

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE 160 KG/H DE
TAPAS DE BOTELLAS DE PLÁSTICOS**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR

WALKER MAURICIO PORTUGAL ZEVALLOS

ASESOR:

ELISEO BENJAMÍN BARRIGA GAMARRA

Lima, Junio, 2022

Resumen

La industria del procesado y reutilización de polímeros ha crecido en los últimos años y seguirá incrementándose conforme la sociedad continúe en este proceso de consumo masivo de productos. En el Perú, el proceso de reutilización de polímeros tiene el potencial de desarrollar oportunidades de negocios e industrialización en las personas encargadas de estas actividades. Sin embargo, la mayoría de procesos realizados por pequeños recolectores peruanos son, en su mayoría, artesanales. La industria de reciclaje peruana tiene que mejorar sus procesos para que esta actividad pueda ser más rentable para las personas encargadas y que esto genere una cultura de cambio en la idiosincrasia peruana. Es por ello que se ha visto la oportunidad de poder ser parte de este proceso diseñando un equipo que puedan mejorar sus actividades de procesamiento.

Para el presente trabajo, se requiere un equipo que permita triturar tapitas de botellas de envases plásticos. El material de estas tapitas es, en su mayoría, polietileno de alta densidad (HDPE). En este trabajo, se describe el proceso para el desarrollo de un problema medioambiental aplicando conceptos de ingeniería utilizando la norma VDI 2221. Se diseñarán componentes de estructura y elementos de máquinas en el proceso de trituración.

Primero, se inicia el trabajo con una búsqueda de tecnologías similares; luego, se definen los requerimientos necesarios que debe tener el prototipo. Después, se pasa por un proceso de selección de alternativas para obtener la mejor opción de acuerdo a criterios técnicos y económicos. A continuación, se desarrollan los cálculos y ecuaciones con los que se dimensionarán los elementos de máquinas, geometrías de elementos de máquinas y selección de componentes para su compra. Finalmente, se elaborarán planos de ensamble y despiece para la posterior construcción del equipo. Asimismo, el trabajo finaliza con la cotización de los materiales, elementos de máquinas y mecanizado de las piezas.

El resultado del presente trabajo es un equipo de dimensiones de 1583 mm x 501 mm x 1175 mm con un motorreductor de 3 kW de potencia para el proceso de trituración.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE 160 KG/H DE TAPAS DE BOTELLAS DE PLÁSTICOS**

ÁREA : Diseño

PROPUESTO POR : Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

ASESOR : Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra

TESISTA : Walker Mauricio Portugal Zevallos

CÓDIGO : 20134711

FECHA : 08.11.2021

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El uso masivo del plástico en la vida cotidiana está generando la acumulación de residuos que difícilmente son degradados de manera natural. Las botellas de plástico son envases muy utilizados para su uso en envases de bebidas. Uno de los problemas que más se encuentran en el uso de este tipo de recipientes es su acumulación y desecho en lugares donde afecta y, en algunos casos, destruye la flora y fauna de un ecosistema. Por ello, una de las soluciones a este problema es la reutilización de los compuestos plásticos; con ello, se busca reducir el impacto ambiental que provoca el uso indiscriminado de este tipo de residuos.

El objetivo del presente trabajo es diseñar un equipo que permita triturar las tapas de polímeros que se utilizan en las botellas de plástico para su posterior uso en otras actividades industriales. El presente trabajo utilizara la metodología del diseño enseñado en la especialidad y basado en la norma VDI 2221. De esta manera, se espera diseñar un equipo con el que podamos triturar las tapitas de las botellas de plásticos, y que estas piezas fraccionadas puedan ser utilizados en otros procesos, recuperando y reciclando así este material. Con el diseño de este equipo, se busca mejorar las actividades que involucran el procesamiento y reutilización de materiales plásticos en la industria nacional.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA DE 160 KG/H DE
TAPAS DE BOTELLAS DE PLÁSTICOS**

Introducción

1. Definición del problema y estado de la tecnología
2. Desarrollo de la solución al problema
3. Cálculos y especificaciones de fabricación de componentes
4. Planos y costos de fabricación del equipo
5. Conclusiones y recomendaciones

Bibliografía

Anexos

Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra
Asesor



Dedicatoria

*Este trabajo es para
mis padres Walker y Patricia,
y mi hermana Claudia
sin su apoyo y consejos
este trabajo no habría llegado a tener su final.*



Agradecimientos

- A la Pontificia Universidad Católica del Perú, especialmente, a la Sección de Ingeniería Mecánica por los años de estudio, actividades y formación.
- A mi asesor Dipl. Ing. Eliseo Benjamín Barriga Gamarra por su asesoría, comentarios y enseñanzas en todo el proceso.
- A los revisores y miembros del jurado .
- A mi tío César, que siempre me motivó en estudiar en la Universidad Católica y su entusiasmo por enseñarme y apoyarme desde el colegio.
- A mis familiares cercanos, que me apoyaron siempre de manera incondicional.
- A todos mis compañeros y amigos universitarios, familiares y compañeros de trabajo que me apoyaron en la toma de decisiones, proyectos y actividades de la facultad para poder terminar el presente trabajo.

Índice General

Resumen	I
Dedicatoria	II
Agradecimientos	III
Índice General	IV
Índice de figuras	VII
Índice de tablas	X
I. Definir del problema y estado de la tecnología	2
1.1. Contexto Mundial	2
1.2. Definición del proceso de reciclaje	3
1.2.1. Reciclaje Primario	4
1.2.2. Reciclaje Secundario	4
1.2.3. Reciclaje Terciario	5
1.2.4. Reciclaje Cuaternario	5
1.3. El caso peruano	5
1.4. Definición del problema	6
1.5. Objetivos	8
1.5.1. Objetivo General	8
1.5.2. Objetivo Específico	9
1.6. Estado del Arte	9
1.7. Estado de la Tecnología	11
1.8. Trituradora de rodillos	11
1.8.1. Trituradora de un rodillo	11
1.8.2. Trituradora de dos rodillos	12
1.9. Trituradora de cuchillas	13
1.9.1. Tipo de cuchilla de las trituradoras	13
1.9.2. Trituradora de cuchillas de 4 ejes	16

1.9.3.	Trituradora de cuchillas de 2 ejes	16
1.9.4.	Trituradora de cuchillas de 1 ejes	17
II.	Desarrollo de la Solución al Problema	19
2.1.	Lista de exigencias	19
2.2.	Definición de la estructura de funciones	22
2.3.	Estructura de funciones	23
2.4.	Matriz Morfológica	24
2.5.	Conceptos de Solución	25
2.5.1.	Concepto de Solución 1	25
2.5.2.	Concepto de Solución 2	26
2.5.3.	Concepto de Solución 3	26
2.6.	Evaluación preliminar del concepto de Solución	27
2.7.	Proyecto Preliminar	28
2.7.1.	Proyecto Preliminar 1	29
2.7.2.	Proyecto Preliminar 2	29
2.7.3.	Proyecto Preliminar 3	30
2.8.	Evaluación Técnico-Económica	31
III.	Cálculos y especificaciones de fabricación de componentes	33
3.1.	Valores y Geometrías iniciales para el diseño	33
3.1.1.	Cálculo de la velocidad de rotación del motor reductor	33
3.1.2.	Caja de trituración	34
3.2.	Cálculo de la fuerza de corte	35
3.3.	Geometría de las cuchillas	36
3.3.1.	Configuración de las cuchillas de corte	37
3.4.	Definiendo la capacidad de trituración del equipo	41
3.5.	Separadores de cuchillas	42
3.6.	Eje de Corte	43
3.6.1.	Dimensionamiento del eje de corte	43
3.6.2.	Dimensionamiento de la zona de las chumaceras	46
3.6.3.	Verificación de la chaveta de transmisión de potencia.	48
3.6.4.	Tolerancias del eje	49
3.7.	Dimensionamiento del tamiz	50
3.8.	Selección del motorreductor	51
3.8.1.	Cálculo de la potencia de corte necesaria para el proceso	51
3.8.2.	Verificación del cálculo con el motor reductor seleccionado	52
3.8.3.	Cálculo para el arranque del motor reductor	53
3.8.4.	Diagrama de arranque del motor reductor	54
3.9.	Selección y cálculo del acomplamiento de unión entre el eje de corte y el motor reductor	55

3.10. Selección y cálculo de las chumaceras y los rodamientos	57
3.10.1. Vida Nominal del Rodamiento	59
3.10.2. Selección del lubricante o grasa	60
3.10.3. Verificación para la grasa o lubricante seleccionado	62
3.11. Cálculo de la unión atornillada de la caja de corte	67
3.11.1. Cálculo de la rigidez del tornillo	69
3.11.2. Cálculo de la rigidez de las placas	72
3.11.3. Definiendo la fuerza de asentamiento en la unión.	73
3.11.4. Cálculo de la fuerza de montaje y momento de montaje máxima	74
3.11.5. Cálculo de la resistencia mecánica del tornillo	76
3.12. Cálculo de la estructura metálica	78
3.12.1. Barra en U para soporte de las chumaceras	79
3.12.2. Cálculo de la unión soldada entre la barra rectangular de soporte y la barra superior derecha	80
3.12.3. Análisis de esfuerzos en la barra Superior derecha	83
3.12.4. Análisis por pandeo para la barra cuadrada	85
3.13. Selección de las garruchas	87
3.13.1. Cálculo del peso total de la máquina	87
IV. Planos y Costos de Fabricación del equipo	89
4.1. Planos de fabricación para la máquina	89
4.2. Costos de Fabricación	90
4.2.1. Costo de diseño del producto	90
4.2.2. Costo de los componentes	91
4.2.3. Costo de fabricación	92
4.2.4. Costo total	92
V. Conclusiones y recomendaciones	93
5.1. Conclusiones	93
5.2. Recomendaciones	94
Bibliografía	95

Índice de figuras

1.1. Demanda de plásticos por segmento o área de aplicación y tipo de resina o polímero en Europa (Hartmann, 2007).	3
1.2. Recicladores realizando la separación de desechos.	7
1.3. Ciclo de proceso de reciclado de plásticos en el Perú.	7
1.4. Trituradora de 1 rodillo modelo UNI-SHEAR SR300.	12
1.5. Trituradora de residuos sólidos. Patente US8393562B1.	12
1.6. Cuchillas para trituradora de cables (Hill, 1986).	14
1.7. Cuchillas para trituradora de residuos sólidos municipales (Hill, 1986).	14
1.8. Cuchillas para Trituradora de neumáticos (Hill, 1986).	15
1.9. Trituradora de cuchillas de 4 ejes modelo Untha RS30	16
1.10. Trituradora de 2 ejes con cuchillas de Vogelsang Ripper XRL.	17
1.11. Trituradora de Precious Plastic Shredder del diseñador Dake Hakkens.	17
2.1. Tapitas de plástico antes y después de ingresar al equipo.	19
2.2. Estructura de funciones.	23
2.3. Matriz Morfológica de conceptos de solución.	24
2.4. Concepto de Solución 1.	25
2.5. Concepto de Solución 2.	26
2.6. Concepto de Solución 3.	27
2.7. Proyecto Preliminar 1	29
2.8. Proyecto Preliminar 2.	30
2.9. Proyecto Preliminar 3.	30
2.10. Recta de 45° de la evaluación técnica-económica.	32
3.1. Vista frontal de la caja de trituración.	34
3.2. Diagrama de cuerpo libre (DCL) del corte del material (Tschaetsch, 2005).	35
3.3. Sección de corte del polímero a cortar (Tschaetsch, 2005).	35
3.4. Ensamble de cuchillas en el eje de corte.	37
3.5. DCL de las fuerzas presentes en la cuchilla.	38
3.6. Geometría de la cuchilla dinámica	40
3.7. Geometría de la cuchilla estática	40
3.8. Geometría de la zona de corte de la cuchilla.	41

3.9. Área de la sección de corte de la cuchilla.	42
3.10. Separadores de cuchillas estáticas (Izquierda) y dinámicas (Derecha) del equipo.	43
3.11. DCL del eje estriado con la carga total (Idealización) y sus apoyos.	44
3.12. Diagrama de Fuerza Cortante (DFC) y Diagrama de Momento Flector (DMF) del eje estriado.	45
3.13. Zona crítica en el eje estriado.	48
3.14. Diagrama de cuerpo libre (DCL) de las fuerzas presentes en el canal chavetero durante su funcionamiento.	48
3.15. Partes del eje estriado de la máquina.	50
3.16. Geometría del colador de la trituradora.	50
3.17. Catálogo de motores eléctricos SEW Eurodrive.	52
3.18. Vista isométrica del eje estriado.	53
3.19. Diagrama de potencia y control para el motorreductor de la máquina.	55
3.20. Acoplamiento KTR serie ROTEX.	56
3.21. Tabla de acoplamiento Rotex.	57
3.22. Eje de corte apoyado en Chumaceras.	58
3.23. Gráfica de la viscosidad v_1 requerida de operación.	59
3.24. Clasificación de la viscosidad según la norma ISO 3448.	60
3.25. Selección del factor η_c para distintos niveles de contaminación del rodamiento.	61
3.26. Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de rodillos.	62
3.27. Tabla de valores permisibles para lubricación con grasa.	63
3.28. Valores de entrada para la selección de la grasa.	64
3.29. Datos técnicos de la grasa LGWM 2 para nuestra aplicación.	64
3.30. Estimado de la viscosidad de operación de lubricante seleccionada.	65
3.31. Intervalos de lubricación a temperaturas de funcionamiento.	66
3.32. Unión atornillada de la caja de trituración	67
3.33. Diagramas de esfuerzos para las uniones atornilladas tornillo tuerca.	68
3.34. Diagrama de distribución de los esfuerzos de compresión de la unión atornillada	69
3.35. Diagrama para determinar la rigidez del tornillo.	70
3.36. Dimensiones del Tornillo M12x45.	70
3.37. Diagrama de la constante de rigidez para un tronco de cono.	72
3.38. Diagrama de la constante de rigidez para un cilindro.	72
3.39. Diagrama de la fuerza de montaje mínimo y máximo en la unión.	73
3.40. Unión atornillada usando un pin de expansión.	78
3.41. Estructura de la máquina, que esta compuesta en su mayoría por perfiles de acero estructural.	78
3.42. DCL de la barra rectangular que soporta a la chumacera.	79
3.43. Diagrama de fuerza cortante de la barra.	80
3.44. DCL de las fuerzas que se aplican a la unión soldada.	81
3.45. Diagrama de cuerpo libre de los esfuerzos presentes en el cordón de soldadura.	81
3.46. Diagrama de cuerpo libre de la barra mas cargada de la estructura.	84

3.47. Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector de la barra rectangular superior.	84
3.48. Zonas de pandeo según Johnson (J : zona de Johnson, E : zona de Euler).	85
3.49. Vista frontal de la estructura tipo armadura de la máquina.	87
3.50. Garrucha de la marca Brickel.	88



Índice de tablas

1.1.	Nombres estándares para los tipos de reciclaje de plásticos.	4
1.2.	Composición promedio de residuos en el Perú según MINAM (2012)	6
1.3.	Precios de la comercialización de residuos sólidos por centros de recolección e industrias por kilogramo y cantidad de residuos recogidos por día (López, 2013).	8
1.4.	Plásticos comunes en la industria de reciclado (American Chemistry Council).	9
1.5.	Propiedades mecánicas de los compuestos plásticos (Dave Hakkens, 2016).	11
1.6.	Tabla con los valores de torque y rotación promedio.	15
1.7.	Tabla con los modelos de máquina encontrados y sus propiedades.	18
2.1.	Lista de Exigencias.	20
2.2.	Lista de Exigencias (continuación).	21
2.3.	Lista de procesos.	22
2.4.	Evaluación preliminar de los conceptos de solución	28
2.5.	Evaluación técnica de los proyectos preliminares.	31
2.6.	Evaluación económica de los proyectos preliminares.	32
3.1.	Estracto de la norma DIN 5462 del material del curso de elementos de máquinas.	38
3.2.	Modelamiento del tornillo en 5 tramos.	70
3.3.	Resultados del cálculo para todos los tramos del tornillo.	71
3.4.	Propiedades de los aceros según el Eurocódigo 3.	83
4.1.	Codificación y descripción de los planos para el presente trabajo	89
4.2.	Lista de planos del presente trabajo.	90
4.3.	Costo de los componentes a comprar.	91
4.4.	Costo de los elementos de máquina para ser manufacturados.	92
4.5.	Costo total del equipo.	92

Introducción

Los plásticos son materiales ligeros, de bajo costo y materiales durables; además tienen una gran variedad de aplicaciones. En su gran mayoría están hechos de cadenas poliméricas y variadas. Una gran aplicación de estos materiales son utilizados para la fabricación de empaques u otros productos de corta vida de duración (Jefferson Hopewell y Kosior, 2009). Sin embargo, su uso y deshecho actual está provocando problemas medio ambientales. Uno de estos problemas que se están presentando es la acumulación de residuos, ya que estos demoran años en descomponerse. Esto provoca que los residuos producidos en zonas urbanas lleguen a otros ecosistemas como los mares, océanos y reservas naturales, provocando la contaminación de estos ambientes afectando a la vida silvestre que vive en estos.

Con el objetivo de reducir el impacto medioambiental, el presente trabajo busca alinearse con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) establecidos por la ONU como "Garantizar modalidades de consumo y producción sostenibles" y "Conservar y utilizar sosteniblemente los océanos, los mares y los recursos marinos para el desarrollo sostenible" (Minam, 2016). El reciclaje se presenta como una solución a este problema de acumulación y reutilización de residuos. La palabra reciclaje proviene del verbo reciclar que, según la Real Academia de la Lengua Española (RAE), significa someter un material usado a un proceso para que se pueda volver a utilizar. Entre las ventajas de reciclaje permiten la reutilización de residuos permitiendo el ahorro de insumos, capital y energía; la creación de nuevos puestos de trabajos para las personas involucradas; y la creación de materiales alternativos que puedan ser reutilizados.

El presente trabajo presenta una propuesta de solución para poder procesar las tapas de botellas de plásticos y estos puedan ser reutilizados en otros procesos de fabricación.

Capítulo I

Definir del problema y estado de la tecnología

1.1. Contexto Mundial

En los últimos años se ha fomentado el uso indiscriminado del plástico en bastantes industrias. Una de las industrias donde más se ha aumentado su uso es la industria alimentaria, donde los envases se fabrican en mayoría a base de polímeros. Las botellas de plástico son envases muy utilizados para el envase de bebidas gaseosas, aguas y energizantes. Una vez que el producto es consumido se bota y ya no se vuelve a usar. El problema comienza cuando estos desechos, que demoran cientos de años en degradarse, terminan en ambientes naturales donde personas y seres vivos conviven. De acuerdo al siguiente gráfico, la actividad industrial que más utiliza materiales poliméricos es el embalaje junto con la industria de la construcción. (Hartmann, 2007)

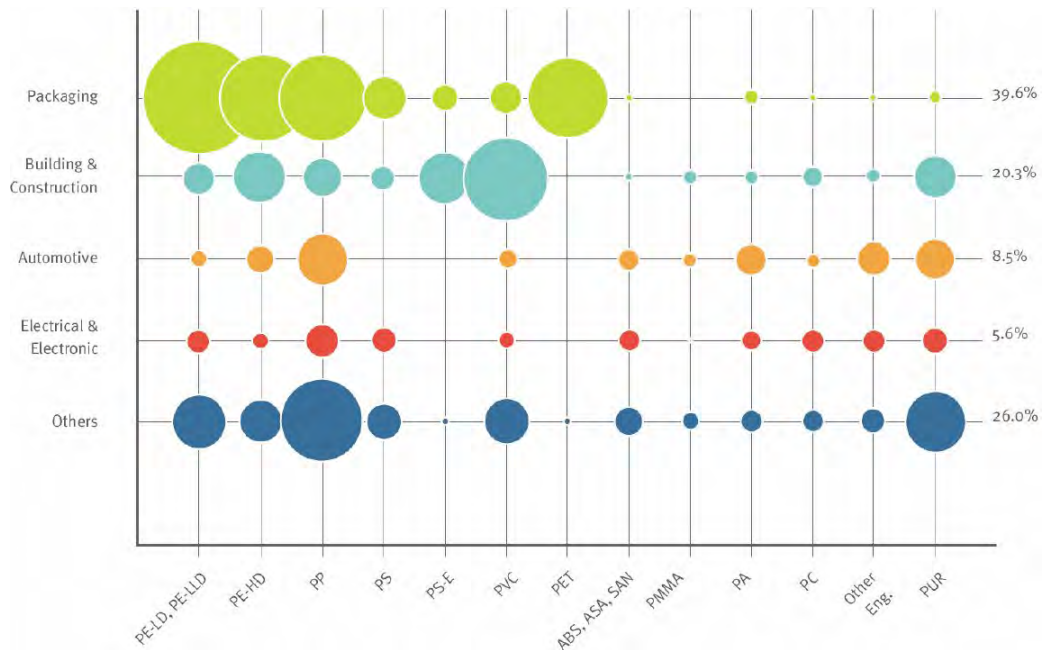


Figura 1.1: Demanda de plásticos por segmento o área de aplicación y tipo de resina o polímero en Europa (Hartmann, 2007).

De este gráfico, podemos concluir que las actividades que más residuos generan son la industria de la construcción y embalaje de productos. Muchos de estos residuos pueden volver a ser reutilizados en otras actividades. No obstante, se debe saber cuáles son los materiales que pueden volver a ser reutilizados, ya que no todos los materiales se podrán reutilizar.

1.2. Definición del proceso de reciclaje

El reciclaje de plásticos permite la reutilización de este material y su reintroducción en actividades productivas. (Jefferson Hopewell y Kosior, 2009) Las actividades que más se benefician de este uso son en gran parte las industrias de embalaje y desarrollo de recipientes. Según las normas de la ASTM, el reciclaje puede clasificarse en 4 tipos: primario, secundario, terciario y cuaternario. En la siguiente tabla se presentan los 4 tipos de reciclaje con su respectiva normativa y definición.

Tabla 1.1: Nombres estándares para los tipos de reciclaje de plásticos.

Definición según ASTM D5033	Norma equivalente en ISO 15270	Otros términos equivalentes
Reciclaje primario	Reciclaje mecánico	Reciclaje de lazo cerrado
Reciclaje secundario	Reciclaje mecánico	Degradación
Reciclaje terciario	Reciclaje químico	Reciclaje de materias primas
Reciclaje cuaternario	Recuperación de energía	Valorización

La actividad de reciclaje tiene diferentes terminologías y una amplia gama de actividades y procesos que esta involucra. A continuación, se procede a describir los cuatro tipos de actividades de reciclaje que define la norma ASTM D5033.

1.2.1. Reciclaje Primario

Conocido como el reciclaje de lazo cerrado, ya que el material que se utiliza vuelve a reinsertarse a las actividades de las que proviene. Este reciclaje es el más utilizado en industrias, ya que se puede aprovechar los residuos de actividades su producción para poder generar un nuevo producto con valor agregado (Goodship, 2007). Este tipo de reciclaje tiene los siguientes procesos:

- **Separación:** Empieza con el proceso de separar los materiales que se pueden reciclar de los que no. En el caso de los plásticos se deben agrupar materiales del mismo tipo, para evitar combinarlos.
- **Limpieza:** Los materiales tienen que limpiarse usando detergentes, ya que los plásticos tienen normalmente residuos como comidas, bebidas, tierra, etc.
- **Reducción de tamaño:** El polímero pasa reducir su tamaño a pequeños granos de diferentes formas, ya sea por un proceso de molido o cizallado.
- **Reprocesamiento:** El material reciclado es fundido para poder ser reutilizado, ya sea en un nuevo producto o se reutiliza para el mismo propósito del que provino.

1.2.2. Reciclaje Secundario

El reciclaje secundario es similar al reciclaje primario, solo que las propiedades del material polimérico son inferiores al material original. El material para este reciclaje ya ha sido reutilizado, por lo que sus propiedades mecánicas no serán las mismas que el material original. Este está

sujeto a límites prácticos y económicos para su uso más allá del 15 % de la utilización de residuos (Goodship, 2007).

1.2.3. Reciclaje Terciario

El reciclaje terciario, comúnmente descrito como un reciclaje químico, tiene un proceso es completamente diferente a los 2 anteriores ya que este involucra procesos químicos. Estos permiten descomponer el polímero en pequeñas moléculas y así poder separar las impurezas contenidas en el material de origen. Este proceso permite crear nuevos materiales como polímeros o derivados del petróleo como ceras y parafinas (Goodship, 2007). Ejemplos de este tipo de procesos son el craqueo (cracking) y la hidrogenización.

1.2.4. Reciclaje Cuaternario

El reciclaje cuaternario es la recuperación de la energía, energía de los residuos y su revalorización. Ya que los polímeros son compuestos derivados del petróleo, estos podrían ser una fuente de combustibles cuando son incinerados. La cantidad de energía liberada por estos compuestos dependerá bastante de su capacidad calorífica (Goodship, 2007). Por ejemplo, los residuos plásticos tienen una capacidad calorífica de 35 MJ/kg, comparado con las capacidades del papel y residuos orgánicos, que son de 16 y 3 MJ/kg, respectivamente.

1.3. El caso peruano

Según datos brindados por Diario Gestión: “En el 2011, la producción nacional de basura fue de 7.2 millones de toneladas, 45 % del cual se generó en Lima. ¿Qué hacemos los peruanos con tanta basura? Mientras que la industria del reciclaje despegaba en el plano internacional, aquí esta oportunidad de negocio es desperdiciada” (Diario Gestión, 2014). Es por ello que se necesita iniciar un plan de industrialización para fomentar el desarrollo de empresas que se dediquen al reciclaje de polímeros en el país. En el Perú, la mayor parte de botellas de bebidas son consideradas residuos sólidos a desecharse, y muchas veces la falta de educación en la población provoca que este residuo termine en las calles de nuestras ciudades y en las áreas de reserva de especies animales y vegetales. De acuerdo con los datos del MINAM, podemos ver que los residuos orgánicos y los plásticos son los residuos que más se generan a diario en las ciudades del Perú, como puede verse en la siguiente tabla (MINAM, 2012).

Tabla 1.2: Composición promedio de residuos en el Perú según MINAM (2012)

Componente	Porcentaje (%)	Toneladas por día (Tn/día)
Electrónicos	0,4	51,0
Tetra Pack	0,6	76,5
Huesos	0,8	102,0
Cuero y caucho	1,6	204,0
Textiles y ropa	1,8	229,5
Metales	2,8	357,0
Vidrio	3,2	408,0
Cartones	3,3	420,7
Madera	3,4	433,5
Papel	4,8	612,0
Otros	4,9	624,7
Material inerte	7,1	905,2
Residuos peligrosos	8,5	1083,7
Plásticos	10,1	1287,7
Residuos orgánicos	50,9	6489,4
Total	100,0	13284,8

1.4. Definición del problema

De acuerdo a la clasificación que determina el Banco Mundial, el Perú es un país de ingresos medios. La economía crece, junto con el cambio de consumo que desencadena en mayores producciones de desechos.

La recolección de basura es normalmente recogida por el sector informal que intenta conseguir algún valor de su trabajo en el ciclo de reutilización. Uno de los problemas que enfrentan los recolectores es el poco acceso a fondos que ayuden a desarrollar esta industria en el país. Según datos de Perú 21: "Tetra Pak Perú ha dado a conocer que en el Perú más de 100 mil familias se dedican al reciclaje, de las cuales la mayoría radica en Lima, y solo el 1,9% de la basura del país se logra reciclar" (Perú 21, 2018). El sector informal de reciclaje minimiza gastos de capital en equipos y maximiza la mano de obra. A falta de financiamiento de esta industria, los trabajadores siguen realizando estas tareas de manera manual. La figura muestra un esquema de la industria de reciclaje en el Perú. El tratamiento de residuos sólidos empieza en la recolección de basura. Una vez recolectada, el recolector tiene el trabajo de seleccionar y separar los materiales entre los que sí

pueden ser reciclados. Esto entonces es vendido a centros de recolección o plantas de tratamiento, los cuales seleccionan y separan. La basura es entonces lavada para eliminar restos como comida, pegamento, aceite y materiales no inertes (Cornejo, 2016).



Figura 1.2: Recicladores realizando la separación de desechos.

El material una vez que es triturado y lavado es empaquetado y vendido a mercados internacionales, mientras que otra proporción es utilizada en la reutilización de mismo en empresas locales. (Torres, 2016).

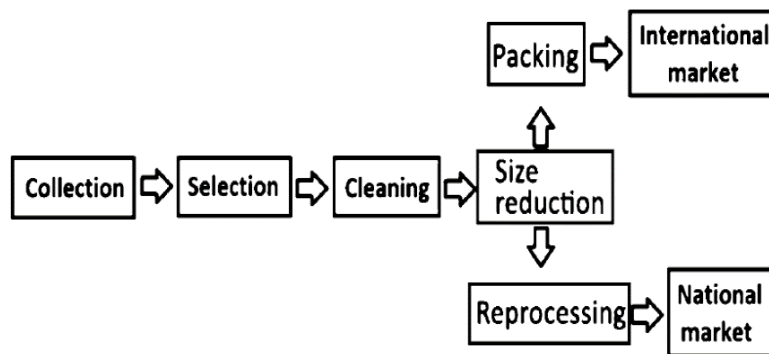


Figura 1.3: Ciclo de proceso de reciclado de plásticos en el Perú.

En el país existen diferentes programas de recojo de residuos plásticos. Estos programas recolectan la materia prima para ser vendida a empresas recicladoras de plástico. Con el dinero obtenido por la venta de grandes volúmenes de tapas se pueden cubrir los gastos de tratamientos de pacientes con enfermedades. No obstante, este tipo de campañas todavía no representan un gran avance en el desarrollo de la industrialización del reciclaje (López, 2013)

Tabla 1.3: Precios de la comercialización de residuos sólidos por centros de recolección e industrias por kilogramo y cantidad de residuos recogidos por día (López, 2013).

Tipo de residuos	Venta de recicladores a acopiadores (\$/kg)	Venta de acopiadores a comercializadores (\$/kg)	Kilos vendidos por día por un recolector (kg)
Plástico PET	0.24	0.27	200
HDPE	0.27	0.30	150
Cartón	0.08	0.08	150
Vidrio	0.03	0.04	-
Periódico	0.03	0.04	50
Fierro liviano	0.12	0.14	-
Fierro pesado	0.14	0.15	-
Bolsas de plástico (LDPE)	0.30	0.39	30

Luego de revisar esta información, podemos ver que ya existe una actividad recolección, procesamiento y venta de residuos sólidos que pueden ser reintroducidos en otras actividades productivas, o también ser vendidos a terceros para que ellos puedan reutilizarlo, lo que necesitan estos trabajadores es mejorar sus procesos de trabajo.

1.5. Objetivos

Con el problema propuesto, procedemos a definir los objetivos generales y específicos para poder encontrar una solución al problema que presentan los recicladores peruanos con el procesamiento de los plásticos.

1.5.1. Objetivo General

- Aprovechar los desechos de envases plásticos que ya no se encuentren en uso para que sean reutilizados en otros procesos que permitan la fabricación de nuevos productos, para así reducir la acumulación de residuos en nuestro país.
- Diseñar una máquina trituradora de tapas de botellas de plásticos que faciliten el proceso de reducción de dimensiones.



1.5.2. Objetivo Específico





- Analizar las tecnologías existentes relacionadas al triturado de desechos plásticos.
- Identificar los principios físicos que involucran el proceso de trituración.
- Hacer una lista de exigencias que requiere el problema.
- Bosquejar y plantear conceptos de solución y proyectos preliminares para la solución al problema.
- Hacer una evaluación técnico-económica para poder seleccionar el proyecto más óptimo.
- Definir los parámetros de diseño de este equipo tales como capacidad, velocidad de operación y potencia consumida.
- Diseñar y seleccionar los elementos de máquina que compondrán a la máquina de triturado.

1.6. Estado del Arte

La American Chemistry Council ha definido diferentes tipos de polímeros que pueden ser reciclados para su posterior proceso de reutilización. De acuerdo a su definición, se pueden reutilizar 6 polímeros, tal como se muestra en la tabla 1.4. De todos los tipos, unos tienen más facilidades para reciclar que otros.

Tabla 1.4: Plásticos comunes en la industria de reciclado (American Chemistry Council).

Tipo de polímero	Elementos comunes	Aplicación	¿Se puede reciclar?
 Politereftalato de etileno	Botella de envases de agua.	Botellas de bebidas, ropas y fibras de alfombras.	Sí
 Polietileno de alta densidad	Recipientes comunes de HDPE.	Contenedores de aceite, shampoo, detergentes, tapas de botellas.	Sí

 03 PVC Policloruro de vinilo	Tuberías de PVC.	Tuberías de agua, electricidad. No puede ser utilizado en comidas.	Difícil
 04 PE-LD Polietileno de baja densidad	Piezas de plástico de cajas.	Bolsas de basura, plástico de burbujas, empaquetado superficial.	Difícil
 05 PP Polipropileno	Vaso de polipropileno	Contenedores de yogurt, salsas, vasos descartables.	Sí
 06 PS Poliestireno	Recipientes de poliestireno.	Contenedores de comida rápida, restos de obras de construcción, aislamiento para hornos.	Difícil

Por lo general, los envases de botellas de plástico en la industria de bebidas están hechas de 2 tipos de polímeros:

- Recipiente, su material es tereftalato de polietileno (PET).
- La tapa, su material es polietileno de alta densidad (HDPE).

