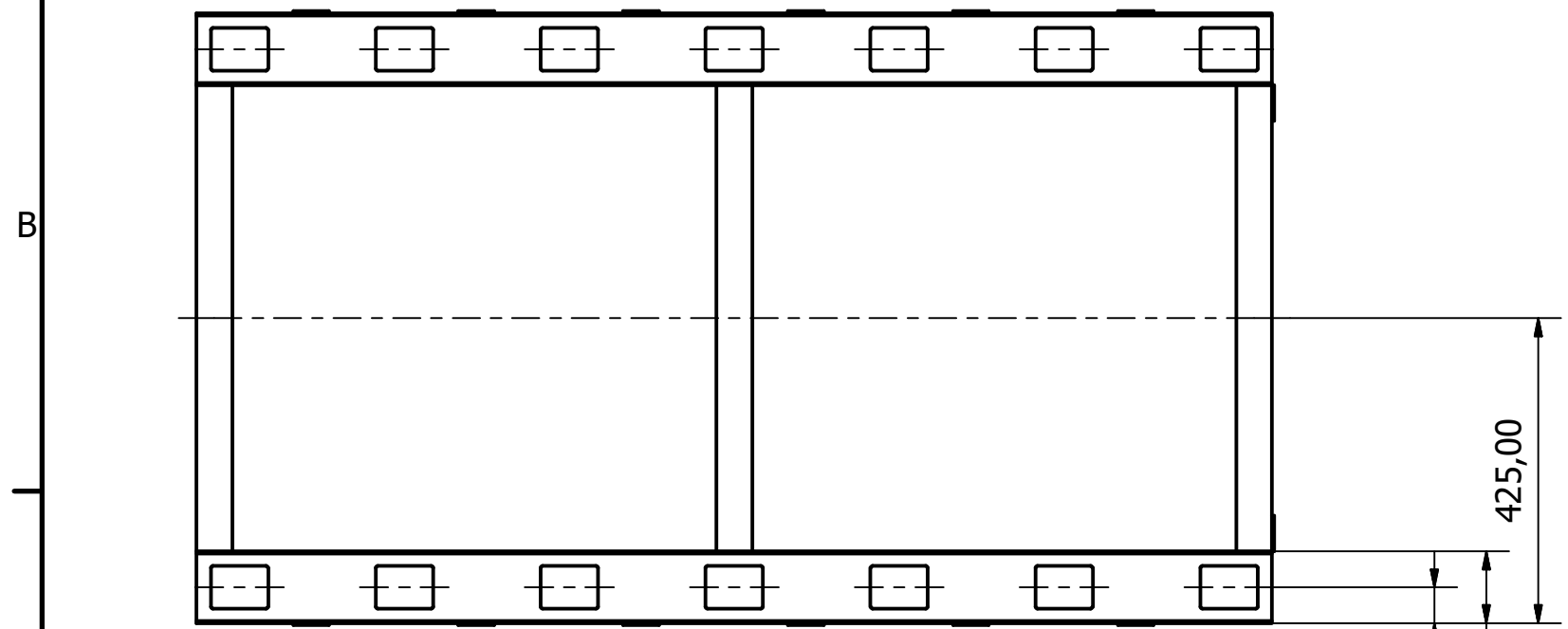