En nuestro caso de estudio, nosotros abordaremos el polietileno de alta densidad (HDPE). Este polímero se puede encontrar en muchos de los recipientes que utilizamos a diario. De todos estos materiales que pueden ser reciclados, el tereftalato de polietileno (PET) es el que presenta las mayores propiedades mecánicas de resistencia, de 15000 psi de esfuerzo sometido a compresión. Por lo tanto, este valor servirá para proceder con los cálculos correspondientes para el dimensionamiento del equipo y las cuchillas. A continuación, se presenta la tabla de propiedades mecánicas de los polímeros más utilizados en los procesos de reciclaje. (Dave Hakkens, 2016)

Tabla 1.5: Propiedades mecánicas de los compuestos plásticos (Dave Hakkens, 2016).

Material	Esfuerzo			
	Tracción (psi)	Compresión (psi)	Tracción (MPa)	Compresión (MPa)
PET	7000 - 10500	11000 - 15000	48 - 73	76 - 104
HDPE	1200 - 4550	-	9 - 31	-
PVC	3200 - 4500	2700 - 3600	22 - 31	19 - 25
LDPE	4500 - 6000	5500 - 8000	31 - 42	38 - 55
PP	5900 - 7500	8000 - 13000	41 - 52	55 - 90
PS	5200 - 7500	12000 - 13000	36 - 52	83 - 90

Como podemos ver en la tabla 1.5, el polímero con mayor resistencia a la compresión es el tereftalato de polietileno (PET) y se tomará como base en el diseño para la solución del problema, ya que se desea que el equipo tenga un factor de seguridad para los materiales plásticos que pudiesen ingresar al equipo sean triturados.

1.7. Estado de la Tecnología

Entre las tecnologías disponibles en los procesos de reciclado, existen diferentes tipos de máquinas trituradoras para diferentes tipos de productos. Estas máquinas se encuentran en diferentes industrias desde la industria minera hasta la industria alimentaria. En nuestro estudio, las tecnologías están disponibles para la mayoría de desechos: entre estos se encuentran plástico, papel, residuos sólidos orgánicos, residuos inorgánicos, muebles, etcétera.

1.8. Trituradora de rodillos

En este tipo de equipos, el proceso de reducción de dimensiones se realiza mediante el uso de rodillos con puntas de corte para poder triturar los materiales que ingresan al equipo. Entre los modelos de uso de estos equipos se encuentran:

1.8.1. Trituradora de un rodillo

Este tipo de trituración es mediante el uso de un rodillo dentado simple. La empresa UNISHEAR presenta el modelo SR300 que tiene un eje de construcción robusta con velocidad de

rotación ajustable, puntas de corte intercambiables para proceso de triturado, que permiten su uso para diferentes tamaños de partículas.



Figura 1.4: Trituradora de 1 rodillo modelo UNI-SHEAR SR300.

1.8.2. Trituradora de dos rodillos

Los rodillos de triturado presentan puntas que ayudan al proceso de cizallamiento. Estos equipos están diseñados para triturar volúmenes grandes de residuos sólidos. Además, la geometría de estos rodillos permite que no haya cruce entre las puntas. Los materiales que pueden ingresar a estas máquinas son diversos desde los plásticos, papeles, maderas e residuos orgánicos. Como se puede observar en la patente US8393562B1, el recipiente ingresa a la máquina y dos rodillos con puntas generan la fuerza de corte para que el recipiente de plástico se transforme en fragmentos pequeños para su uso en posteriores procesos de reutilización.

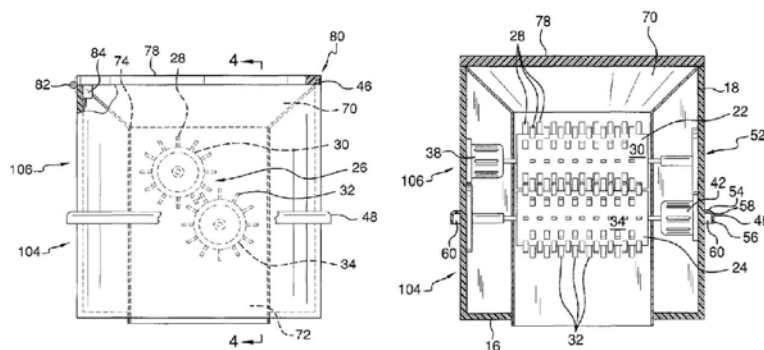


Figura 1.5: Trituradora de residuos sólidos. Patente US8393562B1.

1.9. Trituradora de cuchillas

Existen diferentes tipos de cuchillas para diferentes procesos de trituración, ya que los residuos sólidos son diversos. Entre las tecnologías disponibles, la geometría de las cuchillas es un factor importante de acuerdo al tipo de material que ingresa a la zona de triturado.

- El granulado presenta cargas de choque. El material comprimido puede causar mayor desgaste de las cuchillas.
- Limitación por métodos alternativos de procesos: este tipo de posicionamiento de corte no pueden ser habilitadas para objetos grandes. Se recomienda en esos casos que el material haya pasado por un proceso de reducción de dimensiones previo.
- Materiales homogéneos de composición.

Asimismo, un factor importante también que determina la geometría de las cuchillas de triturado es el número de dientes. A mayor número de dientes significa mayor velocidad y menor torque que puede llevar a que el material a triturar salte fuera de la zona de corte y hasta puede obstruir el proceso. A continuación, se presenta los diferentes tipos de cuchillas presentadas en la conferencia nacional de residuos de Estados Unidos (Hill, 1986).

1.9.1. Tipo de cuchilla de las trituradoras

Trituradora tipo I (Cables)

Incorpora dos cuchillas contra cortantes que no se cruzan entre ellas y una zona media donde se colocan cuchillas estáticas para realizar el corte. Los rotores de corte que cortan respecto a las cuchillas estáticas en el yunque central llegan a ser imprácticas para materiales como residuos sólidos municipales voluminosos. Asimismo, el ángulo de presión, que va en la línea de ataque de las cuchillas no es suficiente para posicionar el material de ingreso con objetos de grandes dimensiones, ya que las cuchillas rotacionales son imprácticas cuando se tritura grandes cantidades de material.

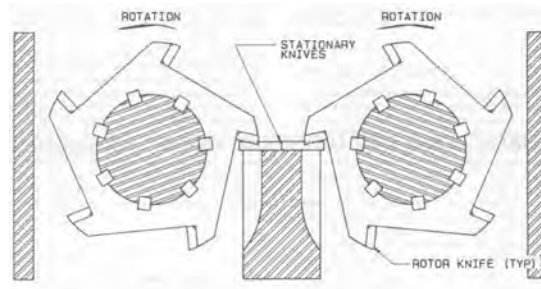


Figura 1.6: Cuchillas para trituradora de cables (Hill, 1986).

Trituradora tipo II (Desechos sólidos municipal)

El diseño que guía a estas cuchillas es la flexibilidad ya que su aplicación es bien variada. Este diseño utiliza dos contra cuchillas que no se cruzan. Las contra cuchillas funcionan a diferentes velocidades y brindan un torque variable. Otra de sus ventajas que presenta es su bajo mantenimiento debido a que las cuchillas pueden triturar materiales de varias dimensiones y evita su cruce con algunos elementos de máquina. Normalmente la conexión entre los rotores de corte y el accionamiento es directa; algunos fabricantes utilizan motores Diesel o motores eléctricos.

Para este tipo de equipos se utilizan materiales flexibles, elásticos y que no se atore en la superficie libre de las cuchillas. Algunas de estas máquinas utilizan cuchillas estáticas junto con las cuchillas del eje de corte. Para el uso de este sistema se requiere que el material triturado de salida debe tener una forma uniforme, de un tamaño que permita su aplicación en posteriores procesos. Además, la materia prima debe ser voluminosa, flexible, elástica y debe de engancharse en la interfaz entre los cortadores.

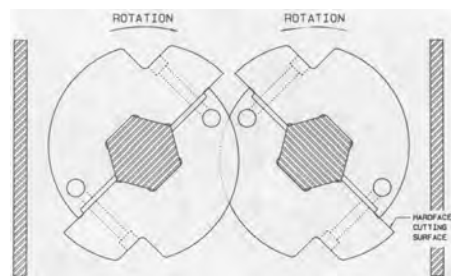


Figura 1.7: Cuchillas para trituradora de residuos sólidos municipales (Hill, 1986).

Trituradora tipo III (Neumáticos)

El uso de este tipo de cuchillas se extiende a materiales elásticos con mayores propiedades mecánicas como son los neumáticos y llantas de medios de transporte. Algunos materiales pueden no llegar a entrar a la zona de triturado, es por eso que el diseño incorpora rodillos de alimentación en forma de estrella que empuja el material de ingreso hacia los rodillos. Además, los rodillos estrella permiten la perforación de los neumáticos facilitando el ingreso del material a la zona de corte.

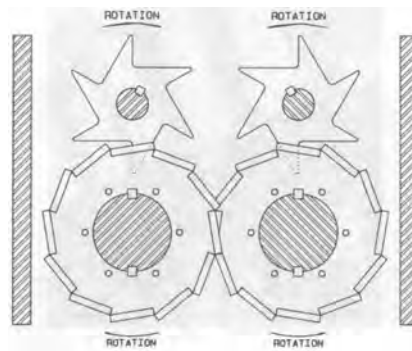


Figura 1.8: Cuchillas para Trituradora de neumáticos (Hill, 1986).

A continuación, se presenta la tabla con las velocidades de rotación y torque para los diferentes tipos de cuchillas (Hill, 1986).

Tabla 1.6: Tabla con los valores de torque y rotación promedio.

Tipo de cuchilla	Torque (N.m)	Velocidad de rotación (rpm)
Tipo I	51800	19
Tipo II	43400 - 77306	16 - 32
Tipo III	35900	19

Estas máquinas son las más utilizadas en el mercado de reciclaje de residuos, ya que las cuchillas de corte son fácilmente desmontables y reemplazables luego de su desgaste. En este tipo de equipos, el ensamble del eje de corte se realiza antes de que este sea colocado en el equipo. Las cuchillas de corte se encuentran separadas geométricamente mediante separadores, los cuales permiten una salida para el material triturado. La dimensión de sus cuchillas varía de acuerdo a la capacidad de la máquina y el tipo de material a triturar. Asimismo, estos equipos ofrecen un man-

tenimiento fácil y rápido. Entre las diferentes versiones de máquinas, existen 3 tipos de trituradoras de cuchillas.

1.9.2. Trituradora de cuchillas de 4 ejes

Este tipo de máquina posee 4 ejes como se puede ver en la figura y el modelo de equipo es el Untha RS30. Este tipo de máquina es más grande en dimensiones y es utilizada para grande volúmenes de trituración. La potencia de la máquina es de 22 kW y el flujo de material que procesa es de aproximadamente 1000 kg/h.

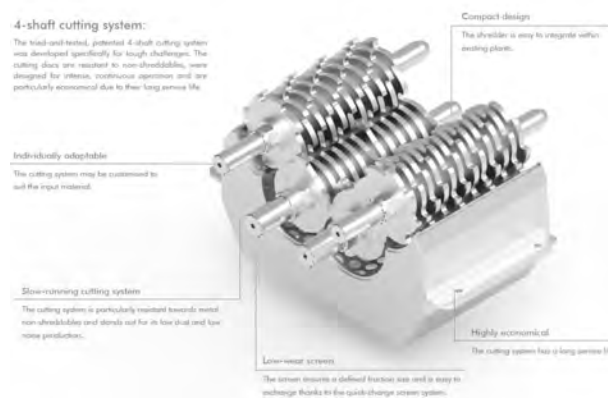


Figura 1.9: Trituradora de cuchillas de 4 ejes modelo Untha RS30

1.9.3. Trituradora de cuchillas de 2 ejes

El equipo tiene 2 rotores monolíticos y posee cuchillas de espesor desde los 6 mm hasta 32 mm, dependiendo de su aplicación y los materiales que vaya a cortar. Este tipo de equipo se utilizan para el proceso de triturado de residuos orgánicos, huesos y plásticos. La figura 1.10 presenta el triturador Ripper XLR de la empresa Vogelsang, cuya potencia de corte tiene rangos desde los 4 a 22kW y capacidad de 6 a 60 $\frac{m^3}{h}$.



Figura 1.10: Trituradora de 2 ejes con cuchillas de Vogelsang Ripper XRL.

1.9.4. Trituradora de cuchillas de 1 ejes

Esta máquina de Open Source se caracteriza por tener 1 eje de corte y un conjunto de cuchillas estáticas. El proceso de corte se realiza en la zona donde las cuchillas dinámicas se cruzan con las cuchillas estáticas. Este tipo de máquina se utiliza para capacidades menores a las grande e industriales. La máquina tiene una potencia de 2kW y posee una cubierta tipo colador con la medida de salida del plástico triturado. (Dave Hakkens, 2016)



Figura 1.11: Trituradora de Precious Plastic Shredder del diseñador Dake Hakkens.

Como podemos ver, este tipo de máquinas requieren grandes reducciones de velocidad de rotación desde el motor hasta la zona de corte, por lo que se requerirá el uso de motorreductores para desarrollar el concepto de solución al problema.

A continuación, se presenta la tabla 1.7, donde se presenta un resumen de las propiedades de los equipos revisados en este trabajo.

Tabla 1.7: Tabla con los modelos de máquina encontrados y sus propiedades.

Modelo de máquina	# Ejes	Peso (kg)	Velocidad de Rotación (rpm)	Largo (mm)	Ancho (mm)	Alto (mm)	Potencia (kW)
Uni Shear SR300	1	1800	125	2750	2005	2565	38
Untha RS30	4	1100	24	1300	1000	1900	7.5
Vogelsang XRL Ripper	2	-	-	320	280	-	11
Precious Plastic Shredder	1	90	70	600	280	1142	2



Capítulo II

Desarrollo de la Solución al Problema

El presente trabajo busca reducir las dimensiones iniciales de las tapas de recipientes plásticos, cuyo material es, en su mayoría, polietileno de alta densidad (HDPE). Primero, se requiere definir la lista de exigencias que requiere nuestro equipo; luego, se procede a realizar la estructura de funciones, que son las diferentes procesos que involucran el triturado del material. Después, se realiza la matriz morfológica en base a las diferentes formas de realizar un proceso. De esta matriz se procede a bosquejar los conceptos de solución, que son bosquejos basados en el estado de la tecnología. Finalmente, de este concepto se elige uno para poder definir el proyecto preliminar haciendo una evaluación técnico-económica para obtener el proyecto más óptimo.



Figura 2.1: Tapitas de plástico antes y después de ingresar al equipo.

2.1. Lista de exigencias

Una vez definido el problema a resolver y ya terminado de realizar la investigación y búsqueda del estado de la tecnología, se procede a definir la lista de exigencias que tendrá nuestro equipo. En la lista de exigencias se abordará los deseos y exigencias que requiere el equipo a diseñar. La metodología a utilizar será la metodología aprendida en la universidad para diseño de máquinas (Barriga, 2017).

Tabla 2.1: Lista de Exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS		Revisión: B.B.G.
PROYECTO:		Diseño de una máquina trituradora de tapas de polietileno de alta densidad
OBJETIVO:		Tesis para optar título de Ingeniero Mecánico-PUCP
Fecha:	Deseo o Exigencia	DESCRIPCIÓN
30.10.2018	E	Función principal: triturar tapas de botellas de plástico. El flujo de material no será continuo: una vez que la trituradora haya terminado de triturar, recién se ingresará más material a triturar. El equipo deberá poder triturar las tapas con una dimensión específica.
30.10.2018	E	Geometría: las dimensiones aproximadas serán de altura máxima de 2 metros, largo 1 m y ancho 1.5 m como máximo.
30.10.2018	E	Cinemática: la máquina utilizará un sistema de cuchillas para el triturado y su velocidad de rotación serán en bajas revoluciones. Estos serán accionados con un motor eléctrico.
30.10.2018	E	Energía: se utilizara energía eléctrica para el funcionamiento principal de la máquina.
30.10.2018	E	Materia prima: la materia prima a emplear serán materiales plásticos que pueden volver a ser reutilizados. El material a utilizar será polietileno de alta densidad (HDPE) y su tamaño de salida será de 5 a 8 mm de longitud.
30.10.2018	E	Seguridad: la máquina no debe de ser un peligro para los usuarios que depositen las tapas.

Tabla 2.2: Lista de Exigencias (continuación).

LISTA DE EXIGENCIAS		Revisión: B.B.G.
PROYECTO:		Diseño de una máquina trituradora de tapas de polietileno de alta densidad
OBJETIVO:		Tesis para optar título de Ingeniero Mecánico-PUCP
Fecha:	Deseo o Exigencia	DESCRIPCIÓN
30.10.2018	E	Costos: el costo de diseño y fabricación del equipo se encontrará en un rango aceptable de precio de entre S/40000 y S/50000. Este costo asume que los elementos de máquinas puedan ser adquiridos en distribuidores, y las piezas a mecanizar puedan ser fabricadas en talleres locales. Además, se indican el costo por las horas de diseño y montaje.
30.10.2018	E	Señales: en el diseño estarán provistos los botones de inicio, fin y parada de emergencia. Además, la máquina tendrá un mando para poder girar los objetos a sujetar.
30.10.2018	E	Ergonomía: la altura de los dispositivos de operación o botoneras estarán al alcance del operario.
30.10.2018	E	Fabricación: la máquina deberá poder ser fabricada en el país en talleres locales.
30.10.2018	E	Montaje: el dispositivo deberá de ser fácilmente montable; asimismo, la instalación, su montaje y desmontaje deben ser fácilmente realizables para poder trabajar en diferentes ambientes de trabajo.
30.10.2018	E	Mantenimiento: el dispositivo deberá tener fácil acceso a las partes que requieran lubricación entre sus partes. Además, las piezas que presenten mayor desgaste deberán ser fácilmente reemplazables.
30.10.2018	E	Transporte: la máquina estará provista de soportes y ruedas de traslado para su instalación.

2.2. Definición de la estructura de funciones

La estructura de funciones se compondrá por una secuencia de operaciones; esta secuencia es una lista funciones por los que el material será transformado o procesado.

Tabla 2.3: Lista de procesos.

Función	Tipo de proceso	Comentarios
Recibir	Mecánico	Las tapas serán entregadas a la persona encargada en recipientes o bolsas con el material ya separado para su ingreso.
Almacenar	Mecánico	El operario se encargará de ingresar el material al equipo.
Cizallar	Mecánico	Las cuchillas de corte se encargarán de este proceso. El operario debe evitar colocar sus manos dentro del equipo.
Clasificar	Mecánico	El material que no llegue a las dimensiones de entre 5 y 8 mm de longitud deberá nuevamente ser triturado para cumplir con lo estipulado en la lista de exigencias.
Expulsar	Mecánico	La expulsión será hecha por medio de gravedad. El material caerá en un recipiente para su posterior traslado a otro proceso.

Analizando el proceso, podemos determinar sus fases.

1. Recibir

- Recoger tapas de almacén.
- Transportar las tapas a la zona donde se encontrará la máquina.
- Recibir las tapas en la zona del proceso.

2. Alimentar

- Alimentación será por la parte superior a una altura aproximada de 1.6 m.
- Alimentar el equipo de manera manual o automática.
- Controlar la alimentación para evitar sobresaturación de material.
- Controlar el ingreso de flujo de material.

3. Cizallar

- Cizallar el material que ingresó al equipo.
- Volver a triturar el material para que pueda llegar a las medidas recomendadas.

4. Clasificar

- Tamizar el material para que llegue a la geometría requerida.

5. Expulsar

- Expulsión del material triturado debido al efecto de la gravedad, ya que el material ingresa por la parte superior del equipo.

2.3. Estructura de funciones

Con la lista de exigencias definida para el proceso de diseño y la descripción de cómo serán los procesos de transformación del material, se procederá a definir la estructura de funciones de la máquina.

Estructura de funciones Hecho por W.M.P.Z.

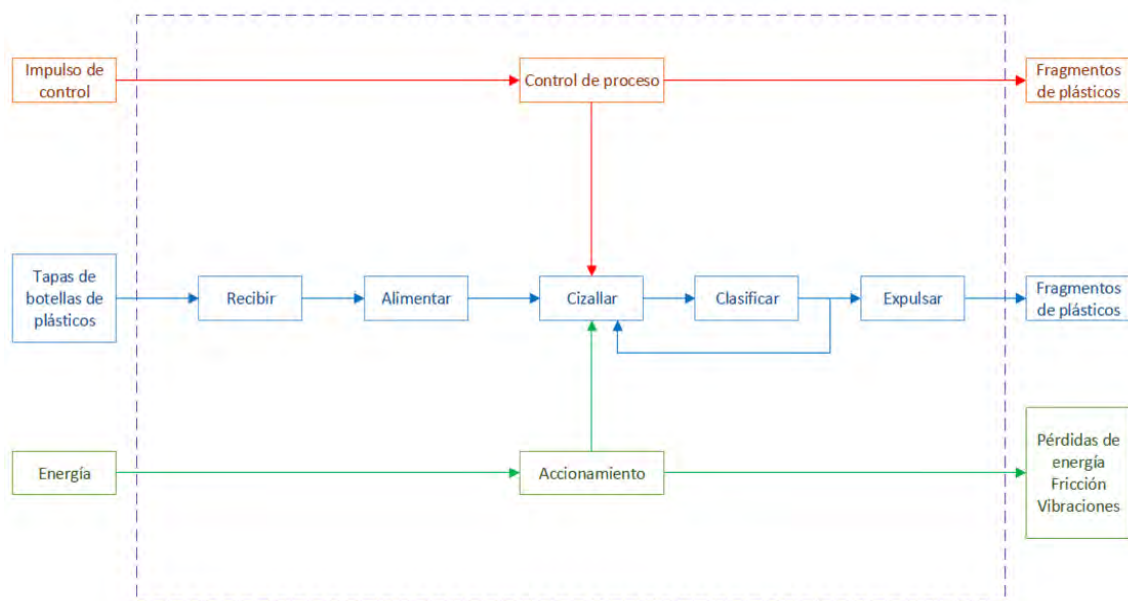
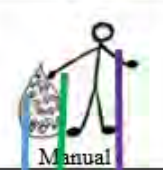

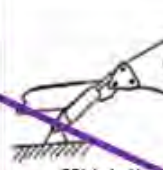
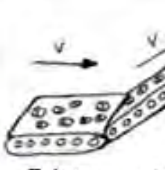




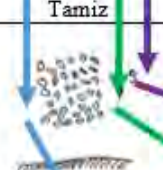


Figura 2.2: Estructura de funciones.

2.4. Matriz Morfológica

Figura 2.3: Matriz Morfológica de conceptos de solución.

PROYECTO	TRITURADORA DE TAPAS DE BOTELLAS DE PLÁSTICOS		Edición: Rev. 1	
			Fecha: 06.11.18	
			Revisado: B.E.B.G.	
	PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		Elaborado: W.M.P.Z.	
MATRIZ MORFOLÓGICA				
ÍTEM	Funciones	Concepto Solución		
		A	B	C
1	Recibir	 Manual		
2	Alimentar	 Manual	 Hidráulica	 Faja transportadora
3	Cizallar	 Rodillos con puntas para corte	 Cuchillas de una sola pieza	 Cuchillas de 2 o más piezas
4	Clasificar	 Tamiz		
5	Expulsar	 Gravedad		
Conceptos de solución		Concepto Solución 1	Concepto Solución 2	Concepto Solución 3

2.5. Conceptos de Solución

El equipo a diseñar busca que las tapas ingresen y se triturarán hasta llegar a las dimensiones definidas en la lista de exigencias. En todos los conceptos de solución, el elemento principal de la trituradora es el eje de corte, junto con las cuchillas estáticas ensambladas dentro de una caja. En esta caja se realizará el proceso de triturado. Esta caja deberá ser fácilmente desmontable y también de ensamble práctico en el equipo para su limpieza y mantenimiento.

2.5.1. Concepto de Solución 1

Para este concepto, se utiliza un sistema de engranajes para la transmisión de potencia desde el motor reductor hacia el eje motriz de corte. Las cuchillas o puntas de corte estarán fijadas al eje de corte. El equipo presenta un eje de corte con cuchillas estáticas fijadas. Estas cuchillas deben tener un espacio de separación que evite el cruce de estas con las otras cuchillas. Ambos tipos de cuchillas deben tener zonas de separación para evitar el cruce de cuchillas durante el corte. Sin embargo, la geometría de estas cuchillas es complicada para su fabricación y reemplazo cuando estas se lleguen a desgastar. Además, el ensamble de las cuchillas en el eje de corte requiere de otras herramientas para su montaje.

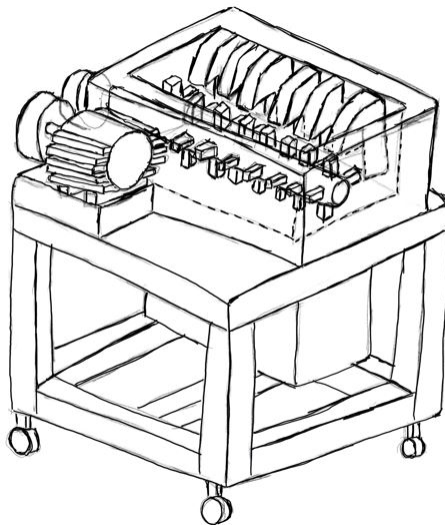


Figura 2.4: Concepto de Solución 1.

2.5.2. Concepto de Solución 2

La transmisión de potencia será directa desde un motor reductor hacia el eje mediante el uso de un acoplamiento. Estas cuchillas son una sólida pieza y son insertadas en el eje de corte. Las cuchillas deben ser montadas en el eje de corte antes de que se monten en la estructura general del equipo. Las cuchillas poseen zonas de corte por geometría donde el material ingresará y se cizallará por la rotación del eje con las otras cuchillas estáticas. Dentro del eje se tendrá un elemento de separación que definirá los espacios entre cuchillas. Las cuchillas se encontrarán separadas una distancia equivalente al espesor nominal de las cuchillas. La dimensión de este elemento debe de tener tolerancias geométricas, para evitar posibles interferencias geométricas. Una ventaja de este sistema es que las cuchillas son fácilmente intercambiables luego de su desgaste. Asimismo, durante el ensamble del eje de corte, estas solo requieren ser insertadas en el eje. Esto permite que el mantenimiento de este equipo sea más económico en caso se tenga que reemplazar elementos de máquinas.

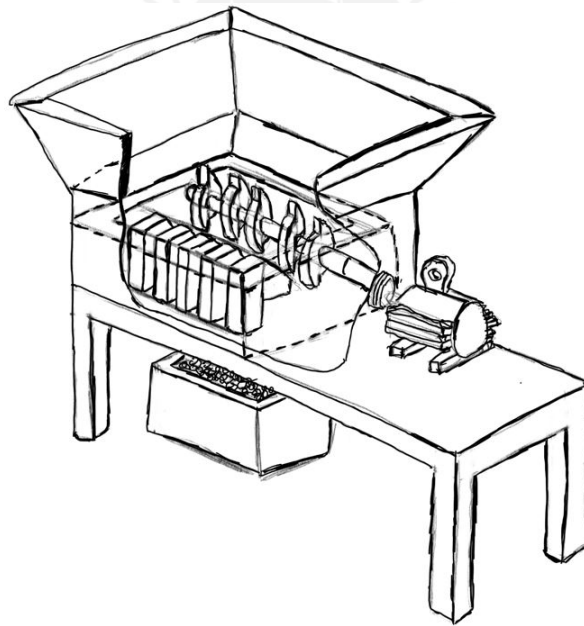


Figura 2.5: Concepto de Solución 2.

2.5.3. Concepto de Solución 3

En este concepto de solución, se utilizan cuchillas que están compuestas de 2 piezas que se ensamblan mediante uniones atornilladas. La transmisión de potencia se da mediante el uso de

fajas o cadenas desde motor reductor hacia el eje motriz, donde se encuentran las cuchillas de corte. El diseño de este sistema de cuchillas es más compacto para el ingreso y salida de material triturado, como una caja de basura de las calles. El material ingresa por la parte superior del equipo. Este sistema de cuchillas tiene similitud en forma del equipo con el concepto de solución 2. Las cuchillas son una pieza sólida y deben de ser montadas con el eje para que puedan ser ensambladas con todo el equipo. Tendrán un elemento de separación que definirá los espacios entre cuchillas. El diseño de esta máquina es más compacto para que se utilice en ambientes con poco espacio.

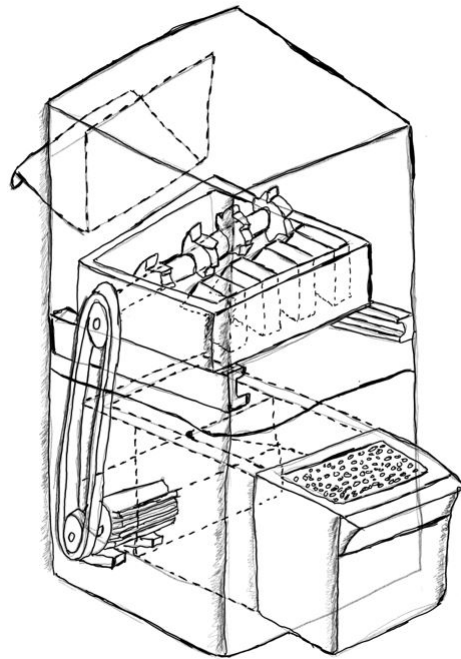


Figura 2.6: Concepto de Solución 3.

2.6. Evaluación preliminar del concepto de Solución

La evaluación del concepto de solución nos permitirá realizar un análisis de los diseños desarrollados de acuerdo a los criterios solicitados en la lista de exigencias. Esta evaluación es un análisis simple que se realiza de manera técnica y económica en base a los requerimientos. Para este análisis se consideran puntos de 0 a 4, donde 4 es el puntaje máximo o ideal.

Tabla 2.4: Evaluación preliminar de los conceptos de solución

Propiedad técnica y económica	Conceptos de solución			Solución Ideal
	Solución 1	Solución 2	Solución 3	
Función	3	3	3	4
Diseño	2	3	1	4
Seguridad	3	3	3	4
Ergonomía	2	2	3	4
Montaje	2	3	2	4
Transporte	3	3	3	4
Fabricación	2	3	1	4
Número de piezas	2	3	1	4
Facilidad de montaje	3	3	2	4
Repuestos	1	3	2	4
Total	23	29	21	40

Una vez realizada esta evaluación, se observa que el concepto de solución 2 cumple con los parámetros ideales para el diseño de nuestro equipo. Además, algunos elementos que no se consideraron en este concepto serán nuevamente utilizados para el diseño de los proyectos preliminares. A continuación, se procede a bosquejar nuevos bosquejos que los llamaremos proyectos preliminares del concepto de solución óptimo, que serán evaluados más minuciosamente según criterios técnicos y económicos.

2.7. Proyecto Preliminar

Una vez elegido el concepto de solución, se procede a bosquejar el proyecto preliminar con sus respectivas variantes, para luego realizar una evaluación técnico y económica para poder definir el proyecto preliminar óptimo final. Para estos diseños, se bosquejan un sistema de trituración de un solo eje de corte con cuchillas estáticas en un lado de la caja de trituración. Para todos estos diseños, se usa un motor reductor para poder tener una velocidad de salida que sea cercana o igual a la velocidad de corte que requiere el eje de la máquina de trituración. Asimismo, todos los proyectos preliminares tienen garruchas para que su transporte de un punto a otro sea más fácil para su uso en diferentes ambientes.

2.7.1. Proyecto Preliminar 1

Este primer diseño permite que la máquina sea compacta, ya que la transmisión de potencia se realizaría con una faja. En la polea, se requiere un elemento extra para poder tensar la faja y esta pueda transmitir la potencia de giro. El motor reductor se encuentran en la parte inferior del equipo. Debajo de la caja de trituración, se debe colocar el recipiente que recibirá el material triturado.

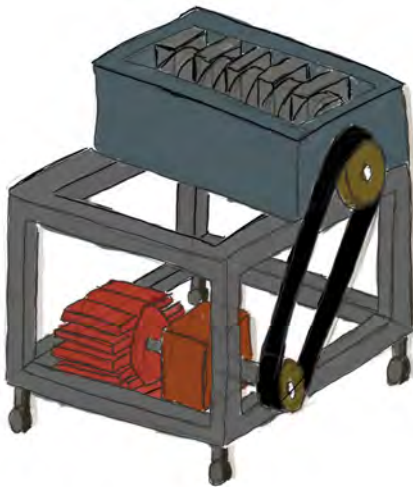


Figura 2.7: Proyecto Preliminar 1

2.7.2. Proyecto Preliminar 2

En este diseño se incorpora el motor reductor directamente con la caja de triturado mediante el uso de un acoplamiento. Esta es una manera directa de incorporar el equipo a la zona de trituración. Este diseño permite que la conexión sea directa y no requiera de otros elementos de máquinas como poleas, cadenas o ruedas dentadas, pero requiere que el eje de corte y el eje de salida del reductor se encuentren alineados. Este diseño es tiene un mayor largo y menor ancho, con respecto al proyecto preliminar anterior. El dibujo presenta una caja de trituración con un solo eje de corte acompañado de cuchillas de corte estáticas.

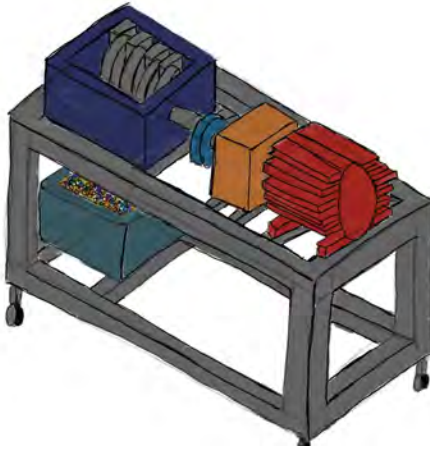


Figura 2.8: Proyecto Preliminar 2.

2.7.3. Proyecto Preliminar 3

Este diseño presenta una transmisión de potencia mediante el uso de ruedas dentadas desde el motor reductor hacia la caja de trituración. Este diseño permite el diseño o adquisición de las ruedas dentadas para su uso en el equipo. El equipo presenta un eje de corte con cuchillas ensambladas que trabaja en conjunto con cuchillas posicionadas en la caja de trituración. Para este diseño se requiere que las ruedas dentadas se fabriquen de acuerdo al distancia entre ejes y el motorreductor.



Figura 2.9: Proyecto Preliminar 3.

2.8. Evaluación Técnico-Económica

Para la realización de la evaluación técnico económica se realizó mediante el método brindado en los años de estudio basado en la norma alemana VDI 2225. La lista de criterios técnicos y económicos tienen como referencia a la lista de exigencias.

Evaluación Técnica:

La tabla 2.5 presenta los criterios técnicos que se definieron en la lista de exigencias, que ahora se utilizarán para la selección del proyecto preliminar óptimo.

Tabla 2.5: Evaluación técnica de los proyectos preliminares.

Prototipo de Trituradora de Plásticos			Proyectos Preliminares							
Criterios Técnicos			PP1		PP2		PP3		Ideal	
Nº	Descripción	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Función principal	4	3	12	3	12	3	12	4	16
2	Geometría	4	1	4	3	12	2	8	4	16
3	Cinemática	2	2	4	3	6	2	4	4	8
4	Energía	2	3	6	3	6	3	6	4	8
5	Seguridad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
6	Ergonomía	1	3	3	3	3	3	3	4	4
7	Fabricación	3	1	3	3	9	2	6	4	12
8	Montaje	2	1	2	2	4	2	4	4	8
9	Mantenimiento	3	1	3	3	9	2	6	4	12
10	Transporte	1	3	3	3	3	3	3	4	4
Total			49		73		61		100	
R_t			0.49		0.73		0.61		1.00	

Evaluación Económica:

La tabla 2.6 presenta los criterios económicos que fueron considerados para la evaluación económica para seleccionar el proyecto preliminar más adecuado.

Tabla 2.6: Evaluación económica de los proyectos preliminares.

Prototipo de Trituradora de Plásticos			Proyectos Preliminares							
Criterios Económicos			PP1		PP2		PP3		Ideal	
Nº	Descripción	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Costos de diseño	4	3	12	3	12	3	12	4	16
2	Costo de fabricación	4	2	8	3	12	3	12	4	16
3	Costo de servicios de taller	4	3	12	3	12	3	12	4	16
4	Costo de ensamble	3	3	9	3	9	3	9	4	12
5	Costo de mantenimiento	3	2	6	3	9	2	6	4	12
6	Necesidad de repuestos	3	2	6	3	9	2	6	4	12
7	Cantidad de piezas	4	2	8	3	12	2	8	4	16
Total			61		75		65		100	
R_t			0.61		0.75		0.6		1.00	

La comparación entre las tres soluciones posibles de los pesos ponderados y su comparación con la línea media que es el ideal. Esto se realiza en la Figura 2.10, ya que sus pesos en el aspecto económico y en el técnico están equilibrados. La mejor opción es en consecuencia la que más cercana esté de la línea recta y se encuentre mejor ubicada hacia la zona superior y hacia la derecha.



Figura 2.10: Recta de 45° de la evaluación técnica-económica.

Se escoge finalmente la segunda alternativa como el proyecto preliminar más óptimo, ya que sus criterios técnicos y económicos destacan de las otras dos opciones; además, el proyecto preliminar dos se encuentra más cerca de la línea ideal de proyectos óptimos.

Capítulo III

Cálculos y especificaciones de fabricación de componentes

Una vez que se realizó la investigación y se llegó a definir el proyecto preliminar óptimo, se procede a ejecutar su desarrollo. Este capítulo presenta los cálculos y verificaciones necesarias para el desarrollo de un prototipo de trituradora, con el objetivo de poder escalar esta tecnología hacia un equipo industrial. Asimismo, se presentan los cálculos y verificaciones para la ingeniería de detalles de los elementos de máquina.

3.1. Valores y Geometrías iniciales para el diseño

El diseño de la caja de trituración empieza con la dimensión de las cuchillas y la velocidad de rotación que requiere la máquina para el proceso de triturado. Según la literatura consultada, las velocidades de rotación promedio para el proceso de cizallado es de 16 a 32 revoluciones por minuto. Por ello, la velocidad de salida de nuestro motor reductor debe encontrarse dentro de estos rangos de velocidad para poder realizar el proceso de triturado.

3.1.1. Cálculo de la velocidad de rotación del motor reductor

La velocidad de rotación del motor es la velocidad nominal a la que un motor asíncrono trifásico trabaja normalmente. Esta ecuación nos da el valor aproximado de la velocidad nominal de rotación, ya que las máquinas asíncronas no llegan a tener la velocidad síncrona respecto a la que están definidas. Los parámetros para calcular la velocidad aproximada son los siguientes:

- f es la frecuencia del sistema eléctrico, cuyo valor es 60 Hz.
- n_{polos} es el número de polos del motor seleccionado, para nuestro caso, elegimos un motor de 6 polos. Esta decisión se debe a que se consultó en los catálogos de fabricantes de motores.

La velocidad de rotación de un motor eléctrico trifásico viene dado por la ecuación:

$$N_{mot} = \frac{120 \times f}{n_{polos}} = 1200 \frac{rev}{min} \quad (3.1)$$

Dividimos este número entre el valor promedio de los rangos de velocidad de rotación. El valor promedio del rango de velocidades es de 20 a 24 $\frac{rev}{min}$, de acuerdo al estado de la tecnología consultado.

3.1.2. Caja de trituración

El rango de dimensión del diámetro máximo de las cuchillas será entre los valores de 100 a 200 mm. El valor de las cuchillas también dependerá de la geometría del eje donde estas serán montadas. De acuerdo a los modelos vistos en los conceptos de solución y dada las solicitudes de nuestra lista de exigencias, el diámetro del eje deberá ser menor a los 80 mm de diámetro, ya que a mayores dimensiones, se requerirá mayores potencias para vencer la inercia del sistema.

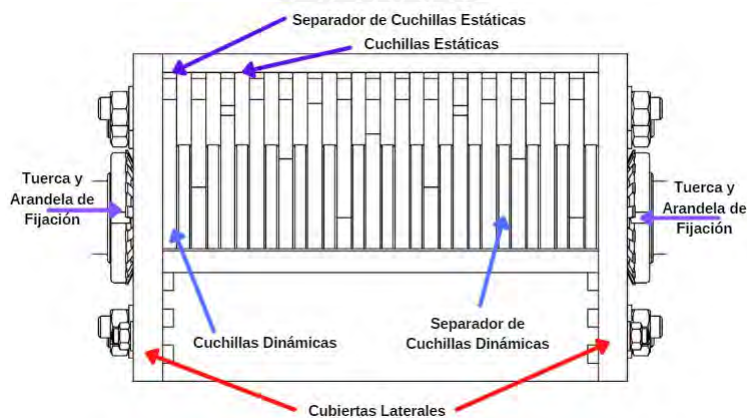


Figura 3.1: Vista frontal de la caja de trituración.

La caja de trituración esta compuesta por diferentes componentes: cuchillas de corte, separadores de cuchillas, eje de corte, tuercas de fijación, cubiertas de la caja y una tolva. La dimensión de la caja de trituración dependerá del espesor de las cuchillas, y la dimensión de las cuchillas de corte

y su espaciamiento entre ellas. De acuerdo a los requerimientos para nuestro diseño, se utilizarán 15 cuchillas de corte con sus respectivos separadores de cuchillas. Las dimensiones exteriores de la caja será de 272, 283 y 180 mm de ancho, largo y alto, respectivamente.

3.2. Cálculo de la fuerza de corte

Este paso permitirá definir la capacidad con la que el prototipo trabajará durante su operación. Para empezar el cálculo de la fuerza de corte, primero dibujamos un diagrama de cargas a las que está sometido el material al momento de ser triturado. El principal esfuerzo al que el material se encuentra sometido es a un esfuerzo de corte, por lo que debemos definir primero la fuerza de corte. (Tschaetsch, 2005)

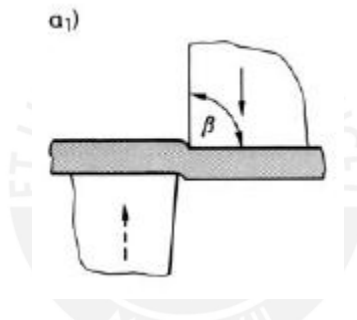


Figura 3.2: Diagrama de cuerpo libre (DCL) del corte del material (Tschaetsch, 2005).

Para el cálculo de fuerza de corte se requiere el esfuerzo máximo de corte. De la tabla 1.5 de propiedades mecánicas de los polímeros, se selecciona el esfuerzo de corte del material más resistente. En este caso el material con mayor esfuerzo es corte es el PET. Por otro lado, el área de corte se define por la sección que se debe cizallar, para nuestros cálculos, definimos el área de corte como un rectángulo de área de corte su base y su altura (Tschaetsch, 2005).

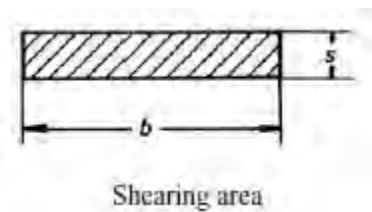


Figura 3.3: Sección de corte del polímero a cortar (Tschaetsch, 2005).

Una vez entendido el problema, procedemos a definir las variables de entrada para poder hacer el cálculo de la fuerza de corte. Para este cálculo, se asume que durante el corte, el área de sección tiene las siguientes dimensiones:

- **Base del rectángulo (b):** 6 mm
- **Altura del rectángulo (s):** 2 mm
- **Esfuerzo de corte del PET (Dave Hakkens, 2016) (τ_B):** 100 MPa

El área de corte de la sección se define como un área rectangular.

$$A_c = b \times s = 6 \times 2 = 12mm^2 \quad (3.2)$$

Con el área de corte se procede a calcular la fuerza de corte en una de las cuchillas que viene dado por la ecuación:

$$F_c = A_c \times \tau_B = 1200N \quad (3.3)$$

Para el diseño del concepto de solución, se decidió que el número de cuchillas a utilizar será de 15 unidades, por lo que la fuerza total de corte será el resultado de multiplicar la fuerza en una cuchilla por el número de cuchillas.

$$F_{ctot} = n_c \times F_c = 18,0kN \quad (3.4)$$

3.3. Geometría de las cuchillas

Para el corte, se elige el modelo de cuchillas donde la zona de corte se encuentra en la misma cuchilla para trituración de residuos sólidos. El material de estas cuchillas sera acero para herramientas de corte AISI-SAE D2. El equipo tendrá solo 1 eje de trituración, por lo que se requerirá que haya 2 tipos de cuchillas: cuchillas dinámicas y cuchillas estáticas. Las primeras cuchillas serán las que se coloquen sobre el eje de corte, mientras que las otras se colocarán sobre una superficie y fijadas en la caja, para que puedan cizallar el material en la caja de trituración. La figura ?? muestra como son ambos tipos de cuchillas.

Las cuchillas dinámicas girarán permitiendo que el material ingrese a la zona de cruce entre las cuchillas dinámicas y estáticas, donde el material se cizallará reduciendo su dimensión original, y este pasará a la salida de la zona de corte donde se cuenta el tamiz que filtrará el material hasta que alcance la dimensión final deseada. En la figura 3.4 se muestra como se ensamblan el eje de corte con las cuchillas y sus respectivos separadores.

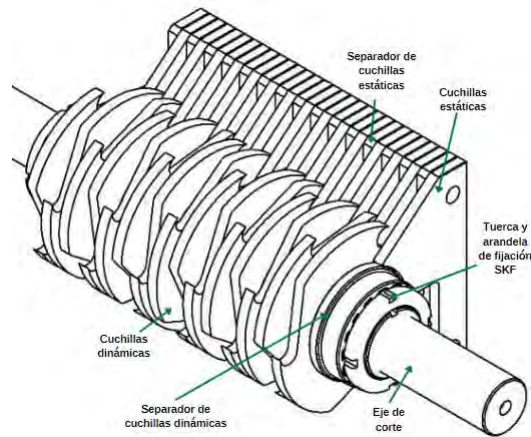


Figura 3.4: Ensamble de cuchillas en el eje de corte.

Las cuchillas dinámicas serán ensambladas en el eje de corte y serán sujetadas mediante el uso de arandelas y tuercas de fijación de la marca SKF en ambos extremos. Los modelos seleccionados del catálogo son los siguientes: arandela de fijación MB10 y la tuerca de fijación KM10.

3.3.1. Configuración de las cuchillas de corte

Para definir el espesor de las cuchillas de corte se debe verificar la resistencia mecánica en la zona del cubo, también conocido como zona interna, de la cuchilla. Entre las tres alternativas que se tienen para la unión eje cubo, son los métodos de chavetas, eje con forma geométrica o eje estriado. De las tres alternativas, se escoge el eje estriado, ya que su fabricación no requiere tanto mecanicado como un eje con forma geométrica.

Definición del espesor de las cuchillas de corte

Las cuchillas de corte serán montadas en un eje estriado, por lo que se requiere una verificación por resistencia en la zona interior de la cuchilla que se encuentra en contacto con el eje estriado. Dado que las cuchillas se encuentran sometidas a cargas de impacto debido al corte del material ingresante, se requiere que la geometría interior de las cuchillas tengan una robustez para que puedan soportar las cargas. Para hacer esta verificación, se bosqueja las cargas a las que se encuentra sometido el eje estriado, como se muestra en la figura 3.5. En esta verificación, se traslada la fuerza de la cuchilla hacia el eje de corte, lo que convierte a las cargas en momentos resultantes en el eje por cada cuchilla.

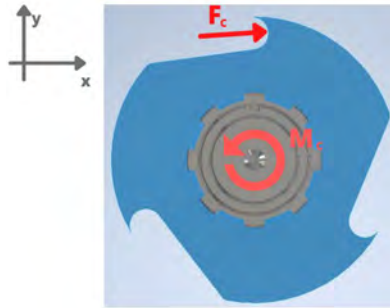


Figura 3.5: DCL de las fuerzas presentes en la cuchilla.

Para definir las geometrías del eje estriado se utilizará las medidas de la norma DIN 5462 serie ligera. La siguiente tabla nos muestra los datos de medidas normalizadas para ejes estriados (Paulsen, 2017).

Tabla 3.1: Extracto de la norma DIN 5462 del material del curso de elementos de máquinas.

Diámetro interior d_{int} (mm)	Serie Ligera DIN 5462		
	Nº dientes z_n	d_{ext} (mm)	b_{di} (mm)
46	8	50	9
52	8	58	10
55	8	62	10
62	8	68	12
72	10	78	12

De la tabla, seleccionamos los valores resaltados en negrita para su uso en la verificación de la unión eje-cubo.

- **Diámetro exterior** (d_{ext}): 62 mm.
- **Diámetro interior** (d_{int}): 55 mm.
- **Espesor del diente del eje estriado** (b_{di}): 10 mm.
- **Número de nervios o estrías** (z_n): 8.
- **Factor de choque** (C_s): 1.43.
- **Presión admisible de aplastamiento del material** (p_{adm}): 90 MPa.

Para determinar la longitud efectiva de las cuchillas, se utilizarán las ecuaciones del Elementos de máquinas del curso. Primero debemos calcular el diámetro medio del eje estriado y la distancia

media entre los diámetros.

$$d_{med} = \frac{d_{ext} + d_{int}}{2} = 58,5mm \quad (3.5)$$

$$h' = \frac{d_{ext} - d_{int}}{2} = 3,5mm \quad (3.6)$$

Una vez calculados estos valores, procedemos a utilizarlos en la ecuación general para calcular la longitud efectiva para el cubo de las cuchillas. La longitud efectiva L_{ef} es la longitud mínima que debe tener el espesor del cubo de la cuchilla con el objetivo de que resista la carga a la que se encuentra sometida. La ecuación para obtener la longitud efectiva viene dado por la siguiente ecuación:

$$L_{ef} = \frac{2 \times M_{tc} \times C_s}{0,75 \times d_{med} \times h' \times z_n \times p_{adm}} = 1,39mm \quad (3.7)$$

Con este cálculo, se define el espesor mínimo que debe tener las cuchillas de corte en el cubo. Para el prototipo a desarrollar, se define que el espesor de las cuchillas será de 8 mm, por lo que no habrá problemas de falla por resistencia en el cubo de las cuchillas por la fuerza de corte.

Dimensiones de las cuchillas dinámicas

Las cuchillas dinámicas tienen la función de ser el elemento que transmite la potencia del motor hacia el material de corte para su cizallado. Estas están compuestas por 3 zonas de corte donde el material ingresará y se cizallará trabajando junto con las cuchillas de corte estáticas. El diámetro exterior de la cuchilla para nuestra operación será de $D_{cuc} = 130mm$. La zona de corte de la cuchilla está compuesta por un semicírculo de diámetro de 15 mm y el área de la zona del semicírculo hacia el exterior de la cuchilla. El centro de la zona circular de corte se ubicará 1 mm perpendicular a la línea imaginaria por donde se definen las zonas de corte en el elemento, tal y como se observa en la figura 3.7. Estas cuchillas tienen un espesor de 8 mm. Los diámetros interior y exterior de la cuchilla de corte son los mismos que los de la norma DIN 5462, que son de 55 y 62 mm, respectivamente.

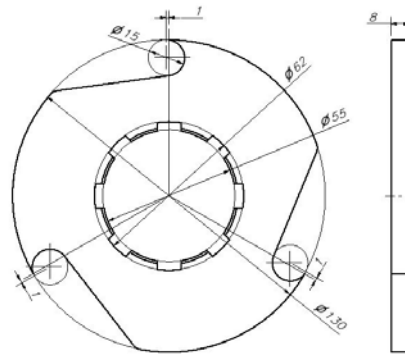


Figura 3.6: Geometría de la cuchilla dinámica

Dimensiones de las cuchillas estáticas

La cuchilla estática tiene la función de recibir parte de la carga de corte del material para que este pueda ser cizallado con el movimiento de la cuchilla dinámica. La cuchilla presenta 2 agujeros de diámetro de 12 mm y se encuentran separados a una distancia de 120 mm. Por los agujeros pasa de un esparrágo que mantenga las cuchillas estáticas juntas sin moverse. Además, la cuchilla tiene una forma circular en la zona media derecha de radio de 41 mm, ya que esta zona es donde se encuentra el eje de corte dinámico y así poder evitar una interferencia de funcionamiento. Al igual que las cuchillas de corte dinámicas, estas cuchillas tienen un espesor de 8 mm para evitar interferencias entre las cuchillas dinámicas.

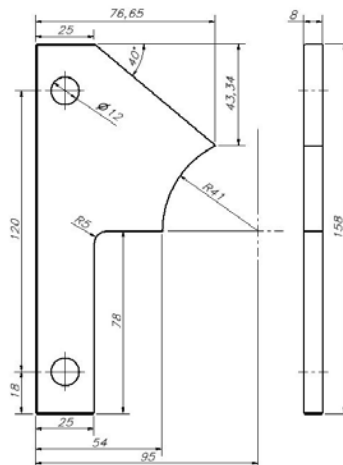


Figura 3.7: Geometría de la cuchilla estática

3.4. Definiendo la capacidad de trituración del equipo

El proyecto preliminar debe estar definido por su capacidad, por lo que se procede a calcular la capacidad aproximada con la que el equipo puede triturar el material de ingreso. Este calculo presenta algunas asunciones: el corte de material no será constante, por lo que definirá una eficiencia de corte, no todas las cuchillas cortarán a la vez, las 3 zonas de corte de la cuchilla no cizallan en simultáneo. El área libre de la cuchilla se calcula usando las medidas de la figura 3.8 (Porras, 2018).

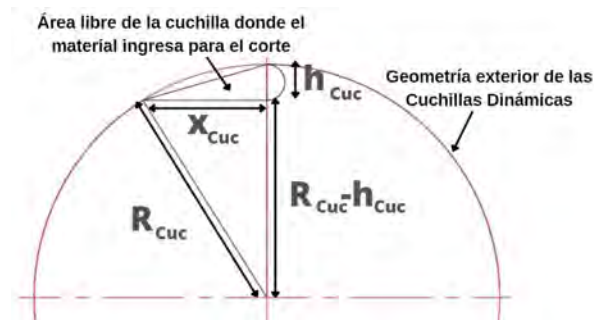


Figura 3.8: Geometría de la zona de corte de la cuchilla.

Las dimensiones geométricas de la cuchilla por defecto son las siguientes:

- **Radio exterior de la cuchilla (R_{cuc}):** 65 mm.
- **Espesor de la cuchilla (e_{cuc}):** 8 mm.
- **Altura de la zona de corte de la cuchilla (h_{cuc}):** 15 mm.

Como se puede ver en la imagen 3.8, se debe calcular la longitud horizontal de uno de los catetos del triángulo formado por el radio de la cuchilla. Este se calcula mediante el teorema de pitágoras.

$$x_{cuc} = \sqrt{R_{cuc}^2 - (R_{cuc} - h_{cuc})^2} = 41,53mm \quad (3.8)$$

Con esta medida, se procede a calcular el volumen de la sección de la cuchilla que puede devastar material. El área de la sección de corte de la cuchilla se muestra en la figura 3.9.

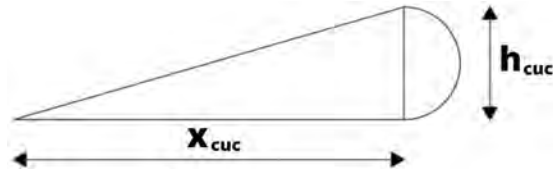


Figura 3.9: Área de la sección de corte de la cuchilla.

Primero se calcula el área libre de la cuchilla, cuya área aproximada es la suma de un triángulo rectángulo y un área de un semicírculo.

$$V_{matdev} = \left(\frac{x_{cuc} \times h_{cuc}}{2} + \frac{\pi \times h_{cuc}^2}{8} \right) \times e_{cuc} = 3,19 \text{ cm}^3 \quad (3.9)$$

Luego se procede a calcular el flujo de material que puede ser devastado por la cuchilla multiplicando el volumen de material devastado por la densidad del material, que es de $1,38 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$.

$$M_{dev} = V_{matdev} \times \rho_{plast} = 4,41 \text{ g} \quad (3.10)$$

Los valores asumidos para el cálculo de la capacidad son los siguientes:

- **Eficiencia de corte** (η_{corte}): 0,9
- **Zonas de corte de la cuchilla** (N_{corte}): 1
- **Cuchillas que cizallan en simultáneo** ($N_{cuccorte}$): 5

Con los resultados de las ecuaciones anteriores y los valores asumidos, se procede a calcular la capacidad aproximada con la que el equipo puede triturar material.

$$Q_{dev} = \eta_{corte} \times N_{corte} \times N_{cuc} \times N_{cuccorte} \times M_{dev} = 159,77 \text{ kg/h} \quad (3.11)$$

3.5. Separadores de cuchillas

Los separadores de cuchillas tienen la función de ser espacios geométricos entre las cuchillas dinámicas y las estáticas. Estas piezas no están sometidas a esfuerzos, por lo que solo se dimensionarán de acuerdo a la forma del eje de corte de las cuchillas.

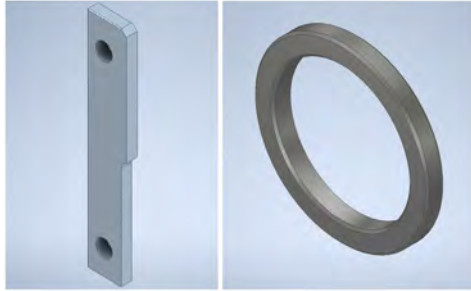


Figura 3.10: Separadores de cuchillas estáticas (Izquierda) y dinámicas (Derecha) del equipo.

El separador de cuchilla dinámica será de un material resistente pero común como un acero Ck45. Las dimensiones del separador de cuchillas dinámicas serán de 80 mm de diámetro exterior, 62 mm de diámetro interior y espesor de 8 mm, al igual que las cuchillas de corte. Las dimensiones del separador de cuchillas estáticas tienen dimensiones de 158 mm de alto y 29 mm de ancho. El espesor de ambos separadores será de 8 mm, igual que las cuchillas dinámicas.

3.6. Eje de Corte

Del dimensionamiento de las cuchillas se obtiene la forma de la zona donde ingresarán las cuchillas en el eje que será un eje estriado de dimensiones de 62 mm y 55 mm de diámetro exterior e interior, respectivamente. Para que puedan sujetarse las cuchillas, se colocará una tuerca de fijación que permitirá que las cuchillas no cambien de posición durante el funcionamiento del equipo. Luego, el eje debe ser apoyado mediante el uso de 2 rodamientos. La zona donde se apoyarán los rodamientos deben tener una tolerancia para su posicionamiento. Por último, se fabricará el canal chavetero para poder transmitir la potencia del eje de corte.

3.6.1. Dimensionamiento del eje de corte

La caja de corte contendrá en su interior un número de 15 cuchillas de corte y 15 cuchillas de corte estáticas. Cada cuchilla tendrá una dimensión de 8 mm de espesor. Con estos datos, ya podemos definir la forma que tendrá nuestro eje de corte. Para el dimensionamiento del eje, se procede primero a hacer un DCL para empezar el análisis por esfuerzo en el eje. Para este modelo se considera que el eje se encuentra simplemente apoyado. Asimismo, se asumirá que todas las cuchillas trabajarán en simultáneo para poner al eje de corte en el caso crítico.

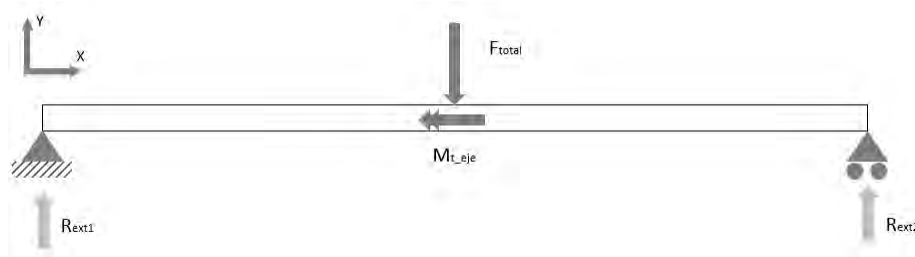


Figura 3.11: DCL del eje estriado con la carga total (Idealización) y sus apoyos.

- Longitud del eje entre los apoyos (L_{ejeap}): 440 mm.
- Posición donde se aplicará la carga equivalente (a_{ap}): 220 mm.
- Número de cuchillas apoyadas en el eje (n_c): 15.
- Fuerza total aplicada en el eje (F_{tot}): 18 kN.

Con estos datos, procedemos a calcular la fuerza en los apoyos, haciendo uso de las siguientes ecuaciones (Hibbeler, 2011):

Fuerza en la reacción izquierda:

$$R_{ext1} = \frac{F_{tot} \times (L_{ejeap} - a_{ap})}{L_{ejeap}} = 9,00kN \quad (3.12)$$

Fuerza en la reacción derecha:

$$R_{ext2} = \frac{F_{tot} \times (a_{ap})}{L_{ejeap}} = 9,00kN \quad (3.13)$$

Con estos datos, se proceden a calcular y dibujar los diagramas de fuerzas internas y momento flector. Como podemos ver en la gráfica, la zona crítica del eje de corte es la zona del medio, es en esta zona donde nuestro análisis por resistencia tendrá mayor importancia.

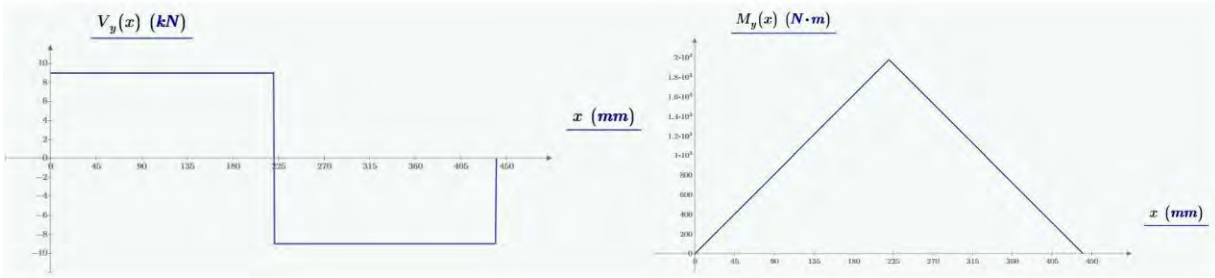


Figura 3.12: Diagrama de Fuerza Cortante (DFC) y Diagrama de Momento Flector (DMF) del eje estriado.

La geometría del eje de corte, junto con las fuerzas que se le aplican por reacción del proceso de corte en las cuchillas son las siguientes:

- **Diámetro medio del eje estriado (D_{med}):** 58.5 mm.
- **Área del eje (A_{eje}):** $\frac{\pi \times D_{med}^2}{4} = 2.668 \times 10^3 \text{ mm}^2$.
- **Momento de inercia del eje circular (I_{eje}):** $\frac{\pi \times D_{med}^4}{64} = 5.749 \times 10^5 \text{ mm}^4$.
- **Momento de flexión máximo (M_{flex}):** $1.931 \times 10^3 \text{ N.m}$.
- **Momento de torsión máximo (M_{tor}):** 405 N.m.
- **Fuerza de corte máximo (F_{corte}):** 6.75 kN.

A continuación, procedemos a calcular los esfuerzos máximos del eje:

Esfuerzo de flexión máximo en el punto crítico:

$$\sigma_{f_{max}} = \frac{M_{flex} \times \frac{d_{med}}{2}}{I_{eje}} = 131,71 \text{ MPa} \quad (3.14)$$

Esfuerzo de corte en la sección crítica:

$$\tau_{c_{max}} = \frac{F_{corte}}{A_{eje}} = 4,00 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

Esfuerzo de torsión máximo:

$$\tau_{t_{max}} = \frac{16 \times M_{tor}}{\pi \times d_{eje}^3} = 17,96 \text{ MPa} \quad (3.16)$$

Aplicando el teorema de Von Mises (Paulsen, 2017), calculamos el esfuerzo equivalente en el punto en el que el mayor esfuerzo es mayor.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{f_{max}}^2 + 3 \times (\tau_{c_{max}}^2 + \tau_{t_{max}}^2)} = 135,51 MPa \quad (3.17)$$

El material del eje es un acero aleado AISI-SAE 4140, cuyo esfuerzo de fluencia es de 655 MPa (Richard G. Budynas, 2008). Con este valor, se calcula el factor de seguridad del eje de corte.

$$FS = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{eq}} = 5,24 \quad (3.18)$$

A continuación, calculamos la deflexión y la inclinación del eje máxima. Para calcular estas dos propiedades, necesitamos los siguientes parámetros:

- **Constante de elasticidad del acero** (E_{acero}): $2.1 \times 10^5 \frac{N}{mm^2}$.
- **Longitud del eje entre los apoyos** (L_{eje}): 440 mm.
- **Fuerza de corte máximo** (F_{corte}): 18 kN.
- **Momento de inercia del eje estriado** (I_{eje}): $4,021 \times 10^5 mm^4$.

La ecuación para la deflexión en el eje máxima es la siguiente (Hibbeler, 2011):

$$v_{max} = \frac{F_{corte} \times L_{eje}^3}{48 \times E_{acero} \times I_{eje}} = 0,38 mm \quad (3.19)$$

La ecuación para la inclinación en el eje máxima es la siguiente (Hibbeler, 2011):

$$\theta_{max} = \frac{F_{corte} \times L_{eje}^2}{16 \times E_{acero} \times I_{eje}} = 0,15^\circ \quad (3.20)$$

Con esto, se verifica que el eje estriado no fallará por resistencia mecánica y su deflexión en el eje será mínima.