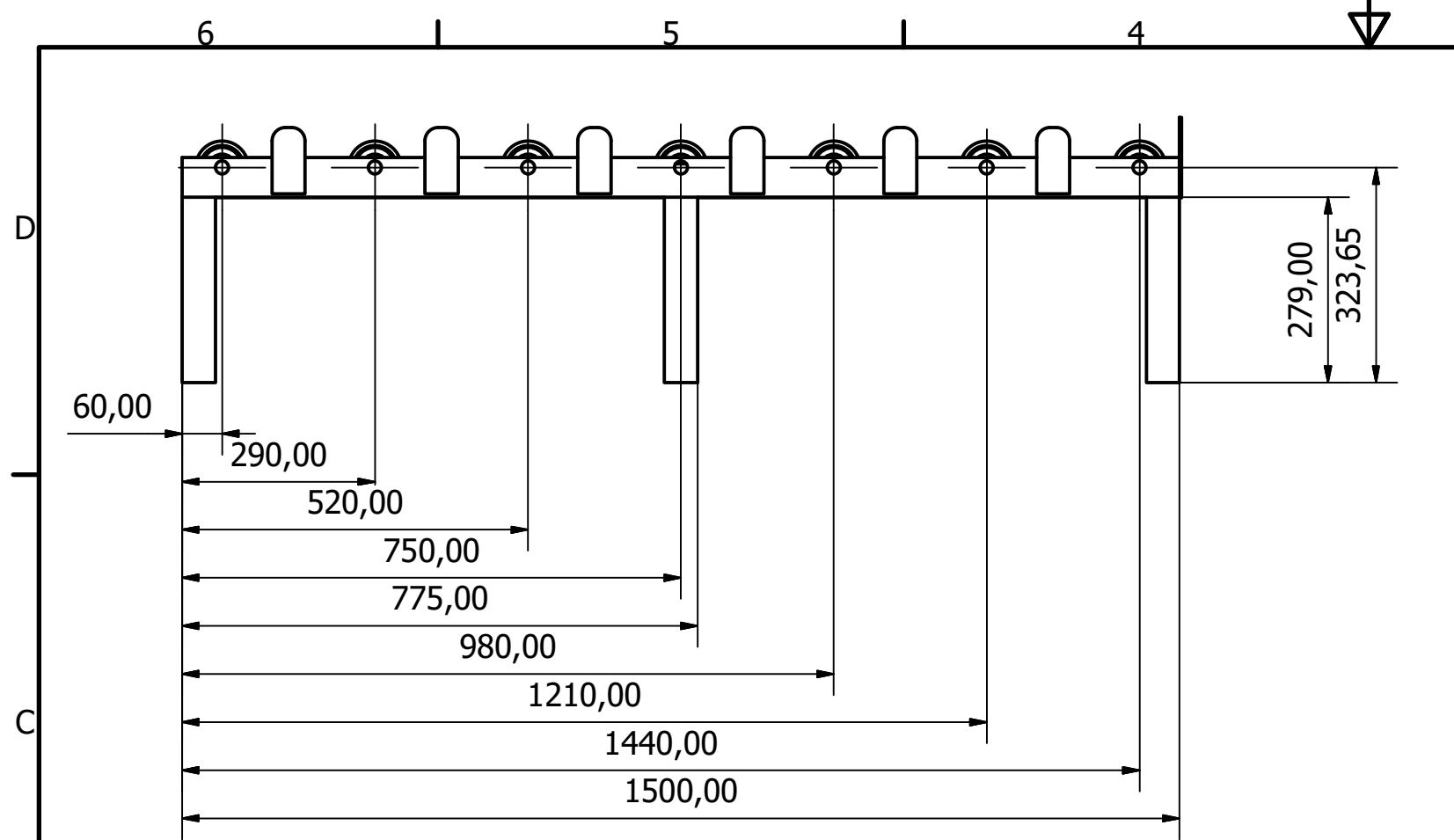
22,00