3.6.2. Dimensionamiento de la zona de las chumaceras

El eje de corte va a tener una zona donde se apoyaran las chumaceras, y el diámetro de esta sección será menor al del eje estriado, por lo que se tiene que realizar una verificación de resistencia mecánica donde la carga sea crítica. El punto donde el momento es crítico en la posición x_e que es

de 75 mm, que es la distancia desde el punto de apoyo de la chumacera hasta la zona de cambio de diámetro en el eje de corte.

$$M(x_e) = 675Nm \quad (3.21)$$

El esfuerzo de flexión en el punto x_e viene dado por la ecuación:

$$\sigma_{f_{xe}} = \frac{M_{x_e} \times \frac{d_{chum}}{2}}{I_{chum}} = 107,43MPa \quad (3.22)$$

El esfuerzo de corte en la sección sería:

$$\tau_{c_{xe}} = \frac{V(x_e)}{A_{chum}} = 7,16MPa \quad (3.23)$$

El esfuerzo de torsión en la sección de la chumacera será

$$\tau_{t_{xe}} = \frac{16 \times M_{tor}}{\pi \times d_{chum}^3} = 10,30MPa \quad (3.24)$$

Aplicando el teorema de Von Mises, el esfuerzo equivalente será:

$$\sigma_{eq_{xe}} = \sqrt{\sigma_{f_{xe}}^2 + 3 \times (\tau_{c_{xe}}^2 + \tau_{t_{xe}}^2)} = 131,28MPa \quad (3.25)$$

El factor de seguridad de la zona matrial del eje será:

$$FS = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{eq_{xe}}} = 5,41 \quad (3.26)$$

Con esto, se verifica la resistencia mecánica del material es la adecuada y no fallará en los puntos críticos. Un último análisis que se realiza al eje es el analisis por el método de elementos finitos con el software Autodesk Inventor para corroborar que los esfuerzos son menores al esfuerzo de flexión del eje de corte. En la figura 3.13, se muestra la zona donde el esfuerzo es mayor.

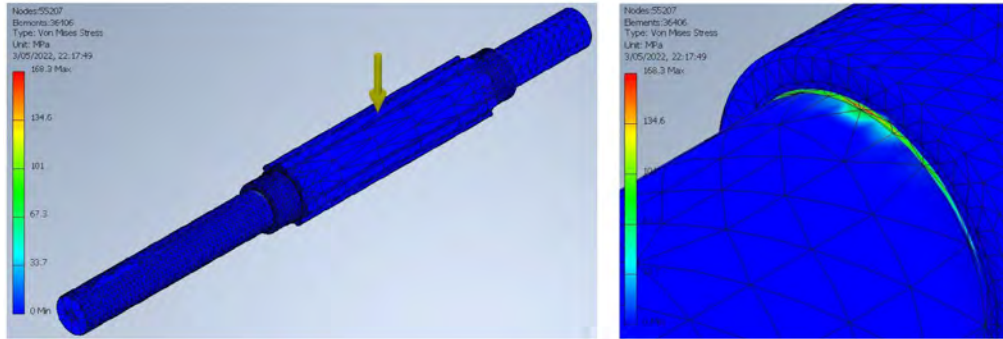


Figura 3.13: Zona crítica en el eje estriado.

De la figura anterior, se puede ver que el esfuerzo máximo en el eje se encuentra dentro de los rangos de esfuerzo admisible de acuerdo al material usado. Con esto, se verifica que el eje cumplirá con los requerimientos de diseño para su aplicación.

3.6.3. Verificación de la chaveta de transmisión de potencia.

La potencia requerida debe ser transmitida del motor reductor hacia el eje, por lo que se requiere un acoplamiento para lograr transmitir la potencia. El acoplamiento transmitirá la potencia por medio de una chaveta, por lo que se tendrá que hacer las verificaciones por presión admisible y esfuerzo de corte en la zona de transmisión de potencia. El DCL para el análisis de la unión es el siguiente (Paulsen, 2017):

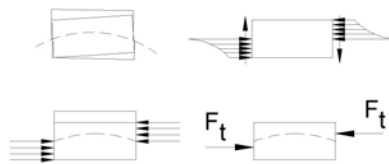


Figura 3.14: Diagrama de cuerpo libre (DCL) de las fuerzas presentes en el canal chavetero durante su funcionamiento.

Se selecciona una chaveta de acuerdo a las dimensiones geométricas de la norma DIN 6885 (Paulsen, 2017). Los parámetros para calcular el esfuerzo en la chaveta son los siguientes:

- **Diámetro del eje** (d_{eje}): 40 mm.
- **Base de la sección de la chaveta** ($b_{chaveta}$): 12mm.
- **Altura de chaveta** ($h_{chaveta}$): 8 mm.

- **Altura de canal chavetero en el eje** $t_{1chaveta} : 5 \text{ mm}$.
- **Número de chavetas en el eje** $n_{chavetas} : 3$.
- **Eficiencia de transmisión de la chaveta** $\eta_{chavetas} : 0,75$.
- **Presión admisible de aplastamiento en el cubo del acoplamiento** $p_{Adm} : 100 \text{ MPa}$.
- **Esfuerzo de corte admisible en la chaveta** $\tau_{Adm} : 50 \text{ MPa}$.

Para el análisis de esfuerzo crítico, tomamos como referencia la longitud efectiva de la chaveta. Esta longitud se definirá en base a la presión admisible del material del acoplamiento, y del material de la misma chaveta. La longitud de chaveta máxima para un eje debe ser 1.5 veces el diámetro del eje donde se mecanizará el eje.

$$L_{max} = 1,5 \times d_{eje} = 60 \text{ mm} \quad (3.27)$$

Verificación de longitud efectiva por presión admisible.

$$L_{ef} = \frac{2 \times M_{Caplic}}{d_{eje} \times (h_{chaveta} - t_{1chaveta}) \times p_{Adm} \times n_{chavetas} \times \eta_{chavetas}} = 26,67 \text{ mm} \quad (3.28)$$

Verificación de longitud efectiva por corte admisible.

$$L_{ef} = \frac{2 \times M_{Caplic}}{d_{eje} \times b_{chaveta} \times \tau_{Adm} \times n_{chavetas} \times \eta_{chavetas}} = 13,33 \text{ mm} \quad (3.29)$$

La longitud mínima que debe tener una chaveta para el eje será el siguiente

$$L_{chaveta} = L_{ef} + b_{chaveta} = 36,67 \text{ mm} \quad (3.30)$$

La longitud de chaveta del eje mínima es de 37 mm de acuerdo a la longitud efectiva obtenida. Por seguridad de los componentes del equipo, elegiremos la chaveta de longitud máxima para el eje. Se toma esta elección para que la unión tenga un factor de seguridad mayor. La longitud del canal chavetero será de 60 mm.

3.6.4. Tolerancias del eje

De acuerdo a las recomendaciones del fabricante del rodamiento (SKF, 2020), se recomienda el uso de un eje con tolerancia h9 para asegurar su colocación y vibraciones seguras. El eje es de

diámetro de 40 mm, y en el plano será la tolerancia 40h9. En la ecuación 3.31 se definen los límites máximos y mínimos de la tolerancia dimensional de la cota.

$$39,938 \leq 40h9 \leq 40,000 \quad (3.31)$$

Una vez que el eje de corte ha terminado de ser calculado, el eje de corte final tendrá dimensiones de 625 mm de largo, diámetros variables desde 40 mm hasta 62 mm y 4 zonas para los otros elementos de máquinas.

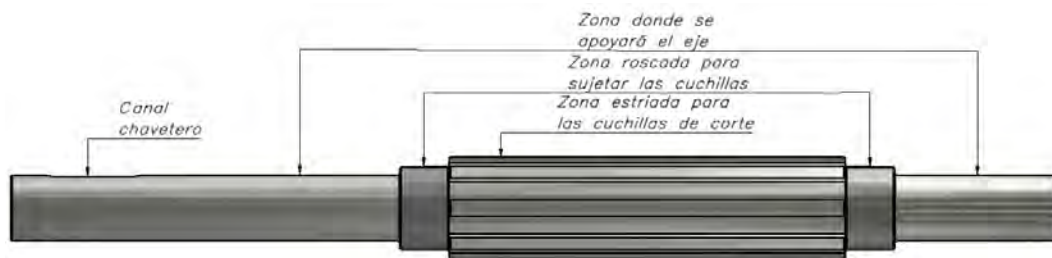


Figura 3.15: Partes del eje estriado de la máquina.

3.7. Dimensionamiento del tamiz

El colador de la máquina tendrá las dimensiones internas de la caja y está compuesto por 5 piezas, cada una proveniente de una plancha de acero. Una de las planchas se rolará con forma circular con un diámetro interior de 132 mm, para que las piezas de plástico triturado tenga un espacio para que puedan salir. Esta plancha tendrá agujeros de diámetro de 10 mm para que el material triturado tenga una dimensión definida y pueda ser utilizado en otros procesos.

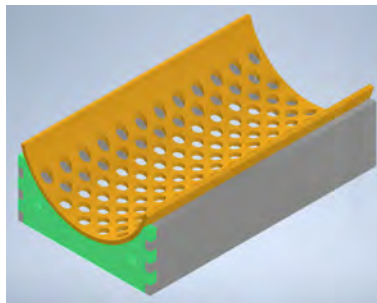


Figura 3.16: Geometría del colador de la trituradora.

Para la fabricación de este componente, primero se realizarán los agujeros a la plancha más

grande, y luego se procederá a doblarla para que tenga la forma circular donde las cuchillas de corte ingresarán. El diámetro exterior de este rolado será de 140 mm para que el material triturado pueda salir de la zona de corte y pase por los agujeros de salida del tamiz. Las otras piezas serán de planchas de acero de 6 mm de espesor y se uniran con la plancha con agujeros para poder darle rigidez a la pieza durante el proceso de salida del material triturado. Para su union entre piezas se realizara mediante el uso de soldadura. Este elemento se sujetara en la parte inferior de la caja de trituración mediante el uso de uniones atornilladas. Los tornillos de las uniones no se encuentran sometidas a esfuerzos de corte, por lo que la verificación de la unión atornillada no es necesaria.

3.8. Selección del motorreductor

El motorreductor se elegirá en base a la potencia de corte necesaria para la tarea solicitada. Para definir el torque de corte se ha requerido la geometría de las cuchillas de corte para comenzar el cálculo de la potencia necesaria.

3.8.1. Cálculo de la potencia de corte necesaria para el proceso

Para hacer el cálculo de la potencia de corte total en la selección del motorreductor, se han definido los siguientes parámetros para la selección del motor reductor.

- **Torque total necesario para el corte (T_c):** 1,17 kN*m
- **Velocidad de rotación del equipo (n_{rot}):** 20 rpm (Hill, 1986)
- **Eficiencia del motorreductor (η_{tr}):** 0,9

Con la fuerza de corte definida, procedemos a hacer el cálculo de la potencia mecánica que necesitamos para la máquina. La potencia total se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_{corte} = \frac{T_c \times n_{rot}}{\eta_{tr}} = 2,72kW \quad (3.32)$$

El motor reductor a utilizar requerirá una potencia de 3 kW; además, deberá cumplir con la velocidad de rotación recomendada para el proceso de trituración. Por lo tanto, se elegirá un motorreductor con una velocidad de rotación de rango entre 20 y 24 $\frac{rev}{min}$.

3.8.2. Verificación del cálculo con el motor reductor seleccionado

Con la potencia de corte obtenida para el proceso de triturado, se procede a seleccionar el motor reductor de la figura 3.17 de la empresa SEW Eurodrive para motores trifásicos de 6 polos. Los parámetros de entrada para seleccionar el motorreductor son la potencia nominal, la velocidad de salida del motorreductor, la relación de transmisión de la caja reductora.

4.12 IE3 DRN.. motors, 380 V, 60 Hz, 6-pole

4.12.1 Information on motors

Motor	P _n kW	M _n Nm	n _n min ⁻¹	I _n A	cosφ	η _{100%} %	η _{75%} %	η _{100%} %	I _s /I _n	M _s /M _n M _s /M _n	M _v /M _n
DRN63MR6	0.09	0.76	1135	0.41	0.52	49.2	57.3	61.5	3.5	3.4 3.4	3.6
DRN63M6	0.12	1.04	1105	0.45	0.63	54.9	61.6	64.0	3.3	2.4 2.5	2.5
DRN71MS6	0.18	1.52	1130	0.61	0.63	61.7	66.6	68.0	3.9	2.3 2.1	2.6
DRN71M6	0.25	2.1	1135	0.84	0.62	64.8	70.3	72.0	4.2	2.5 2.3	2.8
DRN80MK6	0.37	3.05	1150	1.14	0.63	71.2	74.8	75.5	4.9	2.5 2.4	3.0
DRN90SR6	0.55	4.5	1172	1.66	0.60	76.6	80.5	81.7	6.0	2.7 2.4	3.4
DRN90S6	0.75	6.1	1165	2.2	0.63	79.1	82.6	82.5	5.6	2.4 2.3	3.0
DRN112M6	1.1	8.9	1183	3.1	0.61	84.6	86.9	87.5	7.9	2.5 1.8	3.9
DRN112M6	1.5	12.1	1181	4.05	0.63	86.1	88.2	88.5	7.7	2.5 1.9	3.8
DRN132S6	2.2	17.8	1179	5.9	0.63	87.2	89.2	89.5	6.7	2.7 2.4	3.9
DRN132S6	3	24.5	1178	8.1	0.63	87.6	89.4	89.5	6.9	2.7 2.5	4.0
DRN132M6	3.7	30	1182	10.7	0.59	86.8	89.0	89.5	6.7	3.4 2.8	3.3
DRN132M6	4	32.5	1181	11.1	0.61	87.4	89.2	89.5	6.4	3.2 2.6	3.1
DRN160M6	5.5	44.5	1185	12.6	0.72	88.4	90.4	91.0	8.6	2.9 1.3	4.4
DRN160M6	7.5	61	1182	17.2	0.73	89.2	90.8	91.0	8.0	2.9 1.3	4.2

Figura 3.17: Catálogo de motores eléctricos SEW Eurodrive.

El motor seleccionado SEW DRN132S6 tiene una velocidad de rotación de 1178 rpm. Además, el reductor seleccionado de engranajes helicoidales de modelo R87DRN100L4 tiene una relación de transmisión de $i_r = 60,35$, por lo que haremos los cálculos para la verificación.

$$n_s = \frac{n_n}{r_t} = 19,52 \frac{rev}{min} \quad (3.33)$$

La relación de transmisión del motorreductor seleccionado cumple con la velocidad de salida necesaria para el equipo. Por lo tanto, se procede a trabajar con el motorreductor seleccionado.

3.8.3. Cálculo para el arranque del motor reductor

Para el motor reductor seleccionado se deben hacer algunas verificaciones durante su funcionamiento para asegurar que el equipo sea el correcto.

Cálculo del momento de inercia de masa del eje de corte

Primero calculamos el momento de inercia del eje de corte, ya que este dato nos servirá para calcular la constante de inercia del motor y de la carga en el seleccionamiento de un acoplamiento.



Figura 3.18: Vista isométrica del eje estriado.

Como primer calculo, calculamos el volumen aproximado del eje. Para este calculo asumimos que el eje de corte se compone de 3 cilindros: el cilindro del eje estriado usando el diámetro medio, los 2 cilindros de la zona roscada para la tuerca de fijación y los cilindro de las zonas donde estarán colocadas las chumaceras. A continuación, se calcula el volumen aproximado del eje estriado.

$$V_{eje} = \frac{\pi}{4} \times ((d1^2 \times L1) + (d2^2 \times L2) + (d3^2 \times L3)) = 1204,71cm^3 \quad (3.34)$$

Luego, calculamos el masa del eje multiplicando por la densidad del acero, cuyo valor es de $7,8 \frac{g}{cm^3}$.

$$M_{eje} = \rho_{acero} \times V_{eje} = 9,46kg \quad (3.35)$$

El eje contiene cuchillas y separador de cuchillas, por lo que se deben incluir en la masa total del eje. A continuación, calcularemos masa total de las cuchillas de corte y sus separadores. Primero calcularemos la masa de la cuchilla de corte

$$M_{cuch} = \rho_{acero} \times \frac{\pi}{4} \times e_{cuc} \times (d_{extcuch}^2 - d_{int}^2) = 0,04kg \quad (3.36)$$

Luego, calculamos la masa de los separadores de cuchillas

$$M_{sep} = \rho_{acero} \times \frac{\pi}{4} \times e_{cuc} \times (d_{ext_{sep}}^2 - d_{int}^2) = 0,68kg \quad (3.37)$$

Con estos datos calculamos la masa adicional que tiene el eje de corte.

$$M_{partes} = n_c \times (M_{cuch} + M_{sep}) = 10,87kg \quad (3.38)$$

El momento de inercia del eje de corte viene dado por la ecuación:

$$J_{eje} = \frac{1}{2} \times (M_{eje} + M_{partes}) \times d_{eje_{medio}}^2 = 4,98 \times 10^{-4} kg * m^2 \quad (3.39)$$

Cálculo para determinar el tiempo de arranque

Momento de inercia equivalente

$$J_{eq} = J_{motorreductor} + J_{eje} = 0,025kg * m^2 \quad (3.40)$$

El torque medio equivalente viene dado por la ecuación 3.41, donde T_A y T_B son el torque de arranque y aceleración del motor.

$$T_{med} = 0,45 \times (T_A + T_B) = 41,65N * m \quad (3.41)$$

El tiempo de arranque se calcula usando la ecuación 3.42.

$$t_{arr} = \frac{J_{eq}}{T_{med} - T_{LM}} \times N_n = 0,90s \quad (3.42)$$

Con este dato, se verifica que el tiempo de arranque no supera el tiempo de carga para motores de 6 polos y cumple con el tiempo normal para este tipo de motores (Álvarez, 2017).

3.8.4. Diagrama de arranque del motor reductor

De acuerdo con los datos del producto, calculamos la corriente de arranque para elegir el método de arranque del motor eléctrico. Los parámetros son la corriente nominal ($I_N = 8,1A$) y el ratio

de corriente de arranque ($\frac{I_A}{I_N} = 6,9$).

$$I_A = 6,9 \times I_N = 55,89A \quad (3.43)$$

Con esto se verifica la corriente de arranque es grande para poder un arranque directo. Ya que la corriente de arranque del motor es grande, se decide proceder y se desarrolla un diagrama de control para el arranque estrella-triángulo, como se muestra en la figura 3.19, para el producto seleccionado. Asimismo, el arranque del motor debe ser efectuado sin ninguna carga externa que afecte al equipo.

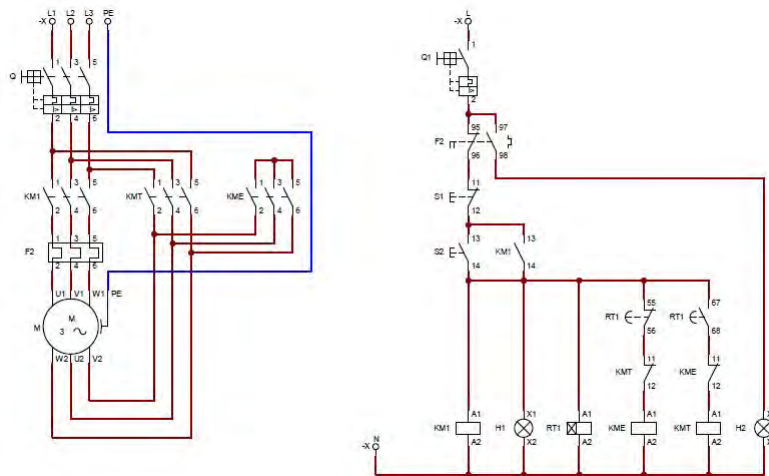


Figura 3.19: Diagrama de potencia y control para el motorreductor de la máquina.

3.9. Selección y cálculo del acoplamiento de unión entre el eje de corte y el motor reductor

El acoplamiento a elegir será un acoplamiento flexible de la marca KTR modelo Rotex.



Figura 3.20: Acoplamiento KTR serie ROTEX.

Para la selección del acoplamiento hacemos la verificación del torque nominal y máximo del acoplamiento de acuerdo a la norma DIN 740. Para hacer estas verificaciones primero debemos calcular el torque máximo actuante en el acoplamiento. Para calcular este valor debemos usar los siguientes parámetros. El acoplamiento más utilizado es el acoplamiento flexible, ya que no requiere mantenimiento y es de fácil instalación.

- **Momento de inercia del motor** J_A : $245 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$
- **Momento de inercia total reducido al acoplamiento** J_{LM} : $5,448 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$
- **Factor de choque** S_A : 1,5
- **Factor de operación** S_B : 1,5
- **Factor de inicio** S_Z : 1,0
- **Factor de temperatura** S_t : 1,1
- **Torque máximo del lado motriz** T_{AS} : 392,015 N*m
- **Torque en el lado de la carga o momento resistente** T_{LM} : 810 N*m

La siguiente ecuación define la relación entre el momento de inercia del motor y de la carga. Con este valor procedemos a calcular el torque máximo, donde usaremos el momento de inercia del motor y del total reducido al acoplamiento.

$$m = \frac{J_A}{J_{LM}} = 49,14 \quad (3.44)$$

Con este resultado, se procede a calcular la ecuación del torque máximo viene dado por la ecuación 3.45:

$$T_{KS} = (T_{AS} \times \frac{1}{m+1} \times S_A + T_{LM} \times \frac{m}{m+1} \times S_B) \times S_Z \times S_t = 1759,38 \text{Nm} \quad (3.45)$$

De esta ecuación obtenemos el valor del torque máximo que es 1321 Nm. Con este valor, procedemos a hacer la verificación del momento máximo que puede soportar el acoplamiento. Seleccionamos el acoplamiento de marca KTR, serie ROTEX que es flexible. En la siguiente tabla del catálogo de la figura 3.21 del fabricante obtenemos las principales propiedades del producto. (KTR, 2021)

98 Shore A spider made of T-PUR* and PUR															
ROTEX* size	Max. speed		Torsion angle ϕ with		Torque [Nm]				Damping power P _{KW} [W] ²⁾	Relative damping ψ	Resonance factor V _R	Torsion spring stiffness C dyn. [Nm/rad]			
	v=35 m/s cast material	v=40 m/s steel	TKN	TK max	DIN 740 ¹⁾							1.0 TKN	0.75 TKN	0.5 TKN	0.25 TKN
					Rated TKN	Max. TK max	Vibratory TKW	TK max ²⁾							
14	22200	25400	6.4°	10°	12.5	25	3.3	37.5	—			0.56x10 ³	0.46x10 ³	0.35x10 ³	0.21x10 ³
19	16700	19000			17	34	4.4	51	4.8			2.92x10 ³	2.39x10 ³	1.81x10 ³	1.07x10 ³
24	12100	13800			60	120	16	180	6.6			9.93x10 ³	8.14x10 ³	6.16x10 ³	3.65x10 ³
28	10100	11500			160	320	42	480	8.4			26.77x10 ³	21.95x10 ³	16.6x10 ³	9.84x10 ³
38	8300	9500			325	650	85	975	10.2			48.57x10 ³	39.83x10 ³	30.11x10 ³	17.85x10 ³
42	7000	8000			450	900	117	1350	12.0			64.5x10 ³	44.69x10 ³	33.79x10 ³	20.03x10 ³
48	6350	7250			525	1050	137	1575	13.8			65.3x10 ³	53.54x10 ³	40.48x10 ³	24x10 ³
55	5550	6350			685	1370	178	2055	15.6			95x10 ³	77.9x10 ³	58.88x10 ³	34.9x10 ³
65	4950	5650			940	1880	244	2820	18.0	0.80	7.00	129.5x10 ³	106.2x10 ³	80.3x10 ³	47.6x10 ³
75	4150	4750	3.2°	5°	1920	3840	499	5760	21.6			197.5x10 ³	162x10 ³	122.5x10 ³	72.6x10 ³
90	3900	3800			3600	7200	936	10800	30.0			312.2x10 ³	256x10 ³	193.6x10 ³	114.7x10 ³
100	2950	3350			4950	9900	1287	14850	36.0			383.3x10 ³	314.3x10 ³	237.6x10 ³	140.9x10 ³
110	2600	2950			7200	14400	1872	21600	42.0			505.9x10 ³	463.1x10 ³	351.3x10 ³	260.5x10 ³
125	2300	2600			10000	20000	2600	30000	48.0			1207x10 ³	1003x10 ³	787.6x10 ³	552.5x10 ³
140	2050	2350			12800	25600	3328	38400	54.6			1549x10 ³	1283x10 ³	979.8x10 ³	674.1x10 ³
160	1800	2050			19200	38400	4992	57600	75.0			2481x10 ³	2137x10 ³	1781x10 ³	1275x10 ³
180	1550	1800			28000	56000	7280	84000	78.0			4220x10 ³	3635x10 ³	3031x10 ³	2170x10 ³

Figura 3.21: Tabla de acoplamiento Rotex.

De acuerdo al fabricante del acoplamiento, el torque nominal y máximo del acoplamiento son de valores de 1920 y 3940 Nm, respectivamente. Las ecuaciones para verificar si el acoplamiento seleccionado es el correcto. La primera verificación es para el torque nominal, como se ve en la ecuación 3.46:

$$T_{LM} \times S_t \leq T_{KN} \Rightarrow 1188Nm \leq 1920Nm \quad (3.46)$$

Por último, verificamos que el torque máximo sea menor o igual al torque nominal máximo del acoplamiento, como se puede ver en la ecuación 3.47 para verificar el torque máximo:

$$T_{KS} \leq T_{KNmax} \Rightarrow 1759Nm \leq 3840Nm \quad (3.47)$$

Luego de hacer estas 2 verificaciones, se puede concluir que el acoplamiento cumple con las 2 verificaciones previas para poder utilizarlo en el equipo.

3.10. Selección y cálculo de las chumaceras y los rodamientos

Con la geometría del eje de corte definida y de acuerdo a nuestro proyecto preliminar, se procede a realizar la verificación de las chumaceras seleccionadas.

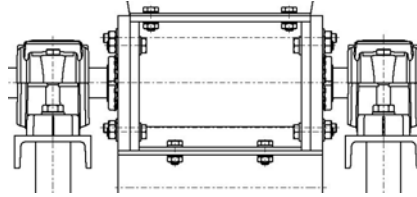


Figura 3.22: Eje de corte apoyado en Chumaceras.

Los parámetros iniciales para empezar el cálculo para selección de la chumacera correcta son los siguientes:

- **Diámetro del eje:** 40 mm.
- **Velocidad del eje:** $20 \frac{rev}{min}$
- **Carga radial:** 9,0 kN (debido al movimiento de corte del eje).
- **Método de lubricación:** Grasa
- **Temperatura de operación:** Por estimar
- **Lado del soporte del eje:** Lado Fijo
- **Vida estimada del rodamiento:** Mayor a 10 elevado a la sexta potencia o 1000000 de horas de funcionamiento.

La chumacera a seleccionar es la chumacera de modelo 21309EK de la marca SKF. Esta chumacera contiene en su interior una unidad de rodamientos de rodillos a rótula cuyos parámetros de carga son los siguientes:

- **Capacidad de carga dinámica básica:** $C = 129kN$
- **Capacidad de carga estática básica:** $C_0 = 127kN$
- **Carga límite de fatiga:** $P_u = 13,7kN$

Se procederá a hacer la verificación por carga estática. También, se calculará el factor de carga mínima. El factor de seguridad de la carga estática es el siguiente:

$$s_0 = \frac{C_o}{P_o} = \frac{127}{9} = 14,11 \quad (3.48)$$

3.10.1. Vida Nominal del Rodamiento

La vida nominal del rodamiento en millones de revoluciones viene dado por la ecuación 3.49, donde p es el exponente de la ecuación de la vida y su valor para rodamientos de rodillos a rótula es $P = \frac{10}{3}$.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^P = 1,51 \times 10^4 \quad (3.49)$$

Con el resultado de la ecuación 3.49, procedemos a calcular la vida nominal del rodamiento en horas de funcionamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} \times L_{10} = 1,25 \times 10^7 \quad (3.50)$$

Para calcular el factor κ necesitamos la gráfica 3.23 para obtener el factor de viscosidad v_1 . Uno de los parámetros de entrada es el diámetro medio del rodamiento, que viene dado por la ecuación:

$$D_{med} = \frac{d_{rod} + D_{rod}}{2} = 72,5mm \quad (3.51)$$

Con el resultado de la ecuación 3.51 y la velocidad de rotación, se ingresa a la gráfica para obtener la viscosidad nominal.

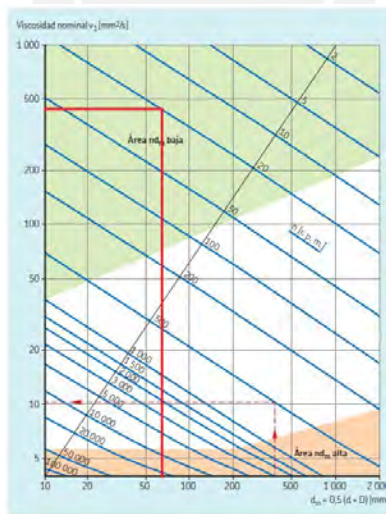


Figura 3.23: Gráfica de la viscosidad v_1 requerida de operación.

3.10.2. Selección del lubricante o grasa

Luego, procedemos a elegir el lubricante, con un factor de evaluación llamado κ , también conocido como el ratio de viscosidad. Los valores recomendados para el factor κ están en el rango de 0 a 4. Con los parámetros requeridos para la ecuación, se obtiene el resultado que la viscosidad requerida para la aplicación es de aproximadamente $460\text{mm}^2/\text{s}$, como se muestra en la figura 3.24. Con este valor se obtiene el factor κ .

Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática límite a 40 °C (105 °F)		
	media	min.	máx.
	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

Figura 3.24: Clasificación de la viscosidad según la norma ISO 3448.

Para el cálculo de factor κ , seleccionamos el lubricante a utilizar para nuestra aplicación. En este caso elegimos el lubricante SKF ISO VG 460 de la figura 3.24, cuya viscosidad media de funcionamiento es de $460\frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$. Con todos estos parámetros calculamos el factor κ .

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = 1,02 \quad (3.52)$$

El factor η_c nos servirá para la selección del lubricante. De acuerdo a las condiciones de trabajo de nuestro rodamiento, de contaminación típica, el valor del factor η tiene el valor de 0,3, de acuerdo a la figura 3.25.

Tabla 6

Condiciones	Factor η_c ⁽¹⁾ para rodamientos con diámetro $d_w \leq 100$ mm	
Limpeza extrema • Ejemplo de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante • Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • Aceite lubricante con filtración muy fina • Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8...0,6	0,9...0,8
Limpeza normal • Aceite lubricante con filtración fina • Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6...0,5	0,8...0,6
Contaminación ligera • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste leve ingreso de contaminantes	0,5...0,3	0,6...0,4
Contaminación típica • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste o ingreso de partículas desde el exterior	0,3...0,1	0,4...0,2
Contaminación severa • Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo sellos malicados • Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1...0	0,1...0
Contaminación muy severa • Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severos que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	()	0

(1) La escala para η_c se refiere solo a contaminantes sólidos finos. No se incluye la contaminación por agua o otros fluidos perjudiciales para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en áreas altamente contaminadas ($\eta_c < 0,1$) la vida del rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida normal.

Figura 3.25: Selección del factor η_c para distintos niveles de contaminación del rodamiento.

Con el valor de η_c , procedemos a utilizarlo en la siguiente ecuación, que nos servirá para poder ingresar a la gráfica 3.26.

$$\eta_c \times \frac{P_u}{P} = 0,46 \quad (3.53)$$

La ecuación anterior es el parámetro de entrada para el eje horizontal, mientras que el factor κ de la ecuación 3.52 nos servirá para seleccionar la curva correspondiente para poder determinar el factor a_{SKF} del eje vertical.

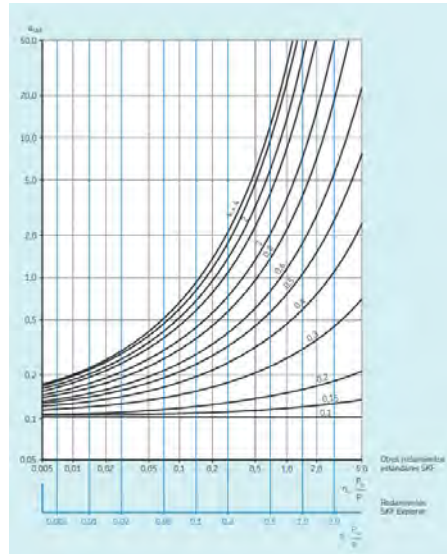


Figura 3.26: Factor a_{SKF} para los rodamientos radiales de rodillos.