30,00

	Fecha	Nombre	Denominación <b>Eje guía del carro alimentador</b>	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo		1:5
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano <b>35/40</b>	Marca de registro <b>ESPOL</b>
			Sustitución	

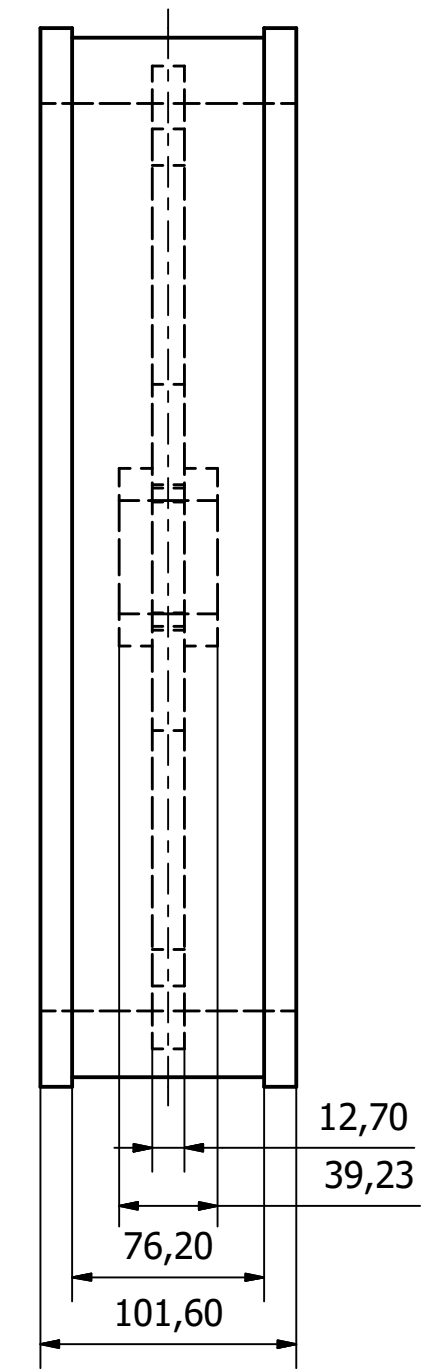
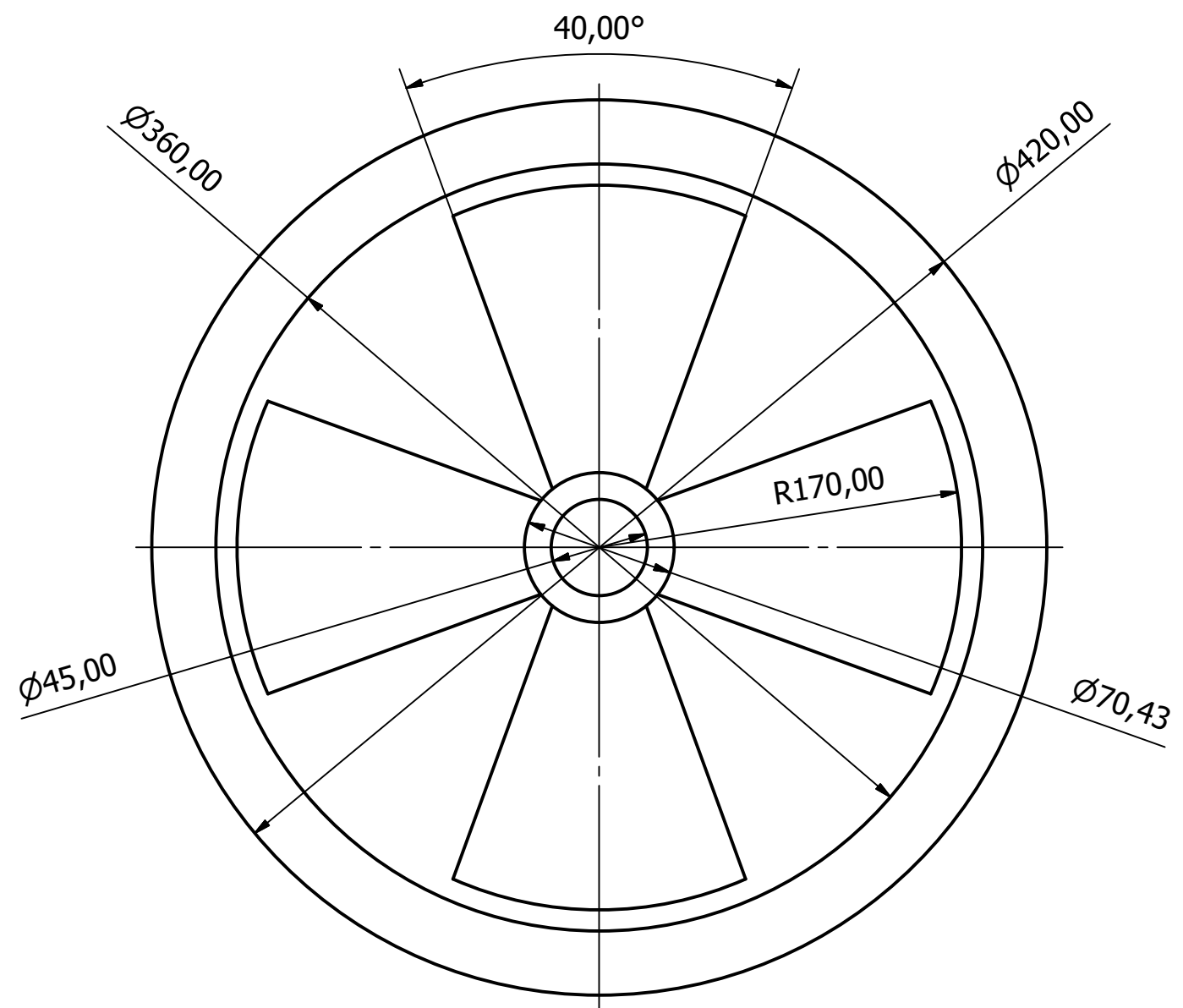


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Corredera	1:1
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			36/40	ESPOL
			Sustitución	