El valor del factor es igual a: $a_{SKF} = 2,0$. Con este valor se estima la nueva vida del rodamiento en horas de funcionamiento, con la ecuación:

$$L_{10mh} = a_{SKF} \times L_{10h} = 1,19 \times 10^7 \geq 10^6 \quad (3.54)$$

Por lo tanto, se cumple los requerimientos en la vida útil del rodamiento, de tiempo de vida mayor a un millón de revoluciones.

3.10.3. Verificación para la grasa o lubricante seleccionado

En la verificación de la grasa o lubricante se calcula el valor de la multiplicación de la velocidad de rotación del rodamiento y el diámetro medio, como la ecuación siguiente:

$$n \times d_m = 20 \frac{rev}{min} \times 72,5mm = 9,11 \times 10^3 \frac{mm}{min} \quad (3.55)$$

La lubricación con grasa permite la retención mediante el uso de un sellado. El aceite se utiliza para intervalos de lubricación cortos y tiene aplicaciones en cajas de engranajes o para evacuar calor generado por la fricción entre los rodillos y su pista correspondiente. Para nuestra situación, la velocidad de rotación del eje es baja; por ello, utilizamos grasa en vez de aceite para lubricar las superficies de los rodamientos de rodillos a rótula. Para ello, utilizando los resultados de la

ecuación 3.55, seleccionamos los los parámetros de la figura 3.27 (SKF, 2020):

Tabla 1

Factores de los rodamientos y límites recomendados para nd_m				
Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_f	Límites recomendados de nd_m para relación de carga		
		C/P ≥ 15	C/P = 8	C/P = 4
min/min				
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas de contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
– rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
– rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
– rodamiento fijo con carga axial ligera en constante movimiento	4	200 000	120 000	60 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos de agujas				
– con jaula	3	350 000	200 000	100 000
Rodamientos de rodillos cónicos	2	350 000	300 000	200 000
Rodamientos de rodillos a rótula				
– si la relación de carga F_H/F_r , s e y $d_m \leq 800$ mm				
series 213, 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
series 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
serie 241	2	150 000	80 000	50 000
– si la relación de carga F_H/F_r , s e y $d_m > 800$ mm				
series 238, 239	2	230 000	130 000	65 000
series 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
serie 241	2	100 000	50 000	30 000
– si la relación de carga $F_H/F_r > e$ todas las series	6	150 000	50 000	30 000
Rodamientos de rodillos toroidales CARB				
– con jaula	2	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos axiales de bolas	2	200 000	150 000	100 000
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de agujas	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de rodillos a rótula				
– arandela de eje giratoria	4	200 000	120 000	60 000

Figura 3.27: Tabla de valores permisibles para lubricación con grasa.

Del gráfico mostrado, se puede concluir que el valor de la ecuación 3.55 se encuentra dentro de los límites recomendados para el rodamiento seleccionado.

Selección de grasa

De acuerdo a lo mencionado anteriormente, se procede a elegir la grasa en base a los parámetros de temperatura, rangos de carga, rangos de velocidad para rodamientos radiales lubricados con grasas, como se puede ver en la figura 3.28 (SKF, 2020).

Tabla 3			Tabla 5	
Rangos de temperatura de las grasas			Rangos de carga de las grasas	
Gama	Temperatura		Rango de carga	Relación de carga (C/P)
	°C	°F		
L	Baja	< 50	< 120	≥ 1,5
M	Mediana	de 50 a 100	de 120 a 210	= 8
H	Alta	> 100	> 210	= 4
EH	Extremadamente alta	> 150	> 300	< 2

Tabla 4				
Rangos de velocidad para rodamientos radiales lubricados con grasa				
Rango de velocidad		Factor de velocidad		
		Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos a rótula, de rodillos cónicos, de rodillos toroidales CARB	Rodamientos de rodillos cilíndricos
		nd_m		
		mm/min		
MB	Muy baja	–	< 30 000	< 30 000
L	Baja	< 100 000	< 75 000	< 75 000
M	Mediana	< 300 000	≤ 210 000	≤ 270 000
H	Alta	< 500 000	> 210 000	> 270 000
VH	Muy alta	≤ 700 000	–	–
EH	Extremadamente alta	> 700 000	–	–

n = velocidad de giro [r. p. m.]
 d_m = diámetro medio del rodamiento [mm] = 0,5 (d + D)

Figura 3.28: Valores de entrada para la selección de la grasa.

En base a estos datos de entrada, se procede a elegir la grasa LGWM 2. Los datos técnicos de la grasa LGWM 2 son los siguientes mostrados en la figura 3.29.

Datos técnicos			
Referencia	LGWM 2/(tamaño envase)		
Código DIN 51825	KP2G-40	Resistencia al agua	DIN 51 807/1, 3 h a 90 °C 1 máx.
Clase de consistencia NLGI	1-2	Separación del aceite	DIN 51 817, 7 días a 40 °C, estática, % 3 máx.
Espesante	complejo de sulfonato de calcio	Capacidad de lubricación	R2F, prueba de funcionamiento B a 120 °C aprobado a 140 °C (285 °F) R2F, prueba de cámara fría (+20 a -30 °C) aprobado
Color	amarillo	Corrosión del cobre	DIN 51 811 2 máx. a 100 °C (210 °F)
Tipo de aceite base	sintético (PAO)/mineral	Vida útil de la grasa para rodamientos	Prueba RÖF L ₅₀ , vida útil a 10 000 r. p. m., horas 1 824 ¹⁾ a 110 °C (230 °F)
Rango de temperaturas de funcionamiento	-40 a +110 °C (-40 a +230 °F)	Rendimiento EP	Marca de desgaste DIN 51350/5, 1 400 N, mm 1,5 máx. ¹⁾ Prueba de 4 bolas, carga de soldadura DIN 51350/4, N 4 000 min. ¹⁾
Punto de goteo DIN ISO 2176	>300 °C (>570 °F)	Corrosión de contacto	Prueba FAFNIR ASTM D4170 a +25 °C, mg 5,2 ¹⁾ Prueba FAFNIR ASTM D4170 a -20 °C, mg 1,1 ¹⁾
Viscosidad del aceite base	40 °C, mm ² /s 80 100 °C, mm ² /s 8,6		
Penetración DIN ISO 2137	60 recorridos, 10 ⁻¹ mm 280-310 100 000 recorridos, 10 ⁻¹ mm +30 máx.		
Estabilidad mecánica	Estabilidad a la rodadura, 50 h a 80 °C, 10 ⁻¹ mm +50 máx.		
Protección contra la corrosión	Emcor: - norma ISO 11007 - prueba de lavado con agua 0-0 - prueba agua salada (100% agua de mar) 0-0 ¹⁾		

¹⁾ Valor típico

Figura 3.29: Datos técnicos de la grasa LGWM 2 para nuestra aplicación.

A continuación, se procede a verificar el factor κ para corroborar una adecuada lubricación. Para ello, se realiza el cálculo de la viscosidad a la temperatura de operación estimada mediante el uso de la gráfica 3.30 (SKF, 2020).

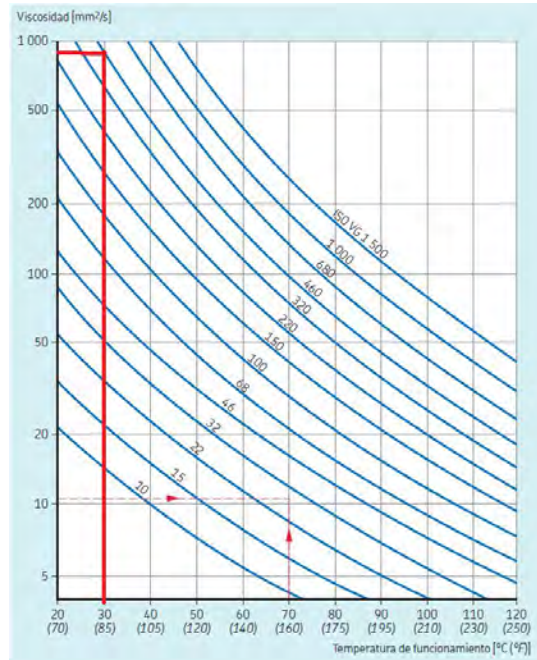


Figura 3.30: Estimado de la viscosidad de operación de lubricante seleccionada.

Con este nuevo valor de viscosidad, se procede a calcular nuevamente el factor κ para verificar que el valor se encuentre dentro de los límites admisibles.

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{900}{450} = 2 \quad (3.56)$$

Con esto, se verifica que el lubricante seleccionado se encuentra dentro de los límites admisibles.

Estimando el tiempo de relubricación

El intervalo de lubricación t_f es el tiempo en horas de funcionamiento adecuado de la grasa de la grasa con aceite mineral a temperatura de 70 grados Celsius. Los intervalos de lubricación debe adaptarse a los indicados en la figura 3.31. Los parámetros de entrada son el diámetro medio del rodamiento, la velocidad de rotación el factor $b_f = 2$ que se obtuvo de la figura 3.27. Con estos datos, procedemos a definir la siguiente ecuación:

$$n \times d_{med} \times b_f = 20 \times 70 \times 2 = 18221 \frac{mm}{min} \quad (3.57)$$

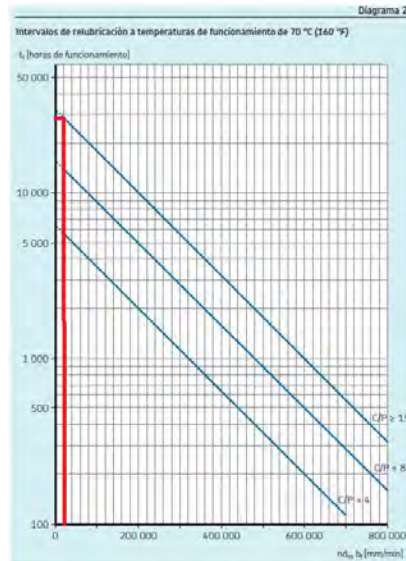


Figura 3.31: Intervalos de lubricación a temperaturas de funcionamiento.

De acuerdo con la ecuación 3.57 y la figura 3.31 el valor de horas de funcionamiento da como resultado el siguiente:

$$t_f = 28000h \quad (3.58)$$

Con esto se verifica que el rodamiento del equipo no requerirá una lubricación constante, por lo que la elección de la grasa termina de confirmarse.

Cantidad de grasa para el llenado inicial

El volumen libre de los rodamientos se llena durante la instalación y el volumen de los soportes se llena parcialmente (SKF, 2020). Los siguientes parámetros son dimensiones del rodamiento seleccionado para la determinación de la grasa inicial en el rodamiento.

- Ancho del rodamiento (B_{rod}): 25 mm
- Diámetro exterior (D_{rod}): 100 mm
- Diámetro del agujero (d_{rod}): 45 mm
- Masa del rodamiento (M_{rod}): 0.97 kg

El volumen libre para rodamientos de jaula metálica es propuesto en base a aproximaciones geométricas en la ecuación 3.59:

$$V = \frac{\pi}{4} \times B_{rod} \times (D_{rod}^2 - d_{rod}^2) \times 10^{-3} - \frac{M_{rod}}{7,8 \times 10^{-3}} = 32,23 \text{ cm}^3 \quad (3.59)$$

Cantidad de grasa de reposición

Durante el rodaje, el exceso de grasa se distribuye o sale del rodamiento. La temperatura de la grasa del rodamiento desciende cuando termina el rodaje, lo que indica que la grasa del rodamiento se ha distribuido (SKF, 2020). Existen diferentes métodos de relubricación: desde la parte exterior del rodamiento y a través de los orificios en el centro del lado interior o exterior. En nuestro caso tenemos la primera opción, por lo que la ecuación para la relubricación se muestra en la ecuación 3.60:

$$G_p = 0,002 \times D_{rod} \times B_{rod} = 5 \text{ g} \quad (3.60)$$

3.11. Cálculo de la unión atornillada de la caja de corte

La unión atornillada que se debe calcular es la unión entre las partes que componen la caja de trituración: las cubiertas laterales con la cubierta frontal. En total, serían 8 uniones atornilladas que deben ser verificadas. Para el cálculo de la unión atornillada, se simplifica el cálculo asumiendo que la carga se distribuye de forma simétrica en las uniones. Ahora, se calculará solo la unión de un lado de la caja, que lo componen 4 tornillos. La fuerza a la que se encuentra sometida la unión es la fuerza de corte debido al proceso de triturado. Para el análisis de la unión atornillada, utilizaremos el caso crítico donde todas las cuchillas cortan en simultáneo el polímero.

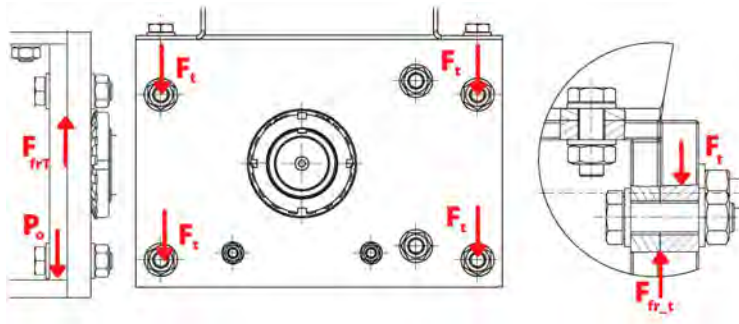


Figura 3.32: Unión atornillada de la caja de trituración

La fuerza P_o es la fuerza externa debido al proceso de cizallado, que será de 9 kN; esta fuerza se dividirá de acuerdo al número de tornillos a los que se encuentra sometido, en este caso 4 tornillos. La fuerza que se aplica en el tornillo es la misma fuerza de fricción entre las superficies de la unión atornillada, por lo que usamos la fuerza en el tornillo para nuestros cálculos.

$$F_{\text{tornillo}} = \frac{P_o}{\text{num}_t} = \frac{9}{4} = 2,25 \text{ kN} \quad (3.61)$$

La unión atornillada se encuentra sometida a esfuerzos de tracción en los tornillos, ya que los tornillos trabajan a tracción, por lo que el corte debe de evitarse. En el caso de las placas de la unión estas se encuentran a compresión. En el caso de la caja de trituración, se utiliza una unión tornillo tuerca (UTT). Para este tipo de unión tenemos diferentes tipos de diagrama de esfuerzos, como se muestra en la figura 3.33.

- (a) Un cilindro de esfuerzos.
- (b) Dos conos de esfuerzos.
- (c) Un cilindro y dos conos de esfuerzos.

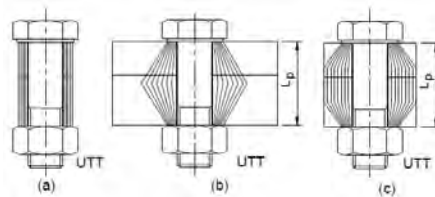


Figura 3.33: Diagramas de esfuerzos para las uniones atornilladas tornillo tuerca.

Primero se debe identificar qué tipo de sistema es el que tiene nuestro caso. Es por eso que se debe calcular el semiángulo o el ángulo formado por la generatriz del cono con el eje tornillo. Los datos de la unión atornillada para el diseño son los siguientes:

- **Longitud de las placas L_p : 33 mm**
- **Diámetro del tornillo L_p : 12 mm**
- **Diámetro exterior desde agujero hasta las placas D_{ext} : 36 mm**

Con estos valores, procedemos a calcular las siguientes ecuaciones. Las ecuaciones vienen dadas

por la norma VDI 2230 (Paulsen, 2017).

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = 2,75 \quad (3.62)$$

$$\varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1} = 3 \quad (3.63)$$

Para uniones atornilladas con tuerca, el semiángulo está definido por la expresión (Paulsen, 2017):

$$\tan \gamma = 0,35 + 0,01 \ln \beta_L + 0,19 \ln \varepsilon = 0,54 \quad (3.64)$$

$$\gamma = \arctan 0,54 = 28,38^\circ \quad (3.65)$$

Con este dato, procedemos a calcular el diámetro máximo para determinar la composición de la zona de compresión entre las placas. El diámetro máximo viene dado por la ecuación:

$$D_{max} = D_t + L_p \times \tan \gamma = 29,83mm \quad (3.66)$$

El diámetro exterior de la unión entre placas es de 36 mm, por lo que el diámetro máximo de la unión atornillada.

$$D_{ext} > D_{max} > d_{agu} \Rightarrow 36mm > 29,83mm > 14mm \quad (3.67)$$

El caso para nuestra unión atornillada es de dos troncos de cono y un cilindro en las uniones Unión Tornillo Tuerca (UTT) (Paulsen, 2017).

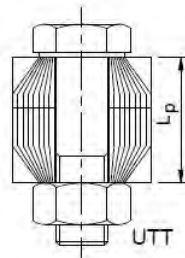


Figura 3.34: Diagrama de distribución de los esfuerzos de compresión de la unión atornillada

3.11.1. Cálculo de la rigidez del tornillo

A continuación, se procede a determinar la rigidez del tornillo para un tramo del tornillo (El diámetro nominal del tornillo es de 12 mm). Asimismo, los tornillos son de acero, por lo que su

módulo de elasticidad es de 210 GPa. En este método, se va a modelar el tornillo como resortes a deformarse en serie. La partición del tornillo se dividirá en 5 de acuerdo a la imagen siguiente (Paulsen, 2017).

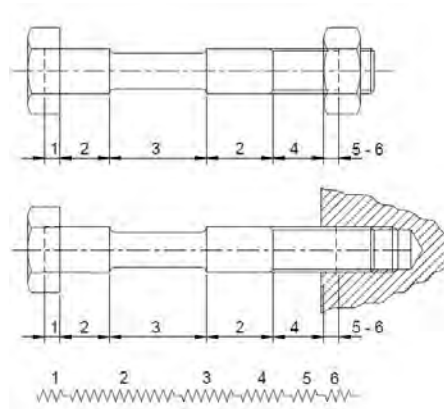


Figura 3.35: Diagrama para determinar la rigidez del tornillo.

Para nuestro caso utilizamos los tramos para la unión tornillo tuerca.

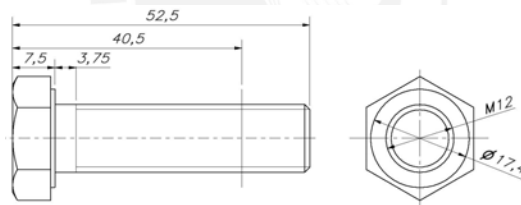


Figura 3.36: Dimensiones del Tornillo M12x45.

Para el cálculo de la constante de rigidez se modela el perno como un sistema de resortes en serie y lo particionamos en 5 elementos tomando en cuenta las características de los tramos indicados en la siguiente tabla.

Tabla 3.2: Modelamiento del tornillo en 5 tramos.

Tramo	Descripción
1	Cabeza del tornillo
2	Tramo sin rosca, diámetro nominal
3	Tramo roscado de la tuerca
4	Tramo roscado al interior de la tuerca
5	Filetes en contacto

El área de una sección del tornillo está dado por la siguiente ecuación:

$$A_i = \pi * \frac{d_i^2}{4} \quad (3.68)$$

El cálculo de la rigidez de los resortes que componen al tornillo están dados por la expresión:

$$c_i = \frac{E_t \times A_i}{L_i} \quad (3.69)$$

Donde:

- **Constante de rigidez del tornillo E_t :** 210 000 N/mm²
- **Área de la sección del tornillo, A_i :** El área de la sección varía de acuerdo a la sección del tornillo.
- **Longitud de la sección del tornillo con misma área L_i :** La longitud de la sección varía de acuerdo a la sección del tornillo.

En nuestro caso, tenemos solo 5 resortes en serie; además, este cálculo es repetitivo, por lo que procedemos a calcular y mostrar los resultados de las ecuaciones 3.68 y 3.69 en la siguiente tabla.

Tabla 3.3: Resultados del cálculo para todos los tramos del tornillo.

Tramo	d(mm)	L(mm)	A(mm ²)	$c_i(\frac{kN}{mm})$
1	12	4.8	113,097	4948,01
2	12	3.75	113,097	6333,45
3	9,853	29.25	76,248	547,42
4	9,853	6	76,248	2668,67
5	12	4.8	113,097	4948,01

El coeficiente de rigidez del tornillo se calcula con la ecuación de resortes en serie resultados de calculos repetitivos presentados en la tabla 3.3. La ecuación del coeficiente de rigidez resultante del tornillo es el siguiente:

$$\frac{1}{c_t} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} + \frac{1}{c_4} + \frac{1}{c_5} = 361,85 \frac{kN}{mm} \quad (3.70)$$

3.11.2. Cálculo de la rigidez de las placas

Procedemos a calcular las constantes de rigidez de la unión entre placas, que para el presente caso son de dos troncos y un tornillo. El material de las placas es acero, y su módulo de elasticidad tiene el el valor de 210 GPa. Para calcular la rigidez del tronco de cono, se necesitan parámetros geométricos presentados en la imagen 3.37 y la ecuación 3.71:

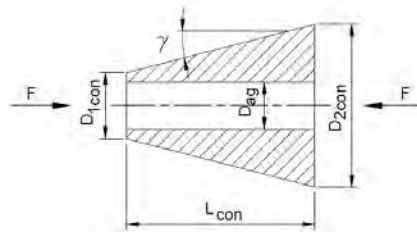


Figura 3.37: Diagrama de la constante de rigidez para un tronco de cono.

Donde:

- **Diámetro del agujero D_{ag} : 14 mm**
- **Diámetro mínimo del cono D_{1con} : 17,4 mm**
- **Diámetro máximo del cono D_{2con} : 29,83 mm**

Se procede a calcular el coeficiente de rigidez en el tronco de cono:

$$c_{con} = \frac{\pi \times E_{con} \times D_{ag} \times \tan \gamma}{\ln \left(\frac{(D_{2con} - D_{ag}) \times (D_{1con} + D_{ag})}{(D_{2con} + D_{ag}) \times (D_{1con} - D_{ag})} \right)} = 4,143 \times 10^3 \frac{kN}{mm} \quad (3.71)$$

Ahora se calcula la rigidez del cilindro con los siguientes parámetros geométricos:

- **Diámetro del cilindro D_{cil} : 29,83 mm**
- **Diámetro del agujero D_{ag} : 14 mm**
- **Longitud del cilindro L_{cil} : 9,67 mm**

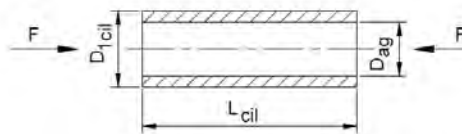


Figura 3.38: Diagrama de la constante de rigidez para un cilindro.

La rigidez del cilindro se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$c_{cil} = \frac{\pi \times E_{con} \times (D_{cil}^2 - D_{ag}^2)}{4 \times L_{cil}} = 1,18 \times 10^4 \frac{kN}{mm} \quad (3.72)$$

La rigidez total de las placas se calcula del mismo modo que la del tornillo, ya que su relación de deformación se encuentra en serie. La rigidez equivalente de las placas será:

$$\frac{1}{c_p} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} = \frac{1}{c_{cil}} + \frac{1}{c_{con}} + \frac{1}{c_{cil}} = 1,76 \times 10^3 \frac{kN}{mm} \quad (3.73)$$

3.11.3. Definiendo la fuerza de asentamiento en la unión.

Las fuerzas aplicadas en el tornillo y la placas se definen con las fuerzas de montaje máximo y mínimo. Asimismo, en las placas, se presenta una fuerza de asentamiento luego del montaje de la unión. La figura 3.39 define las fuerzas de aplicadas en cada elemento.

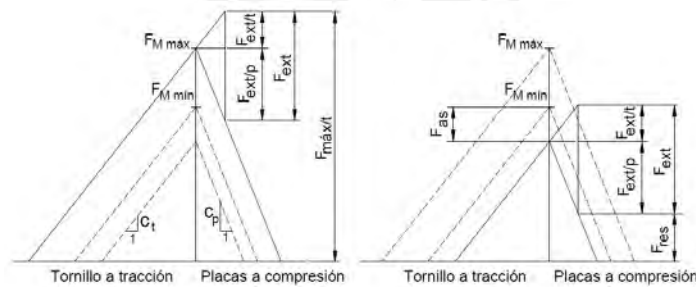


Figura 3.39: Diagrama de la fuerza de montaje mínimo y máximo en la unión.

Con la rigidez del tornillo y las placas de las ecuaciones 3.70 y 3.73, respectivamente, se puede determinar el factor de distribución de la carga en el tornillo y las placas.

$$\phi = \frac{c_t}{c_t + c_p} = 0,17 \quad (3.74)$$

Con este coeficiente, las cargas se distribuirán de la siguiente manera:

La fuerza externa aplicada en el tornillo se define mediante la siguiente ecuación:

$$F_{ext} = \frac{F_{tornillo}}{\mu_p \times F_{st}} = 4,5kN \quad (3.75)$$

La fuerza exterior sobre el tornillo es la siguiente:

$$F_{ext/t} = \phi \times F_{ext} = 0,77kN \quad (3.76)$$

La fuerza exterior sobre las placas se define por la ecuación:

$$F_{ext/p} = (1 - \phi) \times F_{ext} = 3,73kN \quad (3.77)$$

El asentamiento se produce en todas las superficies de contacto. El asentamiento es el resultado de la suma de los asentamientos parciales de los diferentes elementos que componen la unión. Los valores de asentamiento varían de acuerdo al tpo de superficies presentes. De acuerdo a los valores recomendados por la norma VDI 2230, podemos definir las siguientes superficies:

- Cabeza-arandela y tuerca-arandela 4,5 μm .
- Hilos de tornillo 3,0 μm .
- Entre Placas 2,5 μm .

La suma de todos los asentamientos será:

$$\delta_{as} = \delta_{cab-aran} + \delta_{hilos} + \delta_{tuer-aran} + \delta_{placas} = 14,5\mu m \quad (3.78)$$

La fuerza de asentamiento viene dada por la ecuación:

$$F_{as} = \frac{c_p \times c_t}{c_p + c_t} \times \delta_{as} = 4,353kN \quad (3.79)$$

3.11.4. Cálculo de la fuerza de montaje y momento de montaje máxima

Los tornillos normalizados de diámetro M12 tienen los siguientes parámetros pre definidos:

- **Diámetro nominal** d_N : 12mm
- **Diámetro de flanco** d_2 : 10,86mm
- **Diámetro de núcleo** d_3 : 9,85mm
- **Diámetro de cabeza de tornillo** s_t : 24mm
- **Ángulo de la rosca** α : 60 deg
- **Factor de carga nominal en uniones atornilladas** α_A : 1,4

- Esfuerzo de flexión del tornillo de grado 8 σ_F : 640 MPa
- Esfuerzo máximo del tornillo de grado 8 σ_B : 800 MPa

El ángulo del coeficiente de fricción efectivo proviene de la ecuación:

$$\rho' = \arctan \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = 9,83^\circ \quad (3.80)$$

El diámetro medio del tornillo y el agujero se define como un diámetro medio.

$$D_{M-toragu} = \frac{d_{ag} + d_1}{2} = 8,3mm \quad (3.81)$$

Para calcular el ángulo de la hélice se calcula usando la ecuación:

$$\phi = \arctan \left(\frac{P}{\pi \times d_2} \right) = 2,94^\circ \quad (3.82)$$

Diámetro medio del tornillo

$$d_t = \frac{d_2 + d_3}{2} = 10,36mm \quad (3.83)$$

Diámetro medio del tornillo y el agujero

$$d_M = \frac{d_{ag} + d_1}{2} = 13mm \quad (3.84)$$

Con estas ecuaciones podemos empezar a definir los valores de la fuerza y momento de montaje. Para el cálculo de fuerza y momento de montaje, se debe calcular las fuerzas de montaje mínimo y máximo. La fuerza de montaje mínimo se define como la fuerza externa de aplicación.

$$F_{M_{Min}} = F_{ext} = 4,5kN \quad (3.85)$$

La fuerza de montaje máximo se viene por la ecuación:

$$F_{M_{Max}} = \alpha_A \times F_{M_{Min}} = 6,3kN \quad (3.86)$$

Fuerza de montaje máximo

$$F_{M_{Max/t}} = F_{M_{Max}} + F_{ext/t} = 7,07kN \quad (3.87)$$

Momento torsor de montaje máximo

$$M_{ajusteMax} = F_{MMax} \times \left(\frac{d_2}{2} \tan(\rho' + \phi) + \frac{d_M}{2} \times \mu_p \right) = 20Nm \quad (3.88)$$

3.11.5. Cálculo de la resistencia mecánica del tornillo

Con las fuerzas externas en el tornillo y la placa, se procede a realizar la verificación del tornillo. Para la verificación de la unión se realiza por 3 tipos de casos

Esfuerzo en el tornillo durante el montaje

En el tornillo actuarán las fuerzas de montaje y el torque de ajuste, lo que generará esfuerzos axial de tracción y esfuerzo de torsión estáticos. El esfuerzo axial de tracción viene dado por la ecuación:

$$\sigma_M = \frac{4 \times F_{MMax}}{\pi \times d_t^2} = 74,77MPa \quad (3.89)$$

El esfuerzo de torsión utiliza la expresión de momento de ajuste máximo y es el siguiente:

$$\tau_{tM} = \frac{16 \times M_{ajusteMax}}{\pi \times d_t^3} = 44,79MPa \quad (3.90)$$

Usando la ecuación de esfuerzo equivalente, se obtiene el esfuerzo al que se encuentra sometido el perno.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_{tM}^2} = 107,74MPa \quad (3.91)$$

En la verificación del esfuerzo del tornillo, se utiliza el valor de esfuerzo de fluencia disminuido por 0,9 como un factor de seguridad recomendado por la norma VDI 2230.

$$FS = \frac{0,9 * \sigma_F}{\sigma_{eq}} = 5,3 \quad (3.92)$$

Por lo tanto, se cumple con la primera verificación.

Esfuerzo en el tornillo durante el trabajo con carga exterior estática

Finalizado el montaje y retirado la llave con la que se realizó el ajuste, se aplicará la carga exterior sobre la unión. La fuerza que actuará en la unión será la fuerza de montaje sumada con la

fuerza exterior de trabajo.

$$\sigma_{Max/t} = \frac{4 \times F_{M_{Max/t}}}{\pi \times d_t^2} = 83,86MPa \quad (3.93)$$

El torque residual de montaje es el torque máximo multiplicado por el factor k con valor de 0,5; este valor es recomendado de la norma VDI 2230, que asume el torque en el tornillo después el montaje disminuye en 50%.

$$\tau_{trab/t} = 0,5 \times \tau_{tM} = 44,79MPa \quad (3.94)$$

Luego, se obtiene el esfuerzo equivalente para finalmente hacer la verificación del esfuerzo.

$$\sigma_{eqM} = \sqrt{\sigma_{Max/t}^2 + 3 * \tau_{trab/t}^2} = 107,74MPa \quad (3.95)$$

El esfuerzo equivalente debe ser menor al esfuerzo de fluencia del tornillo.

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eqM}} = 6,9 \quad (3.96)$$

Con esta verificación, se cumple la segunda condición para confirmar que la unión no presentará problemas después del montaje.

Esfuerzo de aplastamiento en las superficies de contacto

La última verificación debe analizar la compresión en las superficies de contacto de la cabeza del tornillo y la tuerca. Para esto, se calcula la geometría del área de contacto entre las superficies usando un diámetro medio.

$$A_c = \frac{\pi \times (s_t^2 - d_{ag}^2)}{4} = 298,45mm^2 \quad (3.97)$$

La presión de contacto se define como la fuerza aplicada sobre el área de contacto.

$$p_c = \frac{F_{M_{Max/t}}}{A_c} = 23,68MPa \quad (3.98)$$

Se debe cumplir que la presión aplicada sea menor a la presión admisible de superficies.

$$p_c < p_{Adm} \Rightarrow 23,677 < 260MPa \quad (3.99)$$

De esta verificaciones, podemos concluir que el tornillo seleccionado cumplirá con los requerimientos para la carga a la que se encuentra sometido. Asimismo, dentro de la unión atornillada se agregará un pin de expansión que brindará a la unión un factor de seguridad extra para asegurar que el tornillo no llegue a trabajar bajo esfuerzos de corte, tal y como se ve en la figura 3.40.

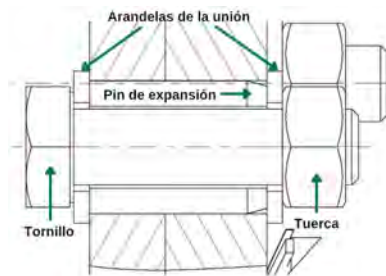


Figura 3.40: Unión atornillada usando un pin de expansión.

3.12. Cálculo de la estructura metálica

Para el diseño de la estructura metálica se procede a hacer el análisis por resistencia mecánica de las zonas con mayor carga. El material a utilizar para la estructura metálica de la máquina será el acero ASTM A36, ya que es el material más común que se encuentra en el mercado. El esfuerzo de fluencia del material es de $\sigma_Y = 210MPa$.

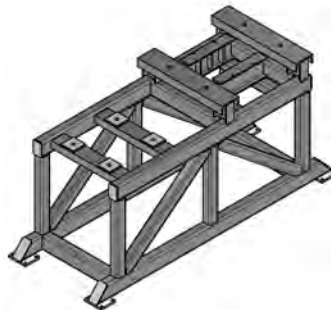


Figura 3.41: Estructura de la máquina, que esta compuesta en su mayoría por perfiles de acero estructural.

Para verificar que la estructura soportará las cargas a las que se encuentra sometida, se procede a hacer el análisis de los perfiles que componen a la estructura metálica.

3.12.1. Barra en U para soporte de las chumaceras

Para sujetar la chumacera, se procede a utilizar una barra cuadrada con agujeros para colocar una unión atornillada para que las chumaceras puedan ser ajustadas con la chumacera. Para el análisis de la estructura, dibujamos los diagramas de cuerpo libre (DCL) para las zonas críticas de la estructura.

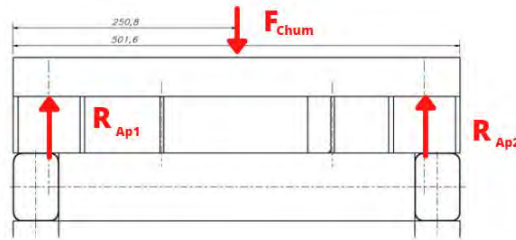


Figura 3.42: DCL de la barra rectangular que soporta a la chumacera.

La fuerza que soportará la barra será la fuerza de los apoyos.

- Fuerza de la chumacera (F_{LApoyo}): 6,75 kN.
- Longitud de la barra recta ($L_{BarRect}$): 501,6 mm.
- Punto donde se aplica la fuerza del apoyo ($a_{BarRect}$): 250,8 mm.
- Altura de la sección del perfil (H_{SecPef}): 1 in.
- Área de la sección del perfil (A_{Perfil}): 1,190 in².
- Momento de inercia de la sección del perfil (I_{Perfil}): 0,173 in⁴.

Las ecuaciones que utilizamos para obtener las reacciones en nuestro modelo son relaciones ya calculadas que facilitan el cálculo estructural (Budynas, 2002), y son las siguientes: Reacción en el apoyo izquierdo.

$$R_a = \frac{F}{L^3} \times (L - a)^2 \times (L + 2a) = 3,38kN \quad (3.100)$$

Reacción en el apoyo derecho.

$$R_b = \frac{F \times a^2}{L^3} \times (3L - 2a) = 3,38kN \quad (3.101)$$

Momento de flexión de reacción en el apoyo izquierdo.

$$M_a = -\frac{F \times a}{L^2} \times (L - a)^2 = 423,23Nm \quad (3.102)$$

Momento de flexión de reacción en el apoyo derecho.

$$M_b = -\frac{F \times a^2}{L^2} \times (L - a) = 423,23Nm \quad (3.103)$$

Con reemplazando los valores de las ecuaciones con nuestros datos obtenemos los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

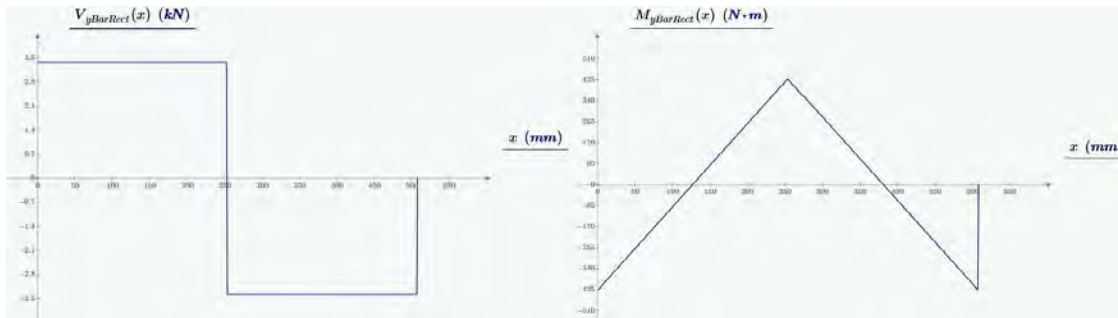


Figura 3.43: Diagrama de fuerza cortante de la barra.

Como podemos ver de las 2 gráficas, el punto crítico de ambos diagramas se encuentra en el punto medio, donde se realizará el análisis para verificar por resistencia mecánica si la barra fallará o no.

$$\sigma_{flex} = \frac{Mf \times \frac{H_{secPerf}}{2}}{I_{Perfil}} = 75,59MPa \quad (3.104)$$

El esfuerzo de corte en la barra ($\tau_c = 4,396MPa$), este esfuerzo es tan pequeño que no afecta mucho al esfuerzo equivalente como se puede ver en la ecuación 3.105. Es esfuerzo de fluencia máximo será de 210 MPa.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{flex}^2 + 3\tau_c^2} \leq \sigma_Y \Rightarrow 75,979MPa \leq 210MPa \quad (3.105)$$

3.12.2. Cálculo de la unión soldada entre la barra rectangular de soporte y la barra superior derecha

Se define la unión soldada como la unión permanente entre dos a más elementos por medio de una fusión localizada, lo que resulta en la formación de una sola pieza. La unión está compuesta por los elementos a unir y el elemento de unión, electrodo o material de aporte (Paulsen, 2017). En el equipo, se requerirá que la estructura metálica sea soldada para unir diferentes perfiles estructurales. En la siguiente imagen se presenta la unión soldada de un elemento sometido a altas cargas.

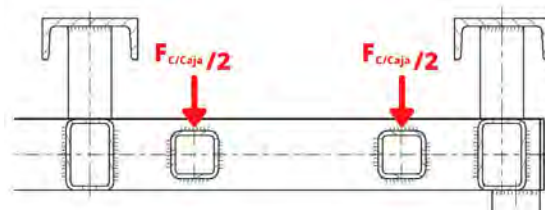


Figura 3.44: DCL de las fuerzas que se aplican a la unión soldada.

De la figura, podemos observar que el área soldada tiene la forma de un cuadrado con sección hueca en el medio, por lo que procedemos a calcular las propiedades geométricas de la soldadura. En la siguiente figura podemos visualizar los esfuerzos presentes en un cordón de soldadura (Paulsen, 2017).

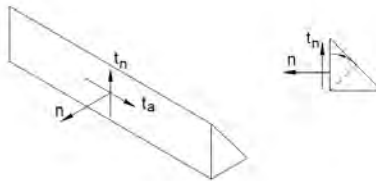


Figura 3.45: Diagrama de cuerpo libre de los esfuerzos presentes en el cordón de soldadura.

Normalmente, los esfuerzos presentes en un cordón son esfuerzo de corte normal o esfuerzo normal en el cordón, nunca ambos. El esfuerzo axial de corte se presenta de acuerdo a las cargas a los que la unión se encuentra sometido. En la unión que tenemos este presenta esfuerzo normal y esfuerzo axial de corte. A continuación, se definen las variables para la verificación del esfuerzos en el cordón.

- Espesor mínimo del cordón de soldadura (a_{sold}): 3 mm
- Longitud del cordón de soldadura (L_{Csold}): 50,4 mm
- Distancia del centroide al exterior del cordón de soldadura (c_{Csold}): 25,2 mm
- Fuerza de corte en la zona de la sección (V_{Cs}): 7,75 kN
- Momento de flexión en la zona de la sección (M_{Fs}): 517,49 N*m

Con las variables definidas, se procede a resolver las ecuaciones para cordones de soldadura. El área del cordón de soldadura en la barra viene dado por la ecuación:

$$A_{sold} = (L_{Csold} + 2 \times a_{sold})^2 - L_{Csold}^2 = 640,8mm^2 \quad (3.106)$$

El momento de inercia de la sección de soldadura se define como:

$$I_{sold} = \frac{(2 \times a_{sold})^4 - L_{Csold}^4}{12} = 3,06 \times 10^5 mm^4 \quad (3.107)$$

Los esfuerzos externos al cordón de soldadura vienen definidos por las ecuaciones siguientes:

Esfuerzo de flexión normal a la superficie del cordón.

$$n_f = \frac{M_{Fs} \times c_{sold}}{I_{sold}} = 42,69 MPa \quad (3.108)$$

Esfuerzo de corte axial al cordón de soldadura

$$t_{ac} = \frac{V_{Cs}}{A_{sold}} = 12,09 MPa \quad (3.109)$$

El esfuerzo normal en la soldadura será:

$$\sigma_n = \frac{n_f + t_n}{\sqrt{2}} = 30,18 MPa \quad (3.110)$$

El esfuerzo de corte normal a la sección en la soldadura será:

$$\tau_n = \frac{n_f - t_n}{\sqrt{2}} = 30,18 MPa \quad (3.111)$$

El esfuerzo de corte axial a la sección en la soldadura será:

$$\tau_a = t_{ac} = 12,09 MPa \quad (3.112)$$

El esfuerzo equivalente en la sección será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \times (\tau_n^2 + \tau_a^2)} = 63,90 MPa \quad (3.113)$$

Para definir si un cordón de soldadura soportará las cargas a las que se encuentra sometido se requieren 2 verificaciones: Verificación de esfuerzo equivalente y verificación del esfuerzo normal.

Para estas verificaciones se requiere los parámetros de la tabla 3.4 (Paulsen, 2017).

Tabla 3.4: Propiedades de los aceros según el Eurocódigo 3.

Acero*	σ_F (N/mm ²)	σ_B (N/mm ²)	β_w
S235	235	360	0,80
S275	275	430	0,85
S355	355	520	0,90
S420	420	540	1,00
S460	460	570	1,00

El material que utilizamos para nuestros cálculos será el acero S235, ya que sus propiedades son similares a la del acero ASTM A36. Además, se considera el factor de seguridad según el Eurocódigo y se define como γ_{M_w} cuyo valor es de 1,25. A continuación, se procede a realizar las verificaciones en la unión soldada:

La primera verificación es por el esfuerzo equivalente que viene dado por la ecuación:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_B}{\beta_w \times \gamma_{M_w}} \Rightarrow 63,90MPa \leq 360MPa \quad (3.114)$$

Luego, se procede a realizar la segunda verificación por esfuerzo normal:

$$\sigma_n \leq \frac{0,9 \times \sigma_B}{\gamma_{M_w}} \Rightarrow 30,18MPa \leq 259,2MPa \quad (3.115)$$

Finalmente, se verifica que la unión soldada va a poder resistir las cargas a las que se encontrará sometida.

3.12.3. Análisis de esfuerzos en la barra Superior derecha

En la estructura, las barras rectangulares cuadradas se encuentran sometidas a las cargas de corte, peso de la caja de trituración y peso del motorreductor, por lo que se podría decir que son las barras más cargadas de toda la estructura, tal y como se muestra en la figura 3.46:

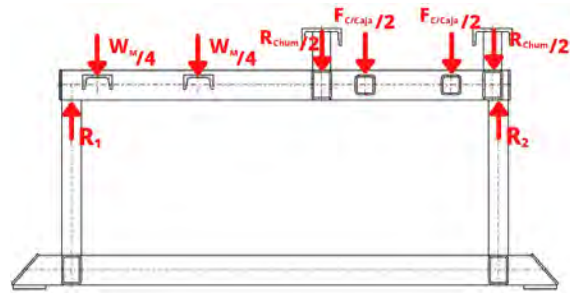


Figura 3.46: Diagrama de cuerpo libre de la barra mas cargada de la estructura.

Del Diagrama de Cuerpo Libre (DCL), podemos observar que los esfuerzos en la barra son 6 en total, por lo que usaremos el principio de superposición de esfuerzos. El análisis utilizará ecuaciones definidas en la que el elemento se encuentra sometido a una fuerza (Budynas, 2002); luego se sumará las fuerzas momentos en los apoyos resultantes para determinar la fuerza de corte y momento flector equivalente, como se muestra en la figura 3.47:

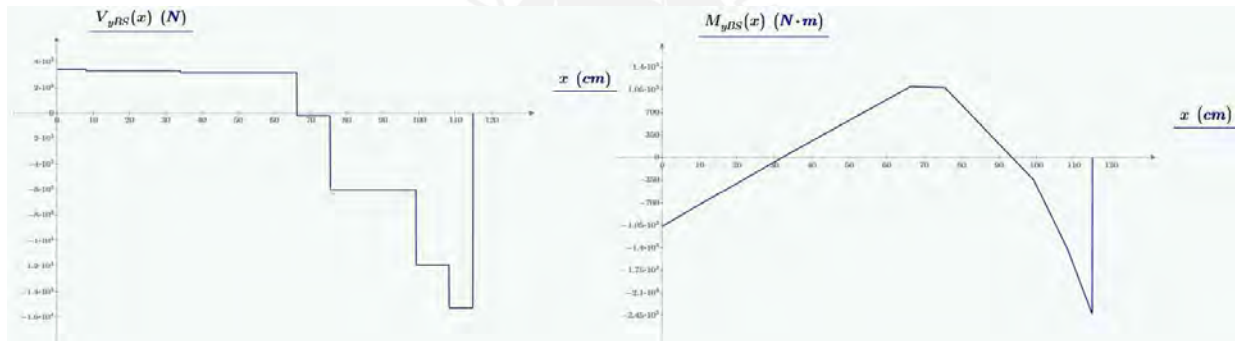


Figura 3.47: Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector de la barra rectangular superior.

El esfuerzo equivalente en la zona con mayor carga es el siguiente:

$$\sigma_{eqBarDer} = 105,85MPa \quad (3.116)$$

El factor de seguridad para la barra es el siguiente:

$$FS = \frac{\sigma_Y}{\sigma_{eqBarDer}} = 1,98 \quad (3.117)$$

Con esto, se verifica que la barra soportará la carga crítica en esta zona de la estructura.

3.12.4. Análisis por pandeo para la barra cuadrada

La falla por pandeo se define como la falla por pérdida de estabilidad. El análisis por pandeo se aplica a las cargas que se encuentran en compresión de la estructura. En la estructura la barra cuadrada se encuentra sometida a esfuerzo de compresión. Para el análisis por pandeo se utilizará el método de Johnson para su verificación (Paulsen, 2017).

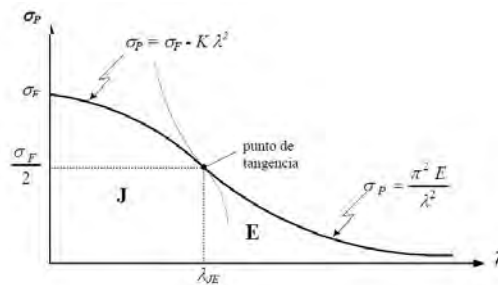


Figura 3.48: Zonas de pandeo según Johnson (**J**: zona de Johnson, **E**: zona de Euler).

- **Constante de elasticidad del material** E_{mat} : 210 GPa
- **Longitud de la barra sometida al pandeo** L_{pan} : 400 mm
- **Radio de giro de la sección** i_{giro} : 0,93 in
- **Área de la sección** A_{sec} : 1,64 in²
- **Esfuerzo de fluencia del material de la barra** σ_Y : 210 MPa

El grado de esbeltez de nuestro elemento se define por la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{L_{pan}}{i_{giro}} = 16,93 \quad (3.118)$$

Para determinar el valor de λ_{JE} se determina igualando los valores de esfuerzo de pandeo en el punto de tangencia y las pendientes de dicho punto. El valor de λ_{JE} viene dado por la ecuación:

$$\lambda_{JE} = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E_{acero}}{\sigma_Y}} = 140,49 \quad (3.119)$$

De este resultado, concluimos que la barra se encuentra en la zona de compresión, por lo que procedemos a calcular los parámetros para la zona de compresión. Uno de esos parámetros es

factor K. El valor del factor K viene dado por la ecuación:

$$K_{pan} = \frac{\sigma_Y^2}{4 \times \pi^2 \times E_{acero}} = 5,32 \times 10^{-3} MPa \quad (3.120)$$

La ecuación que define la zona matemática de la parábola de Euler es la siguiente:

$$\sigma_{Lim} = \sigma_Y - K_{pan} \times \lambda = 209,91 MPa \quad (3.121)$$

El factor de seguridad viene dado por la ecuación

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \times \frac{\lambda}{\lambda_{JE}} - \frac{\lambda^3}{8 \times \lambda_{JE}^3} = 1,71 \quad (3.122)$$

El esfuerzo admisible viene dado por la ecuación:

$$\sigma_{Adm} = \frac{\sigma_{Lim}}{FS} = 122,64 MPa \quad (3.123)$$

El esfuerzo de compresión en la barra debido a las cargas se define como la fuerza aplicada sobre el área de la sección:

$$\sigma_C = \frac{F_{comp}}{A_{sec}} = 17,42 MPa \quad (3.124)$$

Por último, se procede a verificar el esfuerzo de compresión con el esfuerzo admisible:

$$\sigma_C \leq \sigma_{Adm} \Rightarrow 17,42 \leq 122,64 \quad (3.125)$$

Con esto se verifica que la barra soportará la carga a compresión y no fallará por estabilidad.

Con las verificaciones por resistencia completadas, se procede a agregar algunos elementos a la estructura para darle mayor rigidez. Se coloca una barra en el punto medio de la barra horizontal y dos barras diagonales que permitan darle una rigidez a la estructura, tal y como se ve en la figura 3.49. Con esta armadura en las zonas laterales, se brinda mayor rigidez a la máquina, y así se evita que la estructura se tambalee.

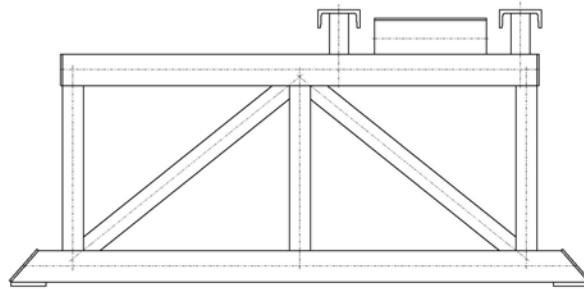


Figura 3.49: Vista frontal de la estructura tipo armadura de la máquina.

3.13. Selección de las garruchas

Para seleccionar las garruchas, hacemos el cálculo de peso total de toda la máquina para poder seleccionar la garrucha que corresponda. Además, otro factor para la selección es la geometría de la estructura en la parte inferior para que la garrucha pueda encajar.

3.13.1. Cálculo del peso total de la máquina

Estructura de la máquina

El equipo está compuesto por diferentes barras de acero, para hacer el cálculo del peso se utilizó una tabla con todos los productos que componen a la máquina. Se multiplicó todas las dimensiones con su respectivo peso por longitud.

$$W_{estr} = 98,05kg \quad (3.126)$$

Motorreductor y caja de trituración

De acuerdo al catálogo del fabricante del motorreductor, el peso del motor y reductor es de $W_{red} = 113kg$, y sumando el peso del eje, cuchillas, separadores, tolva, chumaceras, estructura de la caja tenemos el valor de $W_{caja} = 68,757kg$.

$$W_{Elementos} = W_{red} + W_{caja} + W_{estr} = 279,81kg \quad (3.127)$$

Garruchas para el equipo

Los tubos de acero usados en la estructura de la máquina son tubos de 3"x2"x3/16", que en milímetros sería 76,2x50.8x4.76 milímetros. Seleccionamos la garrucha de la marca Bickel modelo LE-PATH 160K-FI, cuya distancia entre agujeros de 105x80 mm cumple con las dimensiones del tubo inferior rectangular evitando interferencias.



Figura 3.50: Garrucha de la marca Bickel.

Asimismo, cada garrucha tiene una capacidad de carga de 300kg. En el equipo se utilizarán 4 garruchas que tendrán una capacidad de soportar el peso del equipo hasta 1200kg. El peso del equipo será de aproximadamente 280kg, por lo que las garruchas podrán trabajar sin ningún problema.

Capítulo IV

Planos y Costos de Fabricación del equipo

4.1. Planos de fabricación para la máquina

Para la fabricación del equipo, se ha establecido una codificación para los planos de ensamble y despiece de máquina. A continuación, se especificará la lista de planos con la respectiva codificación del proceso. Para el presente trabajo, se creó una nomenclatura como se muestra en la tabla, donde las siglas PFXX denota que es un plano de fabricación y PDXX indica que es un plano de despiece.

Tabla 4.1: Codificación y descripción de los planos para el presente trabajo

Código	Descripción
MTP	Máquina trituradora de plásticos
PxXX	Número de plano
AX	Tamaño de hoja

Los planos de fabricación tienen planos de ensamble y despiece de componentes. Para el presente trabajo, se realizaron en total 15 planos de fabricación, 2 de ensamble y 13 de despiece de los elementos de la máquina. Los planos para la fabricación de la máquina se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4.2: Lista de planos del presente trabajo.

Código	Descripción	Hoja
MTP-P01-A0	Ensamble General	A0
MTP-P02-A1	Ensamble Caja de Trituración	A1
MTP-P03-A1	Estructura Metálica	A1
MTP-P04-A2	Cubierta Lateral Izquierda	A2
MTP-P05-A2	Cubierta Lateral Derecha	A2
MTP-P06-A2	Colador de la Trituradora	A2
MTP-P07-A2	Tolva	A2
MTP-P08-A3	Eje Estriado	A3
MTP-P09-A3	Cuchilla de Corte	A3
MTP-P10-A3	Separador de Cuchillas	A3
MTP-P11-A3	Anillo para las Cuchillas	A3
MTP-P12-A3	Cubierta Frontal	A3
MTP-P13-A3	Cuchilla Estática	A3
MTP-P14-A3	Separador de Cuchilla Estática	A3
MTP-P15-A3	Sujetador Cuchillas	A3

4.2. Costos de Fabricación

El proyecto presente para su desarrollo ha tenido diferentes etapas de proceso: el diseño del producto, el costo de los componentes y el costo de fabricación. Algunos componentes se encuentran cotizados en Dólares Americanos, por lo que se convertirá el monto de los componentes a soles usando el valor de tipo de cambio de \$1 igual a S/3,75.

4.2.1. Costo de diseño del producto

El costo del diseño contempla las horas hombre del tesista desde la investigación del estado de la tecnología hasta el concepto de solución óptimo propuesto junto con los cálculos y planos de fabricación del equipo. A continuación, se presenta la tabla de los costos por hora y el total del costo de diseño.

- Horas a la semana de trabajo (h_{sem}): 28
- Número de semanas de trabajo (n_{sem}): 6
- Costo por hora para el desarrollador (C_{des}): S/25

$$C_{design} = h_{sem} \times n_{sem} \times C_{des} = S/4200 \quad (4.1)$$

4.2.2. Costo de los componentes

Este costo es el resultado de la suma de los elementos de máquina que pueden ser comprados en el mercado local y elementos importados. Estos elementos no necesitan ser fabricados, por lo que procedemos a comprarlos según los requerimientos ya definidos en el capítulo 3.

Tabla 4.3: Costo de los componentes a comprar.

Cantidad	Elemento de máquina	Costo Total (US\$)	Costo Total (S/)
01	Motorreductor SEW 3 kW	2162.41	8109.04
01	Acoplamiento flexible ROTEX 75	590,00	2212,50
02	Chumacera SKF SNL 511-609	153,50	575,63
02	Rodamiento SKF 21309 EK	146,58	549,68
02	Manguito de fijación SKF H309	29,40	110,25
04	Garrucha 100K-FI-FK	78,02	292.58
02	Arandela de fijación SKF MM10	15,10	56,63
02	Tuerca de fijación SKF KM10	2,00	7,50
40	Arandela Plana M8	0,09	0,35
16	Arandela Plana M10	1,10	4,12
20	Arandela Plana M12	0,80	3,01
16	Arandela Plana M16	1,31	4,91
02	Tornillo Prisionero M10x40	0,78	2,92
16	Tornillo Hexagonal M8x25	1,23	4,60
04	Tornillo Hexagonal M8x35	0,32	1,19
08	Tornillo Hexagonal M10x25	1,07	4,03
08	Tornillo Hexagonal M12x45	1,75	6,55
04	Tornillo Hexagonal M16x60	3,26	8,94
04	Tornillo Hexagonal M16x85	3,26	12,21
20	Tuerca Hexagonal M8	0,08	0,31
08	Tuerca Hexagonal M10	1,03	3,86
12	Tuerca Hexagonal M12	0,77	2,88
08	Tuerca Hexagonal M16	1,26	4,74
Total		\$ 3196,43	S/ 11986,60

4.2.3. Costo de fabricación

Este costo se obtuvo luego de hacer la cotización de los planos de despiece en un taller local para su manufactura. Dentro de estos costos se incluye la compra y mecanizado de los materiales especiales.

Tabla 4.4: Costo de los elementos de máquina para ser manufacturados.

Cantidad	Nombre del componente	Costo Total (US\$)	Costo Total (S/)
01	Estructura Metálica	1 132,80	4 248,00
01	Cubierta Lateral Izquierda	115,64	433,65
01	Cubierta Lateral Derecha	106,20	398,25
01	Colador de la Trituradora	295,00	1 106,25
01	Tolva	70,80	265,50
01	Eje Estriado	330,40	1 239,00
15	Cuchilla de Corte	3 186,00	11 947,50
15	Separador de Cuchillas	531,00	1 991,25
02	Anillo para las Cuchillas	99,12	371,70
02	Cubierta Frontal	200,60	752,25
15	Cuchilla Estática	2 301,00	8 628,75
15	Separador de Cuchilla Estática	885,00	3 318,75
02	Sujetador Cuchillas	236,00	885,00
Total		\$ 9 489,56	S/ 35 585,85

4.2.4. Costo total

Se procede a sumar la suma de los costos de diseño, componentes y fabricación para obtener el costo total del equipo. Se considera dentro de este costo un costo de ensamblaje de S/300 para que los operarios puedan armar la máquina, junto con un factor de seguridad de 5%, resultado de la suma de costos de componentes y fabricación.

Tabla 4.5: Costo total del equipo.

Concepto	Subtotal (S/.)
Diseño	4 200,00
Componentes	11 986,60
Fabricación	35 585,85
Ensamble	300,00
Factor de seguridad de 5 %	2 378,62
Total	S/ 54 451,07

Capítulo V

Conclusiones y recomendaciones

5.1. Conclusiones

- El presente trabajo estaba pensado para desarrollar un equipo industrial de acuerdo a lo definido en la lista de exigencias. Sin embargo, durante el proceso de diseño, se vió conveniente que primero se debe realizar un prototipo que permita hacer pruebas. De este diseño se buscará escalar esta tecnología para su uso en equipos con mayores capacidades industriales.
- El trabajo final ha cumplido con las exigencias mecánicas definidas en la lista de exigencias. Sin embargo, no se llegó a realizar todas las exigencias eléctricas y electrónicas definidas.
- El costo final para el equipo es aproximadamente de cincuenta y cinco mil soles, que es un poco mayor que el propuesto en la lista de exigencias. No obstante, esa diferencia no es tan grande, por lo que esta dentro de lo admisible.
- La capacidad de la máquina definida en el título del presente trabajo es una estimación basada en asunciones como que el material que ingresa al equipo será constante y que las cuchillas en todo momento se encontrarán libres de material cizallado.
- El proceso de reciclado de tapitas de polietileno de alta densidad (HDPE) puede permitir desarrollar un nuevo sector productivo en el Perú, ya que hay un gran número de recicladores artesales, que podrían industrializarse si invierten en el procesamiento de sus equipos.
- El proceso de reciclado requiere que se desarrollen más normativas y regulaciones para poder mejorar algunas actividades en el proceso de reciclaje.

5.2. Recomendaciones

- El equipo diseñado para el presente trabajo trabaja con un solo eje de corte, por lo que su capacidad de triturado será menor a las máquinas que se pueden encontrar en el mercado.
- Para poder calcular la capacidad real se debe someter el equipo a ensayos de triturado y poder medir el tiempo de trituración.
- Se requieren realizar pruebas de corte y triturado para poder mejorar la eficiencia de corte en las cuchillas.
- Este equipo está diseñado para usuarios que no tienen que triturar grandes volúmenes de plástico. Si los usuarios de este equipo requieren mayores volúmenes de triturado, se requerirá aumentar las dimensiones de la caja de trituración para cubrir sus necesidades.
- El equipo puede triturar otro tipo de materiales; sin embargo, no se recomienda que se triture otro tipo de materiales, ya que estos materiales con mayor resistencia podrían malograr los componentes del equipo.
- Para poder realizar una línea de procesos, se requiere los datos del espacio donde se colocará el equipo junto con el tipo de actividad de los otros procesos de reciclado de plásticos.

Bibliografía

- Álvarez, F. (2017). *Apuntes de clase del curso máquinas eléctricas*. Lima, Perú.
- Barriga, E. B. (2017). *Métodos de diseño en ingeniería mecánica*. Lima, Perú.
- Budynas, W. C. Y. . R. G. (2002). *Roark's formulas for stress and strain*. New York, NY: McGraw-Hill.
- Dave Hakkens. (2016). *Build a shredder. precios plastic*. <https://community.preciousplastic.com/academy/build/shredderpro>. (Consulta 30 de agosto del 2019)
- Diario Gestión. (2014). *El negocio del reciclaje, una oportunidad que está lejos de despegar en el Perú*. <https://gestion.pe/tendencias/negocio-reciclaje-oportunidad-lejos-despegar-peru-62705-noticia/?ref=gesr>. (Consulta: 19 de setiembre del 2018)
- Goodship, V. (2007). Plastic recycling. *Science Progress*, 90(4), 245–268. doi: <https://doi.org/10.3184/003685007X228748>
- Hartmann, I. Z. . C. (2007, 7). Current state of the plastic waste recycling system in the european union and in germany..
- Hibbeler, R. C. (2011). *Mechanics of materials*. Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall.
- Hill, R. M. (1986). Three types of low speed shredder design. En *National-waste-processing-conference-28* (pp. 265–274). Dallas, TX.
- Jefferson Hopewell, R. D., y Kosior, E. (2009). Plastics recycling: challenges and opportunities. *Philosophical Transactions of The Royal Society B Biological Sciences*, 364(1526), 2115–2126. doi: <https://doi.org/10.1098/rstb.2008.0311>
- KTR. (2021). *Drive technology*.
- López, L. (2013). *Representación y reconocimiento de los recicladores en el espacio público local y sus implicancias para el diseño de políticas concertadas en lima cercado*. Pontificia Universidad Católica del Perú. (Consulta 10 de abril del 2021)
- MINAM. (2012). *Cuarto informe nacional de residuos sólidos municipales y no municipales -*

- gestión 2010-2011* (Inf. Téc.). Ministerio del Ambiente.
- Minam. (2016, junio). *Objetivos de desarrollo sostenible e indicadores* (Inf. Téc. n.º 2016-09081). San Isidro, Lima: Ministerio del Ambiente.
- Paulsen, K. (2017). *Elementos de máquinas I*. Lima, Perú.
- Perú 21. (2018). *Día nacional del reciclador: En el Perú hay más de 100 mil familias que se dedican al reciclaje*. <https://peru21.pe/peru/dia-nacional-reciclador-peru-hay-100-mil-familias-dedican-reciclaje-408923-noticia/>. (Consulta: 21 de setiembre del 2018)
- Porrás, J. (2018). *Diseño de una máquina recicladora orientada a la producción de filamentos de plástico abs para la impresión 3d en la pucp*. Pontificia Universidad Católica del Perú. (Consulta 8 de mayo del 2021)
- Richard G. Budynas, J. K. N. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley* (Octava edición ed.). Mc Graw Hill.
- SKF. (2020). *Rodamientos*. <https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings>.
- Torres, . C. H., F. G. (2016). The need for technical improvement in the plastics recycling industry in middle-income countries: The peruvian case. *Progress in Rubber Plastics Recycling Technology*, 32(4), 201–212. doi: <https://doi.org/10.1177/147776061603200402>
- Tschaetsch, H. (2005). *Metal forming practise*. Dresden, Germany: Springer.