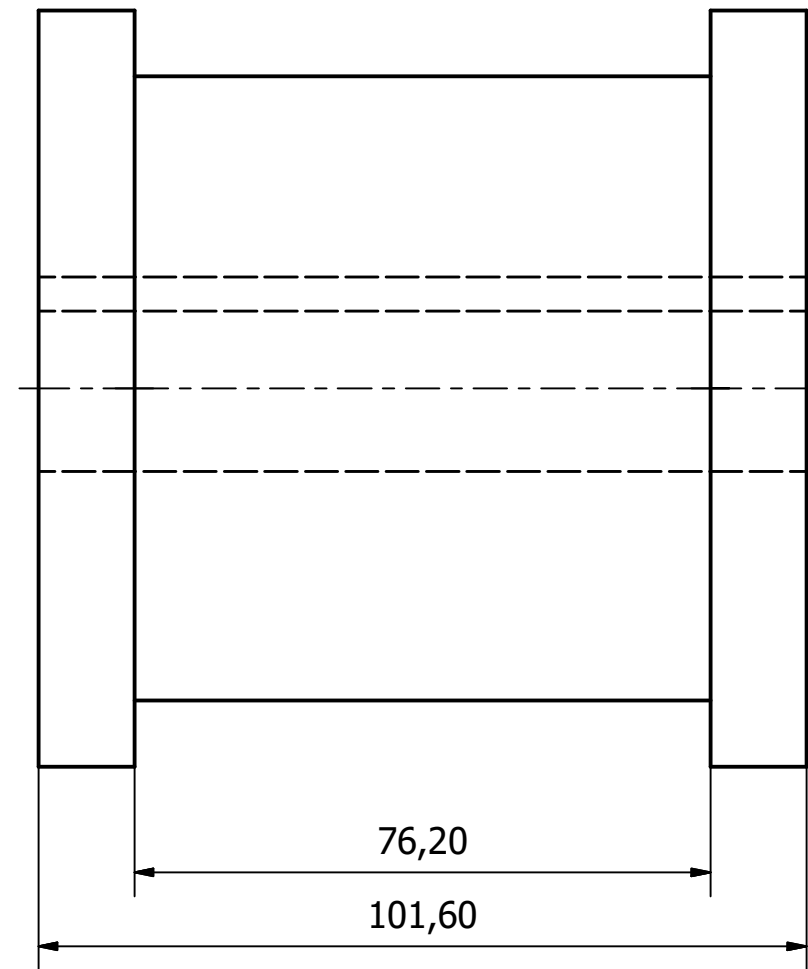
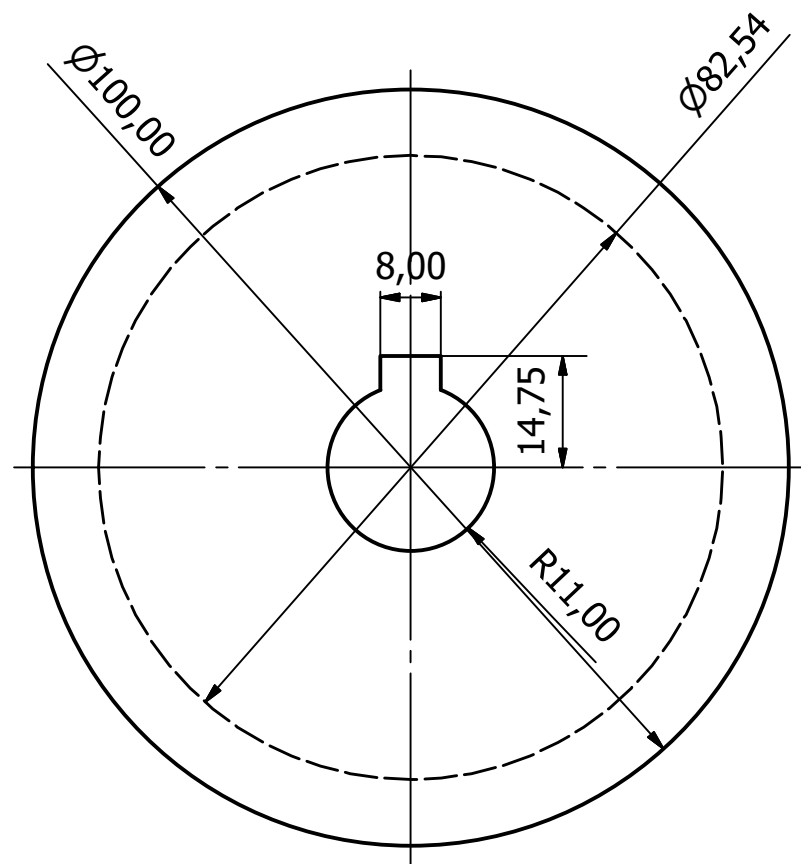


	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Sistema de extracción de bloques	1:10
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			37/40	ESPOL
			Sustitución	

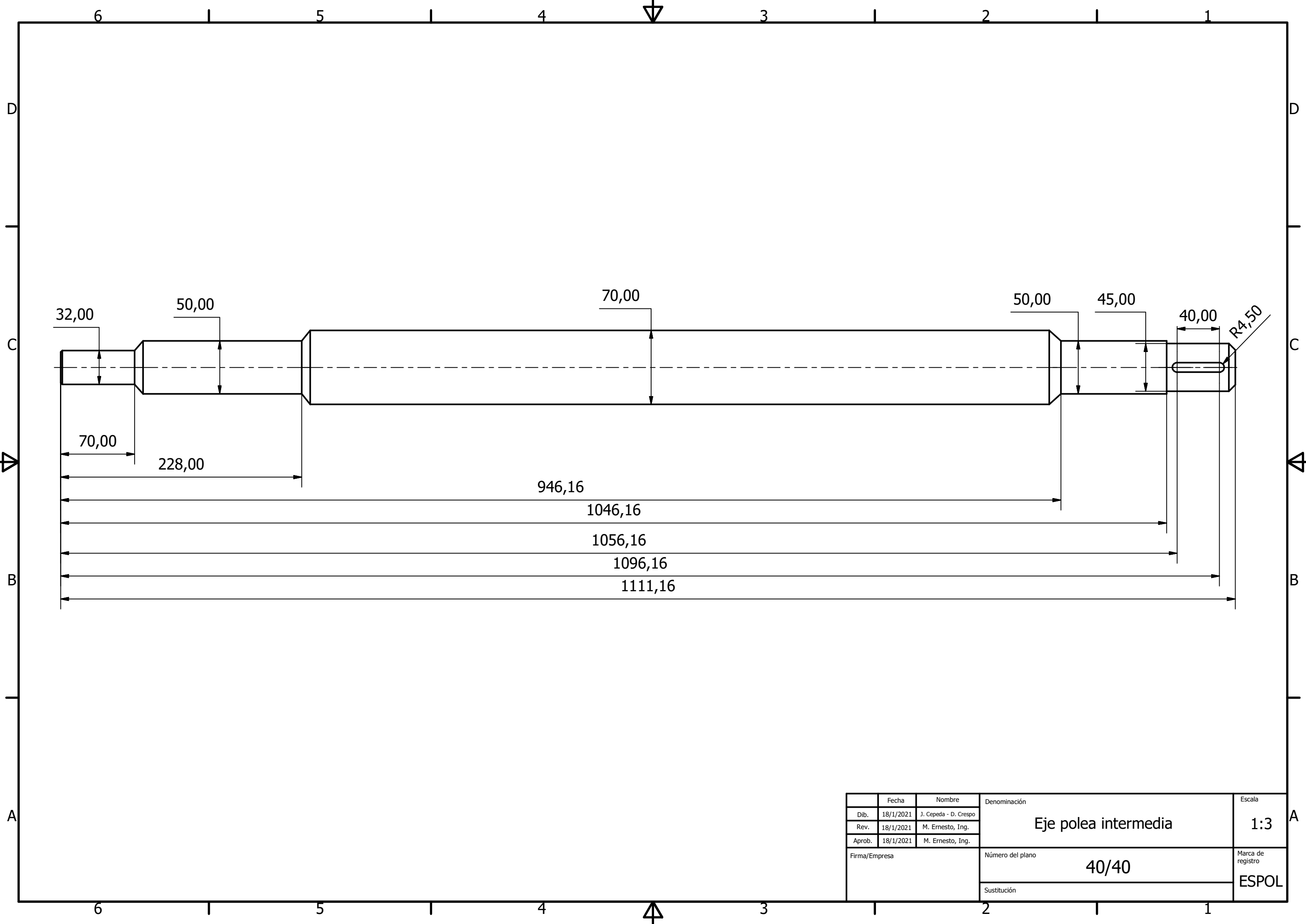




	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Polea banda transportadora	1:3
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			38/40	ESPOL
			Sustitución	



	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Polea motor banda	1:1
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			39/40	ESPOL
			Sustitución	



	Fecha	Nombre	Denominación	Escala
Dib.	18/1/2021	J. Cepeda - D. Crespo	Eje polea intermedia	1:3
Rev.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Aprob.	18/1/2021	M. Ernesto, Ing.		
Firma/Empresa			Número del plano	Marca de registro
			40/40	ESPOL
			Sustitución	