Anexos

- Anexo A. Catálogo de chumacera KTR Rotex
- Anexo B. Arandela y Tuerca de fijación SKF
- Anexo C. Chumacera SKF
- Anexo D. Motorreductor SEW-Eurodrive
- Anexo E. Garrucha Brickel
- Anexo F. Tablas de propiedades mecánicas de los materiales
- Anexo G. Tablas usadas para el cálculo de uniones atornilladas
- Anexo H. Tablas de perfiles estructurales usados para la estructura
- Anexo I. Ecuaciones para el cálculo de fuerzas en los apoyos de la chumacera

Anexo A. Catálogo de chumacera KTR Rotex

COUPLING SELECTION ACCORDING TO DIN 740 PART II

Terminology of coupling selection

Description	Symbol	Definition or explanation	Description	Symbol	Definition or explanation
Rated torque of coupling (Nm)	T_{KN}	Torque that can be continuously transmitted over the entire permissible speed range	Damping power of machine (W)	F_W	Damping power which is effective on the coupling due to the load generated by the vibratory torque
Maximum torque of coupling (Nm)	T_{Kmax}	Torque that can be transmitted as dynamic load $\geq 10^6$ times or $5 \cdot 10^7$ as vibratory load, respectively, over the entire operating life of the coupling	Engine power (kW)	P	Rated power of drive
Vibratory torque of coupling (Nm)	T_{KV}	Torque amplitude of the permissible periodical torque fluctuation with a frequency of 10 Hz and a basic load of T_{KN} or dynamic load up to T_{Kmax} , respectively	Speed (rpm)	n	Rated speed of engine
Damping power of coupling (W)	F_{KV}	Permissible damping power with an ambient temperature of +30 °C	Rotational inertia coefficient of driving side	M_A	Factor considering the mass distribution with shocks and vibrations generated on the driving or load side
Rated torque of machine (Nm)	T_M	Stationary rated torque on the coupling	Rotational inertia coefficient of load side	M_L	
Rated torque of driving side (Nm)	T_{AN}	Rated torque of machine, calculated on the basis of rated power and rated speed	Mass moment of inertia of driving side (kgm ²)	J_A	Total of moments of inertia existing on the driving or load side referring to the coupling speed
Rated torque of load side (Nm)	T_{LN}	Maximum figure of the load torque calculated on the basis of power and speed	Mass moment of inertia of load side (kgm ²)	J_L	
Peak torque of machine (Nm)	T_S	Peak torque on the coupling	Mass moment of inertia of coupling (kgm ²)	J_K	Mass mom. of inertia of the coupl. half on drive side
Peak torque of driving side (Nm)	T_{AS}	Peak torque with torque shock on driving side, e. g. starting moment of the electric motor	Starting factor	S_z	Factor considering the additional load caused by the starting frequency per minute
Peak torque of load side (Nm)	T_{LS}	Peak torque with torque shock on load side, e. g. braking	Shock factor on driving side	S_A	Factor considering the shocks arising depending on the application (e. g. starting shocks)
Vibratory torque of machine (Nm)	T_{VW}	Amplitude of the vibratory torque effective on the coupling	Shock factor on load side	S_L	Factor considering the lower loading capacity or larger deformation of an elastomer part under load particularly in case of increased temperature
			Operating factor	S_B	Factor considering the different demands on the coupling dependent on the application
			ScREW tightening torque (Nm)	T_A	Tightening torque of screw

	Temperature factor S_T										
	≤ -20 °C	-20 °C to $+30$ °C	$\leq +40$ °C	$\leq +50$ °C	$\leq +60$ °C	$\leq +70$ °C	$\leq +80$ °C	$\leq +90$ °C	$\leq +100$ °C	$\leq +110$ °C	$\leq +120$ °C
ROTEX®											
T-PLUR®	1.0	1.0	1.1	1.2	1.3	1.45	1.6	1.8	2.1	2.5	3.0
PUR	—	—	1.2	1.3	1.4	1.55	1.8	2.0	—	—	—
POLY-NORM®											
NBR 75 Shore A	—	1.0	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	—	—	—	—
POLY											
NBR (suboid)	—	1.0	1.2	1.3	1.4	1.6	1.8	—	—	—	—
BoWex®											
PA 6.6	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	—	—
PA CF	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.2
BoWex® HEW Compact	—	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.4	1.7	—	—	—
BoWex-ELASTIC®											
Standard	—	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.6	—	—	—	—
Thermally stable comp.*	—	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.4	1.7	—	—	—
MONOLASTIC®											
Standard	—	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2	1.6	—	—	—	—
BoWex® FLE-PA-PMC											
PA 6 GF	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.3	1.4	1.6	1.6
PA CF	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.2

* Thermally stable compound is marked with „T“ in front of hardness (e. g. T 50 Shore).
For the selection with FLEX spider a temperature factor is not necessary.
For temperature factors for PA spiders see page 30.

	Starting factor S_z				
	Starting frequency per hour	< 100	< 200	< 400	< 800
ROTEX®, POLY-NORM®, POLY, BoWex®, BoWex® HEW Compact	S_z	1.0	1.2	1.4	1.8
BoWex-ELASTIC®	S_z	< 10	< 60	< 120	> 120
		1.0	1.5	2.0	On request

	Shock factor S_A/S_L	
	S_A/S_L	S_A/S_L
ROTEX®, POLY-NORM®, POLY, BoWex®, BoWex® HEW Compact, BoWex-ELASTIC®		
Moderate shocks	1.5	
Average shocks	1.8	
Heavy shocks	2.5	

	Operating factor S_B	
	Applications	S_B
Hydraulic drives for BoWex® FLE-PA, MONOLASTIC®		
Wheel loaders	1.8	
Compact loaders	1.5	
Hydraulic excavators	1.4	
Mobile cranes	1.6	
Graders	1.2	
Vibration rollers	1.4	
Forklift trucks	1.6	
Concrete mixer trucks	1.3	
Concrete pumps	1.4	
Asphalt finishers	1.4	
Concrete curbers	1.4	
Road milling machines	1.4	

Permissible load on feather keyway of the coupling hubs

The shaft-hub-connection needs to be reviewed by the customer.

Permissible surface pressure according to DIN 6892 (method C)			
Cast iron (GJL)	220 N/mm ²	Powder metal steel	180 N/mm ²
Nodular iron (GJS)	220 N/mm ²	Aluminum diecast (Al-D)	110 N/mm ²
Steel	250 N/mm ²	Aluminum wrought products (Al-F)	200 N/mm ²
Polymide	30 N/mm ² (up to +40 °C)	For other steel materials (perm.)	0.9 • R _{0.2} (R _{0.2})

For continuously updated data please refer to our technical catalogue at www.ktr.com.

ROTEX® Flexible jaw couplings

Technical data of standard spiders

92 Shore A spider made of T-PUR® and PUR															
ROTEX® size	Max. speed v=30 m/s cast material	v=40 m/s steel	Torsion angle α with		Torque [Nm]				Damping power P _{dyn} [W]	Relative damp- ing η	Reso- nance factor V _R	Torsion spring stiffness C dyn. [Nm/rad]			
			TKN	TK max	DIN 740 1)		TK max 2)	TK max 3)				1.0 TKN	0.75 TKN	0.5 TKN	0.25 TKN
					Rated TKN	Max. TK max									
14	22000	29400	3.2°	3°	7.5	15	2.0	22.5	—	0.80	7.00	0.58x10 ⁶	0.3x10 ⁶	0.24x10 ⁶	0.14x10 ⁶
16	16700	19000			10	20	2.6	30	4.8			1.28x10 ⁶	0.75x10 ⁶	0.6x10 ⁶	0.47x10 ⁶
24	12100	13800			30	70	9.1	100	6.8			4.88x10 ⁶	3.08x10 ⁶	3.01x10 ⁶	1.79x10 ⁶
28	10100	11500			80	130	20	280	8.4			10.9x10 ⁶	8.04x10 ⁶	8.78x10 ⁶	4.5x10 ⁶
36	8900	9900			190	390	40	530	10.2			21.08x10 ⁶	17.28x10 ⁶	15.05x10 ⁶	7.74x10 ⁶
42	7900	8900			290	590	60	790	12.0			23.74x10 ⁶	19.47x10 ⁶	14.72x10 ⁶	6.73x10 ⁶
48	6900	7900			310	620	81	890	13.8			38.3x10 ⁶	30.28x10 ⁶	22.78x10 ⁶	13.48x10 ⁶
55	5500	6300			410	820	107	1290	15.6			50.7x10 ⁶	41.28x10 ⁶	31.42x10 ⁶	18.54x10 ⁶
63	4600	5600			625	1290	180	1870	18.0			97.1x10 ⁶	79.88x10 ⁶	60.2x10 ⁶	35.2x10 ⁶
75	4150	4750			1250	2950	335	5840	21.8			115.9x10 ⁶	92.0x10 ⁶	70.2x10 ⁶	41.85x10 ⁶
90	3600	3800			2400	4850	624	7200	26.0			190.0x10 ⁶	150.8x10 ⁶	117.5x10 ⁶	69.0x10 ⁶
100	2900	3300			3300	6600	806	9900	36.0			255.1x10 ⁶	207.5x10 ⁶	156.8x10 ⁶	93x10 ⁶
110	2600	2900			4900	8600	1248	14400	42.0			415.8x10 ⁶	336.0x10 ⁶	257.8x10 ⁶	177.4x10 ⁶
120	2300	2600			6800	13300	1729	19200	48.0			647.7x10 ⁶	527.3x10 ⁶	412.2x10 ⁶	277.8x10 ⁶
140	2000	2300			8000	17100	2223	25800	54.8			815.4x10 ⁶	676.2x10 ⁶	519.7x10 ⁶	331.7x10 ⁶
160	1800	2000			12000	22600	3328	38400	70.0			1290x10 ⁶	1104x10 ⁶	901.3x10 ⁶	685.2x10 ⁶
180	1500	1800	19800	37300	4842	55800	78.0	2027x10 ⁶	1681x10 ⁶	1618x10 ⁶	1178x10 ⁶				

88 Shore A spider made of T-PUR® and PUR															
ROTEX® size	Max. speed v=30 m/s cast material	v=40 m/s steel	Torsion angle α with		Torque [Nm]				Damping power P _{dyn} [W]	Relative damp- ing η	Reso- nance factor V _R	Torsion spring stiffness C dyn. [Nm/rad]			
			TKN	TK max	DIN 740 1)		TK max 2)	TK max 3)				1.0 TKN	0.75 TKN	0.5 TKN	0.25 TKN
					Rated TKN	Max. TK max									
14	22000	29400	3.2°	3°	12.5	20	3.3	37.5	—	0.80	7.00	0.96x10 ⁶	0.48x10 ⁶	0.38x10 ⁶	0.21x10 ⁶
16	16700	19000			17	34	4.4	51	4.8			2.02x10 ⁶	2.38x10 ⁶	1.81x10 ⁶	1.07x10 ⁶
24	12100	13800			60	130	16	180	6.8			3.03x10 ⁶	8.14x10 ⁶	6.18x10 ⁶	3.68x10 ⁶
28	10100	11500			190	320	42	480	8.4			26.77x10 ⁶	21.28x10 ⁶	18.8x10 ⁶	9.24x10 ⁶
36	8900	9900			320	620	80	1020	10.2			48.07x10 ⁶	39.28x10 ⁶	30.11x10 ⁶	17.81x10 ⁶
42	7900	8900			450	900	117	1260	12.0			64.5x10 ⁶	44.88x10 ⁶	33.78x10 ⁶	20.09x10 ⁶
48	6900	7900			520	1050	137	1578	13.8			85.9x10 ⁶	55.28x10 ⁶	40.48x10 ⁶	24.60x10 ⁶
55	5500	6300			680	1370	178	2055	15.6			106.1x10 ⁶	77.2x10 ⁶	58.88x10 ⁶	34.9x10 ⁶
63	4600	5600			940	1880	244	2820	18.0			120.5x10 ⁶	106.2x10 ⁶	80.3x10 ⁶	47.9x10 ⁶
75	4150	4750			1000	2640	499	5780	21.8			107.8x10 ⁶	162x10 ⁶	125.5x10 ⁶	72.9x10 ⁶
90	3600	3800			3600	7200	938	10800	26.0			312.2x10 ⁶	258x10 ⁶	195.8x10 ⁶	114.7x10 ⁶
100	2900	3300			4000	9000	1287	14850	36.0			383.3x10 ⁶	314.3x10 ⁶	237.6x10 ⁶	140.8x10 ⁶
110	2600	2900			7200	14400	1872	21600	42.0			605.8x10 ⁶	668.8x10 ⁶	515.3x10 ⁶	300.8x10 ⁶
120	2300	2600			10000	20000	2600	30000	48.0			1207x10 ⁶	1003x10 ⁶	787.8x10 ⁶	502.2x10 ⁶
140	2000	2300			12800	25600	3626	38400	54.8			1584x10 ⁶	1283x10 ⁶	978.2x10 ⁶	674.2x10 ⁶
160	1800	2000			18000	36400	4962	57600	70.0			248.8x10 ⁶	2137x10 ⁶	1781x10 ⁶	1278x10 ⁶
180	1500	1800	28000	56000	7250	84800	78.0	422.8x10 ⁶	3688x10 ⁶	3081x10 ⁶	2178x10 ⁶				

64 Shore D spider made of T-PUR® and PUR															
ROTEX® size	Max. speed v=30 m/s cast material	v=40 m/s steel	Torsion angle α with		Torque [Nm]				Damping power P _{dyn} [W]	Relative damp- ing η	Reso- nance factor V _R	Torsion spring stiffness C dyn. [Nm/rad]			
			TKN	TK max	DIN 740 1)		TK max 2)	TK max 3)				1.0 TKN	0.75 TKN	0.5 TKN	0.25 TKN
					Rated TKN	Max. TK max									
14	22000	29400	4.0°	3.0°	16	32	4.3	48	0.0	0.75	8.00	0.78x10 ⁶	0.6x10 ⁶	0.47x10 ⁶	0.28x10 ⁶
16	16700	19000			21	42	5.9	63	7.2			0.38x10 ⁶	4.2x10 ⁶	3.32x10 ⁶	1.97x10 ⁶
24	12100	13800			70	150	18.2	220	8.8			15.11x10 ⁶	12.38x10 ⁶	9.37x10 ⁶	5.23x10 ⁶
28	10100	11500			200	400	52	600	10.6			27.52x10 ⁶	22.27x10 ⁶	17.09x10 ⁶	10.12x10 ⁶
36	8900	9900			400	810	106	1215	12.6			39.15x10 ⁶	32.22x10 ⁶	23.48x10 ⁶	13.78x10 ⁶
42	7900	8900			560	1120	148	1680	18.0			79.8x10 ⁶	65.0x10 ⁶	48.52x10 ⁶	28.28x10 ⁶
48	6900	7900			650	1310	170	1980	20.7			95.5x10 ⁶	78.3x10 ⁶	58.22x10 ⁶	35.9x10 ⁶
55	5500	6300			825	1620	215	2475	23.4			107.8x10 ⁶	88.0x10 ⁶	65.3x10 ⁶	39.59x10 ⁶
63	4600	5600			1175	2380	308	3625	27.0			151.1x10 ⁶	123.8x10 ⁶	98.7x10 ⁶	60.28x10 ⁶
75	4150	4750			2400	4800	624	7200	32.4			248.2x10 ⁶	203.5x10 ⁶	153.8x10 ⁶	91.2x10 ⁶
90	3600	3800			4300	8600	1170	13500	40.0			674.9x10 ⁶	563.8x10 ⁶	418.2x10 ⁶	247.8x10 ⁶
100	2900	3300			6180	12370	1808	18500	54.0			881.2x10 ⁶	706.2x10 ⁶	533.1x10 ⁶	316.2x10 ⁶
110	2600	2900			8000	16000	2340	27000	63.0			1299x10 ⁶	1091x10 ⁶	775.1x10 ⁶	481.4x10 ⁶
120	2300	2600			12000	24000	3250	37500	72.0			1748x10 ⁶	1438x10 ⁶	1148x10 ⁶	622.8x10 ⁶
140	2000	2300			16000	32000	4160	48000	81.6			2312x10 ⁶	1928x10 ⁶	1521x10 ⁶	868x10 ⁶
160	1800	2000			24000	48000	6240	72000	112.8			3415x10 ⁶	2961x10 ⁶	2471x10 ⁶	1503x10 ⁶
180	1500	1800	36000	72000	9100	108000	117.0	5678x10 ⁶	4817x10 ⁶	4108x10 ⁶	2538x10 ⁶				

1) see catalogue page 16
2) ≤ 1000 half cycles
3) with +30 °C

Temperature factor S _T										
	-80 °C	-30 °C +30 °C	+40 °C	+50 °C	+60 °C	+70 °C	+80 °C	+90 °C	+100 °C	+120 °C
T-PUR®	1.0	1.0	1.1	1.2	1.3	1.42	1.8	1.8	2.5	3.0
PUR	—	1.0	1.2	1.3	1.4	1.55	1.8	2.2	—	—

Unless the Shore hardness of spider is not explicitly specified in your order, we will supply spiders with Shore hardness 92 Shore A T-PUR®.
For circumferential speeds according to v = 30 m/s dynamic balancing is required. For circumferential speeds according to v = 30 m/s only steel or nodular iron.

For more information, please refer to our website www.rotex.com.

ROTEX® Flexible jaw and pin & bush couplings

POLY-NORM

POLY

ROTEX®

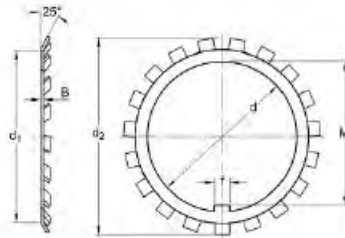
Anexo B. Arandela y Tuerca de fijación SKF



MB 10 Arandelas de fijación MB(L)

Arandelas de fijación MB(L)

Especificación técnica



DIMENSIONES

d	50 mm	Diámetro del agujero
d ₁	61 mm	Side face diameter
d ₂	74 mm	Diámetro exterior
B	1.25 mm	Thickness material
f	6 mm	Ancho de la lengüeta interior
M	47.5 mm	Dimensión interior: debajo de la lengüeta interior

MASA

0.016 kg

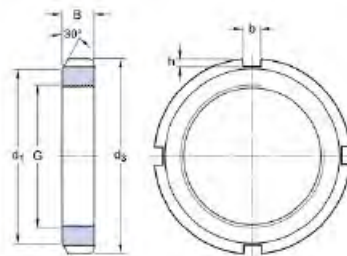
Arandela de fijación de masa



KM 10 Tuercas de fijación que requieren un canal chavetero (sistema métrico)

Tuercas de fijación que requieren un canal chavetero (sistema métrico)

Especificación técnica



DIMENSIONES

G	M 50x1.5	Rosca
d_3	70 mm	Diámetro exterior
B	11 mm	Ancho
d_1	61 mm	Diámetro de la cara lateral de fijación
b	6 mm	Ancho de la ranura de fijación
h	2.5 mm	Profundidad de la ranura de fijación

DATOS DEL CÁLCULO

91.5 kN Capacidad de carga estática axial

MASA

0.14 kg Tuerca de fijación de masa

INFORMACIÓN DE MONTAJE

HN 10-11 Llave asociada

ASSOCIATED PRODUCTS

MB 10

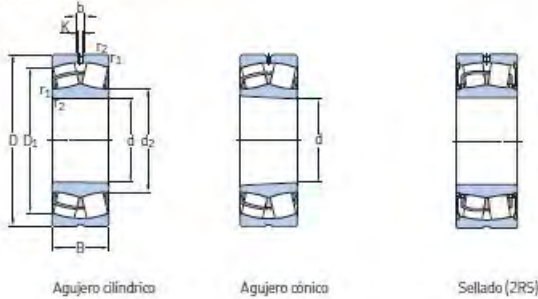
Arandela de fijación/seguro de fijación

Más información

Detalles del producto	Herramientas
Diseños y versiones	Herramientas de ingeniería
Datos de producto	
Instalación y desmontaje	
Sistema de designación	

Anexo C. Chumacera SKF

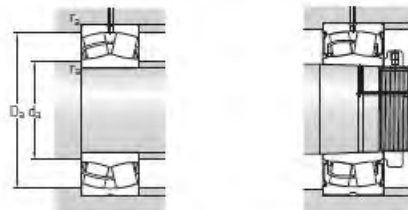
9.1 Rodamientos de rodillos a rótula d 20 – 55 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.			-	
20	52	18	49,9	44	4,75	13 000	17 000	0,28	22205/20 E	-
25	52	18	49,9	44	4,75	13 000	17 000	0,26	▶ 22205 E	▶ 22205 EK
	52	23	49,9	44	4,75	-	6 100	0,26	▶ B52-2205-2RS/VT143	-
	62	17	49,1	41,5	4,55	9 300	12 000	0,28	▶ 21305 CC	-
30	62	20	66,1	60	6,4	10 000	14 000	0,29	▶ 22206 E	▶ 22206 EK
	62	25	66,1	60	6,4	-	5 100	0,34	▶ B52-2206-2RS/VT143	-
	72	19	65,7	61	6,8	8 200	10 000	0,41	▶ 21306 CC	-
35	72	23	88,8	85	9,3	9 000	12 000	0,45	▶ 22207 E	▶ 22207 EK
	72	28	88,8	85	9,3	-	4 300	0,52	▶ B52-2207-2RS/VT143	-
	80	21	79,2	72	8,15	7 300	9 500	0,55	▶ 21307 CC	-
40	80	23	98,5	90	9,8	8 000	11 000	0,53	▶ 22208 E	▶ 22208 EK
	80	28	98,5	90	9,8	-	3 900	0,57	▶ B52-2208-2RS/VT143	▶ B52-2208-2RSK/VT143
	90	23	107	108	11,8	7 000	9 500	0,75	▶ 21308 E	▶ 21308 EK
45	90	33	155	140	15	6 000	8 000	1,05	▶ 22308 E/VA405	-
	90	33	155	140	15	6 000	8 000	1,05	▶ 22308 E	▶ 22308 EK
	90	38	155	140	15	-	3 900	1,2	▶ B52-2308-2RS/VT143	-
45	85	23	104	98	10,8	7 500	10 000	0,58	▶ 22209 E	▶ 22209 EK
	85	28	104	98	10,8	-	3 500	0,66	▶ B52-2209-2RS/VT143	▶ B52-2209-2RSK/VT143
	100	25	129	127	13,7	6 300	8 500	0,99	▶ 21309 E	▶ 21309 EK
50	100	36	190	183	19,6	5 300	7 000	1,4	▶ 22309 E/VA405	-
	100	36	190	183	19,6	5 300	7 000	1,4	▶ 22309 E	▶ 22309 EK
	100	42	190	183	19,6	-	3 400	1,6	▶ B52-2309-2RS/VT143	-
50	90	23	107	108	11,8	7 000	9 500	0,63	▶ 22210 E	▶ 22210 EK
	90	28	107	108	11,8	-	3 200	0,7	▶ B52-2210-2RS/VT143	▶ B52-2210-2RSK/VT143
	110	27	159	166	18,6	5 600	7 500	1,35	▶ 21310 E	▶ 21310 EK
55	110	40	228	224	24	4 800	6 300	1,9	▶ 22310 E/VA405	-
	110	40	228	224	24	4 800	6 300	1,9	▶ 22310 E	▶ 22310 EK
	110	45	228	224	24	-	3 000	2,1	▶ B52-2310-2RS/VT143	-
55	100	25	129	127	13,7	6 300	8 500	0,84	▶ 22211 E	▶ 22211 EK
	100	31	129	127	13,7	-	2 900	1	▶ B52-2211-2RS/VT143	▶ B52-2211-2RSK/VT143
	120	29	159	166	18,6	5 600	7 500	1,7	▶ 21311 E	▶ 21311 EK
55	120	43	280	280	30	4 300	5 600	2,45	▶ 22311 E	▶ 22311 EK
	120	43	280	280	30	4 300	5 600	2,45	▶ 22311 E/VA405	▶ 22311 EK/VA405
	120	49	280	280	30	-	2 800	2,8	▶ B52-2311-2RS/VT143	-



Rodamiento SKF Explorer
▶ Producto popular



Dimensiones					Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo					Factores de cálculo				Aceleración admisible para lubricación con aceite ¹⁾ de giro lineal			
d	d ₂ ε	D ₁ ε	b	K	r _{1,2} min.	d _a min.	d _a max.	D _a max.	r _a max.	e	Y ₁	Y ₂	Y ₀				
mm										-						m/s ²	
20	31,3	44,2	3,7	2	1	25,6	-	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8	-	-		
25	31,3	44,2	3,7	2	1	30,6	-	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8	-	-		
	30	46,6	4,4	2	1	30	30	46,4	1	0,35	1,9	2,9	1,8	-	-		
	35,7	50,7	-	-	1,1	32	-	55	1	0,3	2,3	3,4	2,2	-	-		
30	37,6	53	3,7	2	1	35,6	-	56,4	1	0,31	2,2	3,3	2,2	-	-		
	35,8	56,4	4,4	2	1	35,5	35,5	56,4	1	0,31	2,2	3,3	2,2	-	-		
	43,3	58,8	-	-	1,1	37	-	65	1	0,27	2,5	3,7	2,5	-	-		
35	44,5	61,8	3,7	2	1,1	42	-	65	1	0,31	2,2	3,3	2,2	-	-		
	42,4	65,3	4,4	2	1,1	42	42	65	1	0,31	2,2	3,3	2,2	-	-		
	47,2	65,6	-	-	1,5	44	-	71	1,5	0,28	2,4	3,6	2,5	-	-		
40	49,6	69,4	6	3	1,1	47	-	73	1	0,28	2,4	3,6	2,5	-	-		
	47,2	72,8	6	3	1,1	47	47	73	1	0,28	2,4	3,6	2,5	-	-		
	60	79,8	5,5	3	1,5	49	-	81	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
45	49,9	74,3	6	3	1,5	49	-	81	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	115 g	31 g		
	49,9	74,3	6	3	1,5	49	-	81	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	-	-		
	47,5	79,3	6	3	1,5	47,5	47,5	81	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	-	-		
50	54,4	74,4	5,5	3	1,1	52	-	78	1	0,26	2,6	3,9	2,5	-	-		
	52,5	77,8	6	3	1,1	52	52	78	1	0,26	2,6	3,9	2,5	-	-		
	65,3	88	6	3	1,5	54	-	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
55	57,6	83,4	6	3	1,5	54	-	91	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	97 g	29 g		
	57,6	83,4	6	3	1,5	54	-	91	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	-	-		
	55	88,5	6	3	1,5	54	55	91	1,5	0,37	1,8	2,7	1,8	-	-		
60	60	79	5,5	3	1,1	57	-	83	1	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
	58,1	82,3	6	3	1,1	57	58	83	1	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
	72,7	96,8	6	3	2	61	-	99	2	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
65	63,9	91,9	6	3	2	61	-	99	2	0,37	1,8	2,7	1,8	85 g	28 g		
	63,9	91,9	6	3	2	61	-	99	2	0,37	1,8	2,7	1,8	-	-		
	61,5	96,8	6	3	2	61	61	99	2	0,37	1,8	2,7	1,8	-	-		
70	65,3	88	6	3	1,5	64	-	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
	63,5	92	6	3	1,5	63,5	63,5	91	1,5	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
	72,7	96,2	6	3	2	66	-	109	2	0,24	2,8	4,2	2,8	-	-		
75	70,1	102	5,5	3	2	66	-	109	2	0,35	1,9	2,9	1,8	-	-		
	70,1	102	5,5	3	2	66	-	109	2	0,35	1,9	2,9	1,8	78 g	26 g		
	67,5	107	6	3	2	66	67	109	2	0,35	1,9	2,9	1,8	-	-		

9.1

¹⁾ Para obtener más información sobre aceleraciones admisibles → página 79

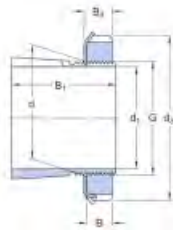


H 309

Producto popular

Manguitos de fijación para ejes métricos

Especificación técnica



DIMENSIONES

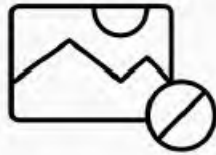
d_1	40 mm	Diámetro del agujero
d	45 mm	Diámetro exterior del cono pequeño
d_3	65 mm	Diámetro exterior de la tuerca de fijación
B_1	39 mm	Ancho
B	10 mm	Ancho de la tuerca de fijación
B_4	11 mm	Ancho de la tuerca de fijación, incluida la arandela de fijación
G	M 45x1.5	Rosca

MASA

Montaje del manguito de fijación de masa	0.26 kg
--	---------

INCLUDED PRODUCTS

Lock nut	KM 9
Locking device	MB 9



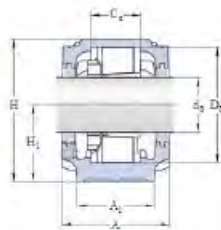
SNL 511-609 + 21309 K + H 309

Soportes de pie SE y SNL para rodamientos montados sobre un manguito de fijación, con sellos estándares

Especificación técnica

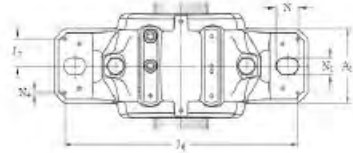
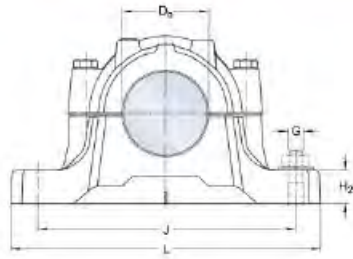
PRODUCTOS ADECUADOS

Soporte	SNL 511-609
Rodamiento (designación básica)	21309 K
Manguito de fijación	H 309
Anillo de fijación	2 x FRB 9.5/100



DIMENSIONES

d_a	40 mm	Diámetro del eje
C_a	44 mm	Longitud del espacio interior
D_a	100 mm	Diámetro del asiento esférico
D_b	67 mm	Diámetro de la ranura del sello
A	95 mm	Ancho de la base
A_1	70 mm	Ancho de la pestaña
H	127 mm	Altura del soporte completo
H_1	70 mm	Altura del centro del asiento esférico
H_2	28 mm	Altura del pie
J	210 mm	Distancia entre los tornillos de fijación



L	255 mm	Longitud total
N	24 mm	Longitud del agujero del tornillo de fijación (radial)
N ₁	18 mm	Ancho del agujero del tornillo de fijación (axial)

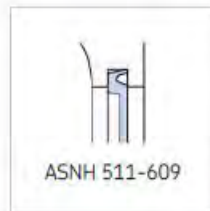
PASADORES

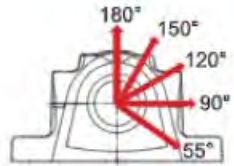
J ₆	234 mm	Distancia entre pasadores
J ₇	24.5 mm	Desplazamiento axial de los pasadores
N ₄	max.8 mm	Diámetro de los pasadores

DIMENSIONES DEL SELLO

A	107 mm	Ancho a través de los sellos laberínticos
A	165 mm	Ancho a través de los sellos de taconita
d	123 mm	Diámetro a través de los sellos de taconita

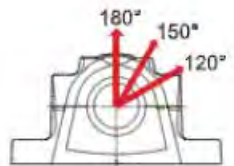
SELLOS Y TAPA LATERAL ADECUADOS





CARGAS DE ROTURA, SOPORTE

P_{0°	190 kN	Cargas de rotura
P_{55}	275 kN	Cargas de rotura
P_{90}	170 kN	Cargas de rotura
P_{12}	125 kN	Cargas de rotura
P_{15}	115 kN	Cargas de rotura
P_{18}	140 kN	Cargas de rotura
P_a	90 kN	Cargas de rotura



LÍMITE DE ELASTICIDAD, PERNOS DE TAPA

Q	220 kN	Capacidad de carga para pernos de tapa
Q	125 kN	Capacidad de carga para pernos de tapa
Q	110 kN	Capacidad de carga para pernos de tapa

MASA

SopORTE de masa	5,46 kg
-----------------	---------

INFORMACIÓN DE MONTAJE

Perno de tapa, tamaño	M 12x60
Par de apriete recomendado para el perno de tapa	80 N-m
Tamaño de tornillos de fijación adecuados	G 16 mm
Tornillo de fijación adecuado, par de apriete recomendado	200 N-m
Llenado inicial de grasa, 20%	55 g
Llenado inicial de grasa, 40%	90 g

Anexo D. Motorreductor SEW-Eurodrive

Información del producto



Descripción de catálogo

R87DRN13256
Reductores de engranajes cilíndricos R + Motores de CA DRN.. (IE3)

Datos de producto

Velocidad nominal del motor	[1/min]: 1178
Velocidad de salida	[1/min]: 22
Índice de reducción total	: 52,82
Par de salida	[Nm]: 1280
Factor de servicio SEW-FB	: 1,20
Posición de montaje	: M1
Pintura imprimación/CapaFinal	: 7031 Gris azulado (51370310)
Posición de conexión/caja de bornas	[°]: 0
Entrada de cable/ Posición del conector	: X
Eje de salida	[mm]: 50x100
Salida permitida con carga radial n=1150	[N]: 16400
Cantidad de lubricante 1er reductor	[Litro]: 2,3
Potencia del motor	[kW]: 3
Factor de duración	: S1-100%
Clase eficiente	: IE3
Eficiencia (50/75/100% Pn)	[%]: 87,6 / 89,4 / 89,5
Marcado CE	: Si
Tensión del motor	[V]: 230/460
Esquema de conexionado	: R76
Frecuencia	[Hz]: 60
Corriente nominal	[A]: 13,3 / 6,7
Cos Phi	: 0,63
Clase de aislamiento	: 155(F)
Tipo protección del motor	: IP55
Requisito de diseño	: USA (UR) / Canadá (CSA)
Momentos de inercia de masa (en [10 ⁻⁴ kgm ² referencia al lado de entrada)	: 245,00
Peso	[kg]: 113,00



Características adicionales

Eje de salida: 50x100 mm
USA (UR) / Canadá (CSA)
Aislamiento térmico 155(F)
Grado de protección IP 55
Tensión, frecuencia, bobinado

La información del producto presente no representa una oferta en términos legales. La información técnica debe confirmarse en una verificación técnica final. Esta verificación se lleva a cabo al crear la oferta/pedido. Un contrato legalmente vinculante requiere un pedido realizado por la parte demandante y una confirmación del pedido emitida por SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG.
Puede encontrar el peso neto exacto en la confirmación del pedido. Por razones técnicas, el peso real puede diferir de esta información.
DC Version 2.36
Creado en: 11/06/2021 0:29:45 CEST

Anexo E. Garrucha Brickel

18.09.2021 02:51

<https://www.blickle.es/es-es/producto/LE-PATH-160K-FI-846986>

Ficha de datos del producto



LE-PATH 160K-FI

EAN 4047526126179

ID 846986

Rueda giratoria con soporte de chapa de acero con platina atornillable y freno "stop-fix". Rueda con banda de rodadura de poliuretano termoplástico, con núcleo de poliamida

Soporte:

Estampado de chapa de acero, con doble carril de bolas en la cabeza giratoria, protección de bolas mediante forma especial de la placa base y arandela esférica. El carril de bolas está remachado dinámicamente según un procedimiento especial de Blickle. Este proceso resulta en un juego mínimo de la cabeza giratoria, una marcha suave y una alta durabilidad debido al endurecimiento en frío del carril de bolas. Eje de rueda atornillado. Zincado, pasivado color azul, libre de Cr6.

Ruedas:

De poliuretano termoplástico de alta calidad, marcha silenciosa, resistencia a la rodadura y resistencia al giro bajas, respetuosa con el suelo, muy resistente a la abrasión, unión indisoluble con el núcleo.

Colores de banda de rodadura: color gris oscuro

Núcleo:

De poliamida 6 de alta calidad, resistente a la rotura. Unión indisoluble.

Color del núcleo: color gris



Resistencia a la rodadura

★★★★ Muy bueno

Ruido durante la marcha

★★★★ Bueno

Protección del suelo

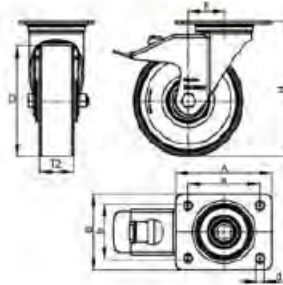
★★★★ Bueno

Ficha de datos del producto



Datos técnicos

Dimensión de platina		140 x 110
Distancia agujeros		105 x 75-80
Ø Agujero tornillo		11
Ø Rueda		160 mm (D)
Ancho rueda		40 mm (T2)
Capacidad de carga		300 kg
Altura total		195 mm (H)
Voladizo rueda girat.		54 mm
Peso por unidad		2,1 kg
Resistencia a la temperatura		-25 ° C
Resistencia a la temperatura hasta		70 ° C
Dureza de banda de rodadura		94° Shore A
Tipo de rodamiento		Cojinete a bolas



Anexo F. Tablas de propiedades mecánicas de los materiales

Las siguientes tablas fueron tomadas del libro diseño en ingeniería mecánica (Richard G. Budynas, 2008).

1020 | APÉNDICE A Tablas útiles

Tabla A-20

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estrados en frío (CD) [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla A-21 (continuación)

Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente
 [Éstas son propiedades típicas de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades de aceros templados y revenidos (TyR) son de una sola colada. Debido a las muchas variables, las propiedades listadas son promedios generales. En todos los casos, los datos se obtuvieron de piezas con diámetro de 0.505 pulg, maquinadas a partir de barras redondas de 1 pulg y la longitud de calibración es de 2 pulg. A menos que se especifique otra cosa, todas las piezas se templaron en aceite] Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

*Templado en agua.



Tabla A-24

Propiedades mecánicas de tres metales no ferrosos

a) Propiedades típicas del hierro fundido gris

[El sistema de numeración de la American Society for Testing and Materials (ASTM) del hierro fundido gris es tal que los números corresponden a la resistencia a la tensión mínima en kpsi. En consecuencia, un hierro fundido núm. 20 ASTM tiene una resistencia a la tensión mínima de 20 kpsi. Observe en particular que las tabulaciones son típicas de varias coladas]

Número ASTM	Resistencia a la tensión S_{UT} kpsi	Resistencia a la compresión S_{UC} kpsi	Módulo de ruptura por cortante S_{SR} kpsi	Módulo de elasticidad, Mpsi		Límite de resistencia a la fatiga* S_w kpsi	Dureza Brinell H_B	Factor de concentración al esfuerzo a la fatiga K_f
				Tensión†	Torsión			
20	22	83	26	9.6-14	3.9-5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5-14.8	4.6-6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13-16.4	5.2-6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5-17.2	5.8-6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16-20	6.4-7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8-22.8	7.2-8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4-23.5	7.8-8.5	24.5	302	1.50

*Piezas pulidas o maquinadas.

†El módulo de elasticidad del hierro fundido en compresión corresponde de manera muy cercana al valor superior en el intervalo dado para tensión y es un valor más constante que el de tensión.

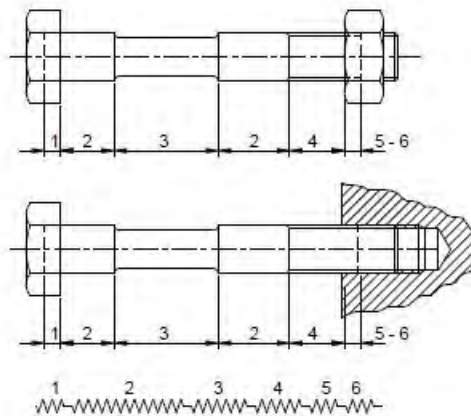
Anexo G. Tablas usadas para el cálculo de uniones atornilladas

Tramo	D_i	L_i	Comentarios
1	d	0,5 d 0,4 d	Tornillo cabeza hexagonal Tornillo cabeza "socket"
2	d	$L_2^{(1)}$	
3	d_r	$L_3^{(1)}$	
4	d_3	$L_4^{(1)}$	
5	d_3	0,5 d	
6	d	0,4 d 0,33 d	Unión con tuerca Unión con agujero roscado

(1): longitud del diámetro correspondiente

La nomenclatura para los diámetros es:

- d : diámetro nominal del tornillo
- d_2 : diámetro primitivo, de paso o de flanco del tornillo
- d_3 : diámetro de raíz del tornillo
- d_r : diámetro del tramo con reducción de área



- 1 : cabeza del tornillo,
- 2 : tramos cilíndricos de mayor diámetro,
- 3 : tramo cilíndrico de menor diámetro o de diámetro reducido,
- 4 : tramo cilíndrico roscado que permanece fuera de la tuerca o agujero roscado,
- 5 : tramo cilíndrico roscado en el interior de la tuerca,
- 6 : filetes en contacto.

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} . Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

R_z : promedio de la profundidad de la rugosidad. Promedio aritmético de cinco profundidades significativas consecutivas en la longitud de medición.

MATERIAL	p_{Adm} (N/mm ²)
St37	260
St50	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
X5CrNiMo1810	210
X10CrNiMo189	220
Acero inoxidable	1000 a 1250
Titanio sin alear	300
T-6Al-4V	1000
GG15	600
GG25	800
GG35	900
GG40	1100
GGG35.3	480
GD MgAl9	220 (140)
GK MgAl9	140 (220)
GKAlSi6Cu4	200
AlZnMgCu0,5	370
Al99	140

Clase	Rango para los coeficientes de fricción	Ejemplos típicos	
		Material / superficie	Lubricantes
A	0,04 a 0,10	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado,	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
B	0,08 a 0,16	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado.	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
		Galvanizado en caliente	MoS, grafito
		Recubrimientos orgánicos	Con lubricante sólido integrado
		Acero austenítico	Lubricante sólido
C	0,14 a 0,24	Acero austenítico	Cera en pasta
		Brillo metálico. Fosfatado	Estado de entrega (ligeramente aceitado)
		Galvanizado	Ninguno
D	0,20 a 0,35	Acero austenítico	Aceite
		Galvanizado o galvanizado en caliente	Ninguno
E	$\geq 0,30$	Galvanizado	Ninguno

Se debe tender hacia el uso de la clase B, con el fin de aplicar una precarga lo más alta posible con baja dispersión.

Los valores se aplican a temperatura ambiente.

Clase	σ_B (N/mm ²)		σ_F (N/mm ²)		$\sigma_{0,2}$ (N/mm ²)	
	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo
3.6	300	330	180	190	-	-
4.6	400	400	240	240	-	-
4.8	400	420	320	340	-	-
5.6	500	500	300	300	-	-
5.8	500	520	400	420	-	-
6.8	600	600	480	480	-	-
8.8 ¹	800	800	-	-	640	640
8.8 ²	800	830	-	-	640	660
10.9	1000	1040	-	-	900	940
12.9	1200	1220	-	-	1080	1100

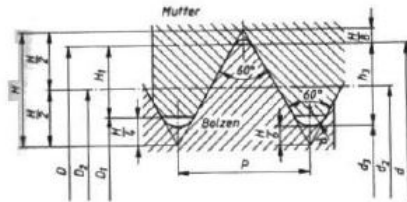
σ_B : resistencia a la tracción

σ_F : límite de fluencia

$\sigma_{0,2}$: límite convencional de fluencia

¹⁾ Hasta tornillos M16

²⁾ Tornillos mayores a M16



$$H = 0,86603 P$$

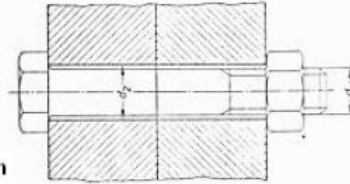
$$h_3 = 0,61343 P$$

$$H_1 = 0,54127 P$$

$$R = \frac{H}{6} = 0,14434 P$$

Maße in mm

Gewinde-Nenn-durchmesser $d = D$		Steigung P	Flanken-durch-messer $d_2 = D_2$	Kern-durchmesser		Gewindetiefe		Span-nungs-quer-schnitt ¹⁾ A_s mm ²	Kern-quer-schnitt ¹⁾ A_3 mm ²	Steig-ungs-winkel ¹⁾ φ Grad
Reihe 1	Reihe 2			d_3	D_1	h_3	H_1			
1		0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,460	0,377	5,43
1,2		0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,732	0,626	4,38
1,6		0,35	1,373	1,170	1,221	0,215	0,189	1,27	1,075	4,64
2		0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217	2,07	1,788	4,19
2,5		0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	3,39	2,980	3,71
3		0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	5,03	4,475	3,41
	3,5	0,6	3,110	2,765	2,850	0,368	0,325	6,78	6,000	3,51
		0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	8,78	7,749	3,60
4	4,5	0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406	11,3	10,07	3,41
		0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	14,2	12,69	3,25
5		1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	20,1	17,89	3,41
6		1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	36,6	32,84	3,17
	(9)	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	48,1	43,78	2,78
		1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	58,0	52,30	3,03
10	(11)	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812	72,3	65,90	2,73
		1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	84,3	76,25	2,94
	14	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	115	104,7	2,87
16		2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	157	144,1	2,48
	18	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	193	175,1	2,78
		2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	245	225,2	2,48
20	22	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	303	281,5	2,24
		3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624	353	324,3	2,48
	27	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	459	427,1	2,18
30		3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	561	519,0	2,30
	33	3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894	694	647,2	2,08
		4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	817	759,3	2,19
36	39	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	976	913,0	2,00
		4,5	39,077	36,479	37,129	2,760	2,436	1121	1045	2,10
	45	4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436	1306	1224	1,95
48		5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706	1473	1377	2,04
		5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706	1758	1652	1,87
	52	5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977	2030	1905	1,91
56	60	5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977	2362	2227	1,78
		6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,248	2676	2520	1,82
64	68	6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,248	3055	2888	1,71



Dimensiones en mm

Gewinde- durchmesser d_1	d_2		
	fein	mittel	grob
1	1,1	1,2	1,3
1,2	1,3	1,4	1,5
1,4	1,5	1,6	1,8
1,6	1,7	1,8	2
1,7	1,8	1,9	2,2
1,8	1,9	2	2,3
2	2,2	2,4	2,6
2,3	2,5	2,7	2,9
2,5	2,7	2,9	3,1
2,6	2,8	3	3,2
3	3,2	3,4	3,6
3,5	3,7	3,9	4,1
4	4,3	4,5	4,8
5	5,3	5,5	5,8
6	6,4	6,6	7
7	7,4	7,6	8
8	8,4	9	10
10	10,5	11	12
12	13	14	15
14	15	16	17
16	17	18	19
18	19	20	21
20	21	22	24
22	23	24	26
24	25	26	28

Gewinde- durchmesser d_1	d_2		
	fein	mittel	grob
27	28	30	32
30	31	33	35
33	34	36	38
36	37	39	42
39	40	42	45
42	43	45	48
45	46	48	52
48	50	52	56
52	54	56	62
56	58	62	66
60	62	66	70
64	66	70	74
68	70	74	78
72	74	78	82
76	78	82	86
80	82	86	91
90	93	96	101
100	104	107	112
110	114	117	122
120	124	127	132
125	129	132	137
130	134	137	144
140	144	147	155
150	155	158	165

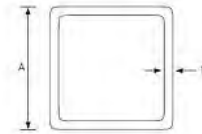
Tolerancia H12 para fino, H13 para medio y H14 para grueso



Anexo H. Tablas de perfiles estructurales usados para la estructura

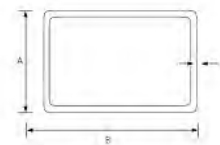
Tubos Cuadrados

Diámetro exterior		Espesor (mm)					
Lado A	Lado B	1.50	1.80	2.00	2.50	3.00	4.00
5/8"	5/8"	0.82					
3/4"	3/4"	0.84					
1"	1"	1.14	1.36	1.50	1.84	2.17	
1 1/4"	1 1/4"	1.44	1.72	1.90			
1 1/2"	1 1/2"	2.07		2.30	2.84	3.37	
40mm	40mm	2.18		2.41	2.99		
45mm	45mm	2.73					
2"	2"	2.34	2.79	3.09	3.84	4.57	5.99
2 1/2"	2 1/2"			3.89	4.83	5.76	7.59
3"	3"			4.69	5.83	6.96	9.18
3 1/2"	3 1/2"					8.16	10.78
4"	4"			6.29	7.83	9.35	12.37

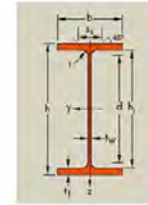


Tubos Rectangulares

Diámetro exterior		Espesor (mm)					
Lado A	Lado B	1.50	1.80	2.00	2.50	3.00	4.00
40mm	20mm	1.62		1.79			
50mm	20mm	2.10					
2"	1"	2.07		2.30			
50mm	30mm	2.41					
50mm	40mm	2.73					
60mm	40mm	2.30	2.75	3.04	3.77	4.49	
70mm	50mm	3.67					
3"	1"			3.09	3.84	4.57	
3"	2"	3.51		3.89	4.83	5.76	
80mm	40mm	2.77	3.31	3.67	4.56	5.43	
4"	2"	4.23		4.69	5.83	6.96	9.18
4"	3"	5.49					
5"	2"			5.49	6.83	8.16	10.78
5"	3"					6.29	12.37
6"	2"			6.29	7.83	9.35	12.37



Viga IPE | Vigas de estándar europeo con alas paralelas.

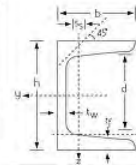


Designación	peso		dimensiones							
	h x b	kg/m	lb/pie	h	b	tw	tf	r	hi	d
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
80 x 46	6.0	4.0	80	46	3.8	5.2	5	69.6	59.6	
100 x 55	8.1	5.4	100	55	4.1	5.7	7	88.6	74.6	
120 x 64	10.4	7.0	120	64	4.4	6.3	7	107.4	93.4	
140 x 73	12.9	8.7	140	73	4.7	6.9	7	126.2	112.2	
160 x 82	15.8	10.6	160	82	5.0	7.4	9	145.2	127.2	
200 x 100	22.4	15.1	200	100	5.6	8.5	12	183.0	159.0	
240 x 120	26.2	17.6	240	120	6.2	9.8	15	220.4	190.4	
270 x 135	36.1	24.3	270	135	6.6	10.2	15	249.6	219.6	
300 x 150	42.2	28.4	300	150	7.1	10.7	15	278.6	248.6	
360 x 170	57.1	38.4	360	170	8.0	12.7	18	334.6	298.6	
400 x 180	66.3	44.6	400	180	8.6	13.5	21	373.0	331.0	
450 x 190	77.6	52.1	450	190	9.4	14.6	21	420.8	378.8	
500 x 200	90.7	61.0	500	200	10.2	16.0	21	468.0	426.0	
550 x 210	106.0	71.2	550	210	11.1	17.2	24	515.6	467.6	

Dimensiones y pesos nominales (kg/m)

Medida Americana | U

Descripción	Peso		Dimensiones					A
	kg/m	lb/pie	h	b	tw	tf	d	
2" x 2.58	3.80	2.58	50.80	25.40	4.70	4.70	-	4.90
3" x 2.00	2.98	2.00	76.20	38.00	2.50	-	-	-
3" x 4.10	6.10	4.10	76.00	35.00	4.30	6.90	38.00	7.81
3" x 5.00	7.40	5.00	76.00	37.00	6.60	6.90	38.00	9.48
4" x 2.65	3.94	2.65	101.60	50.80	2.50	-	-	-
4" x 5.40	8.00	5.40	102.00	40.00	4.70	7.50	66.00	10.30
4" x 7.00	10.40	7.00	101.60	51.00	6.10	7.60	60.00	-
4" x 7.25	10.80	7.30	102.00	43.00	8.20	7.50	60.00	13.70
6" x 8.20	12.20	8.20	152.00	48.00	5.10	8.70	107.00	15.50
6" x 10.50	15.60	10.50	152.00	51.00	8.00	8.70	107.00	19.90
8" x 11.50	17.10	11.50	203.00	57.00	5.60	9.90	156.00	21.80
10" x 15.30	22.80	15.30	254.00	65.00	6.10	11.10	203.00	29.00
10" x 20.00	30.00	20.20	254.00	69.00	9.60	11.10	203.00	37.90
10" x 25.00	37.00	24.90	254.00	73.00	13.40	11.10	203.00	47.40
12" x 20.70	30.80	20.70	305.00	74.00	7.20	12.70	248.00	39.30
12" x 30.00	45.00	30.20	305.00	80.00	13.00	12.70	248.00	56.90
15" x 33.90	50.40	33.90	381.00	86.00	10.20	16.50	308.00	64.30
15" x 50.00	74.00	49.70	381.00	94.00	18.20	16.50	308.00	94.80



Dimensiones y pesos nominales (kg/m)

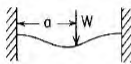
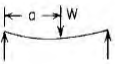
Sistema Inglés | ASTM A36 | Lados Iguales

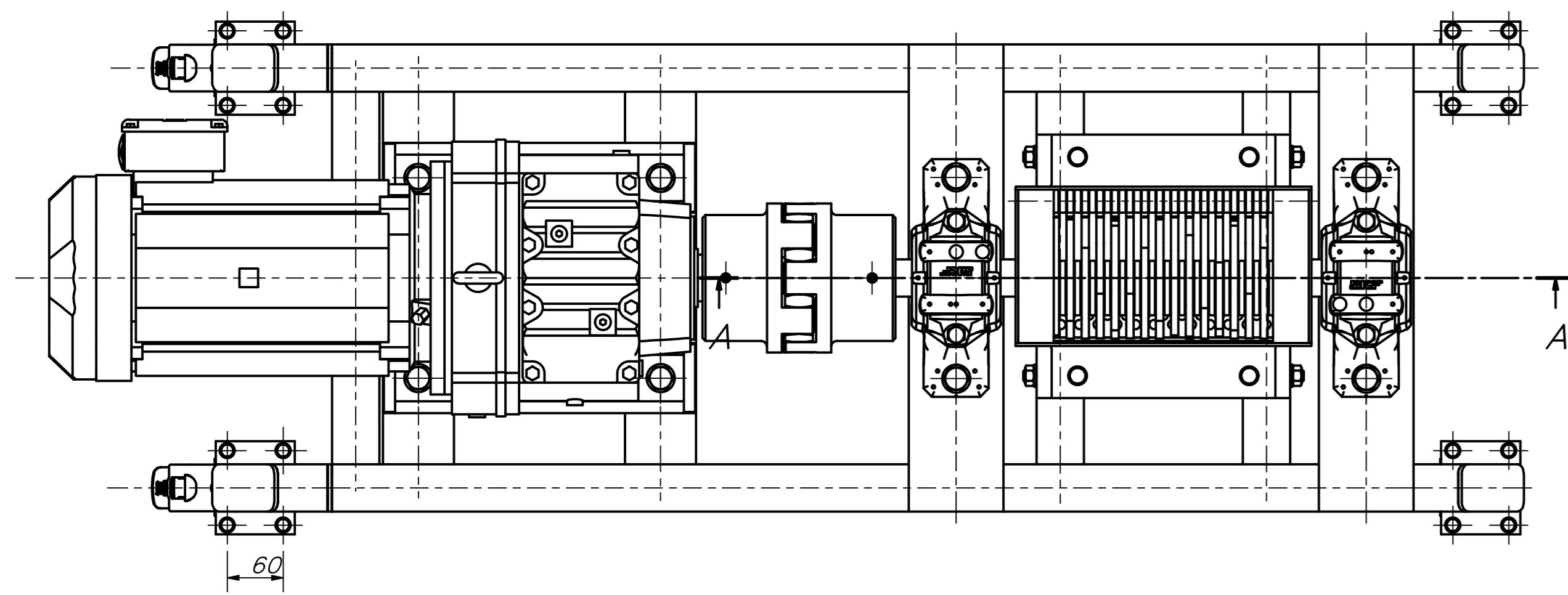
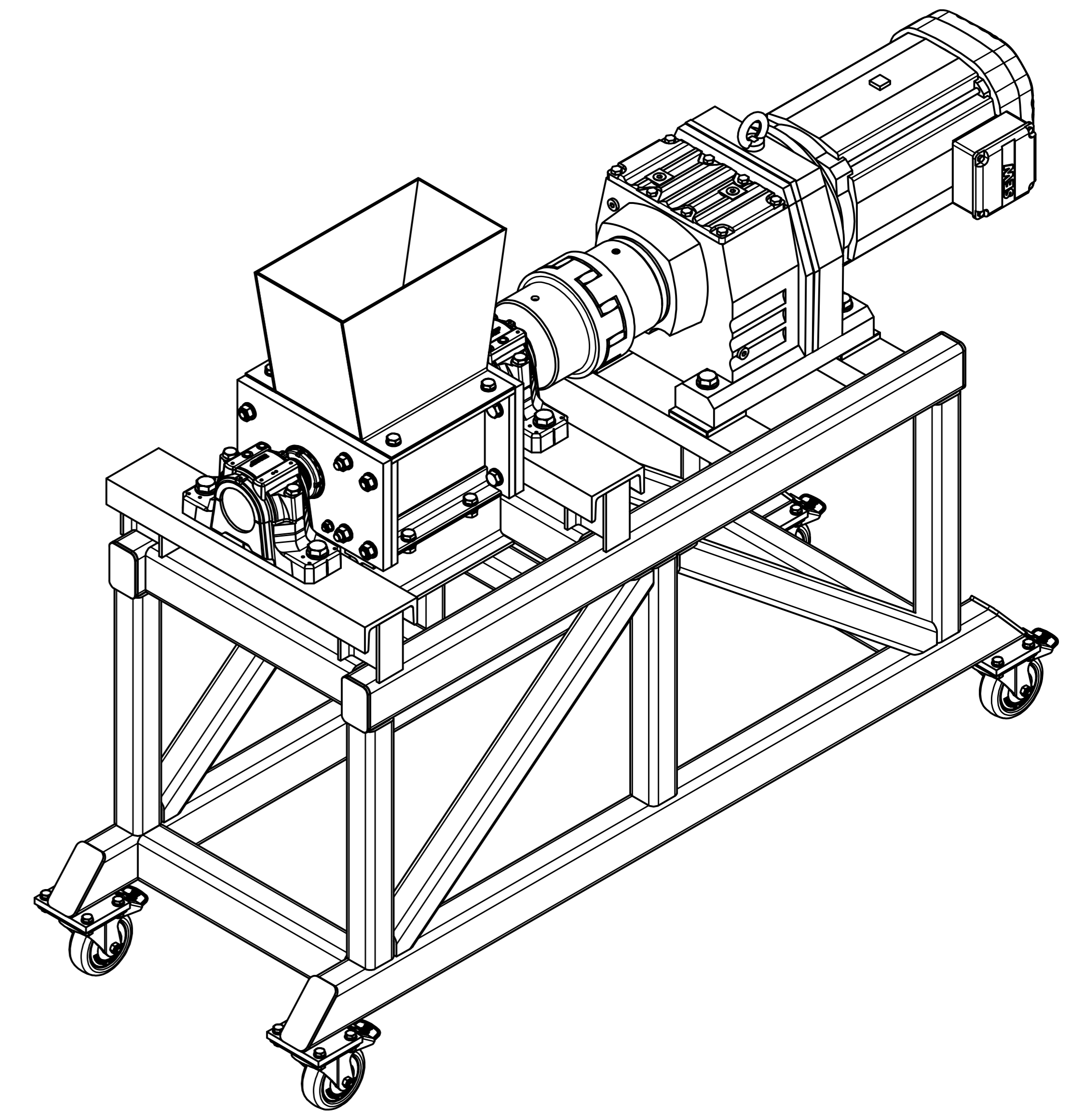
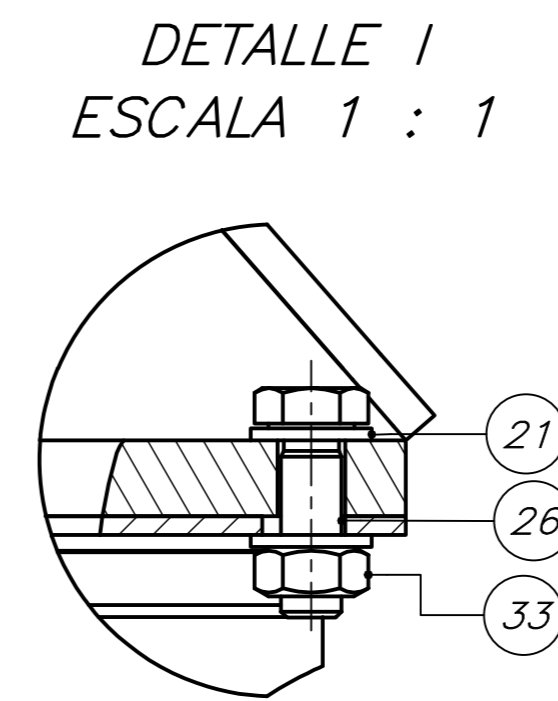
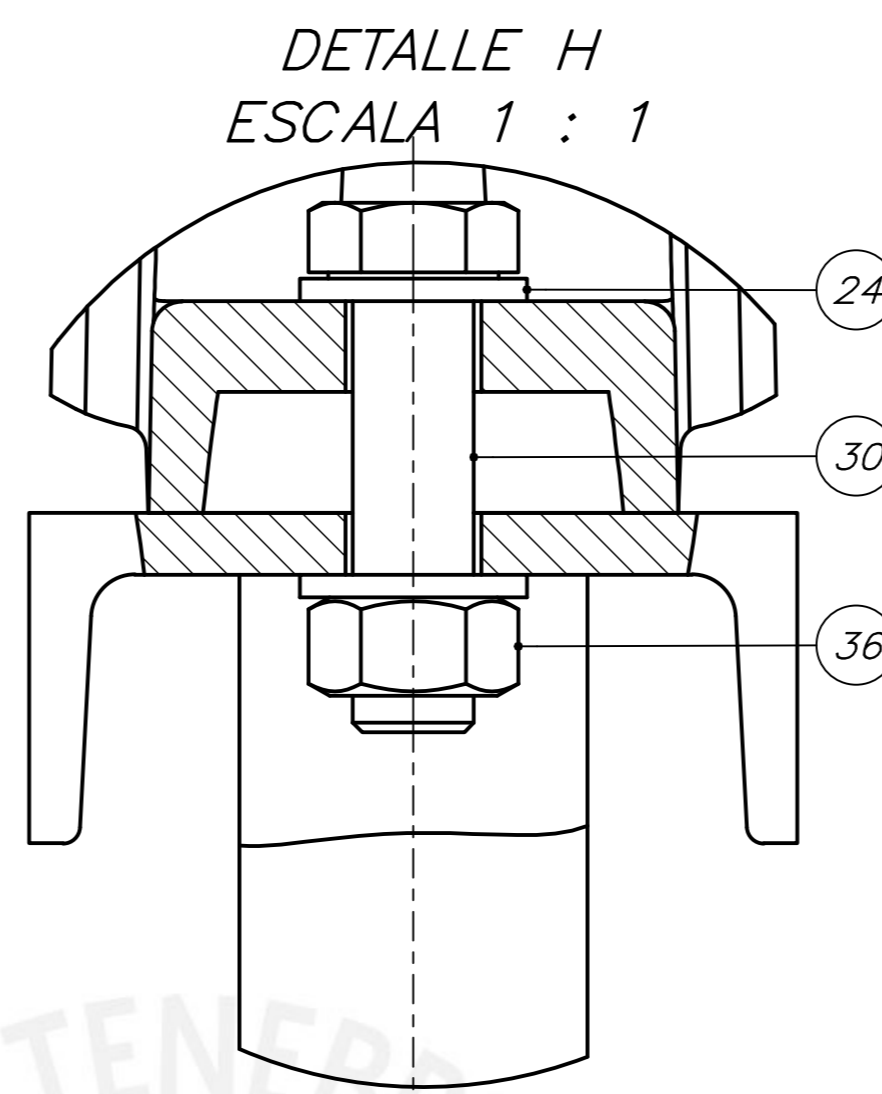
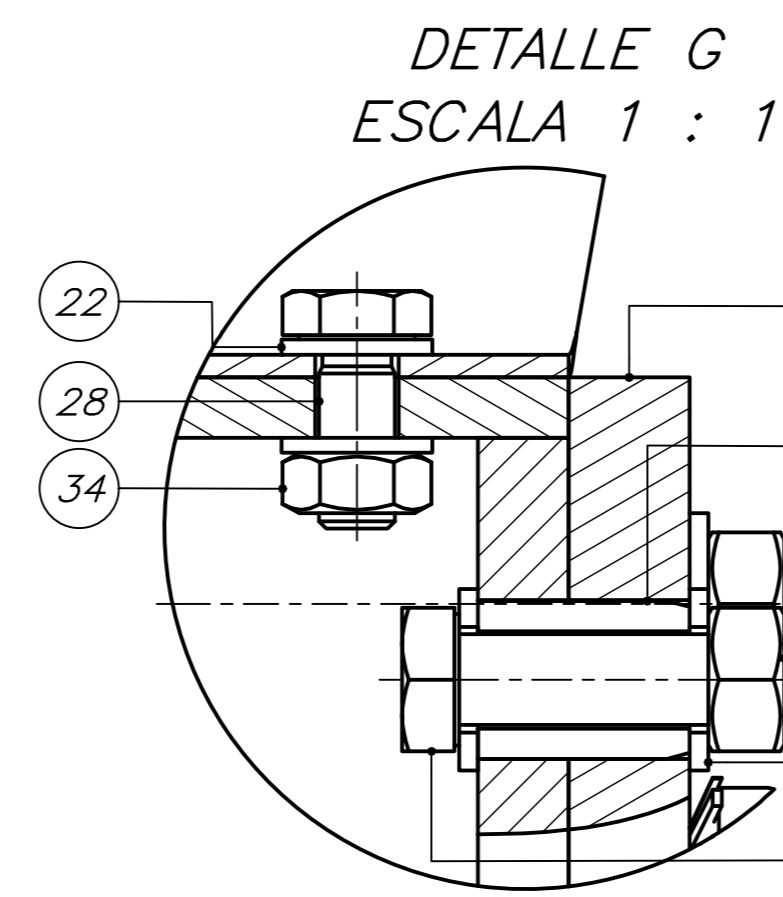
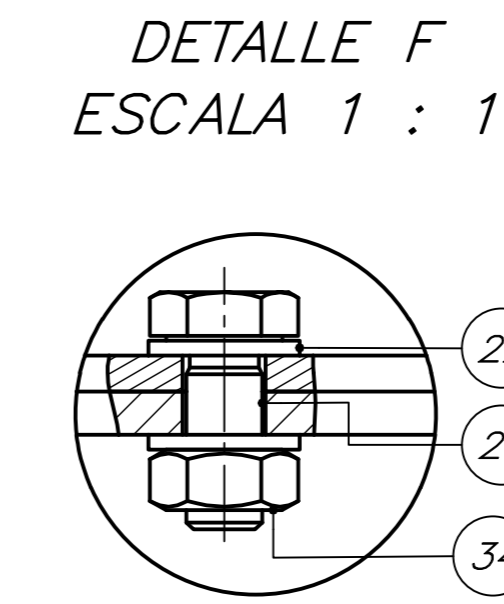
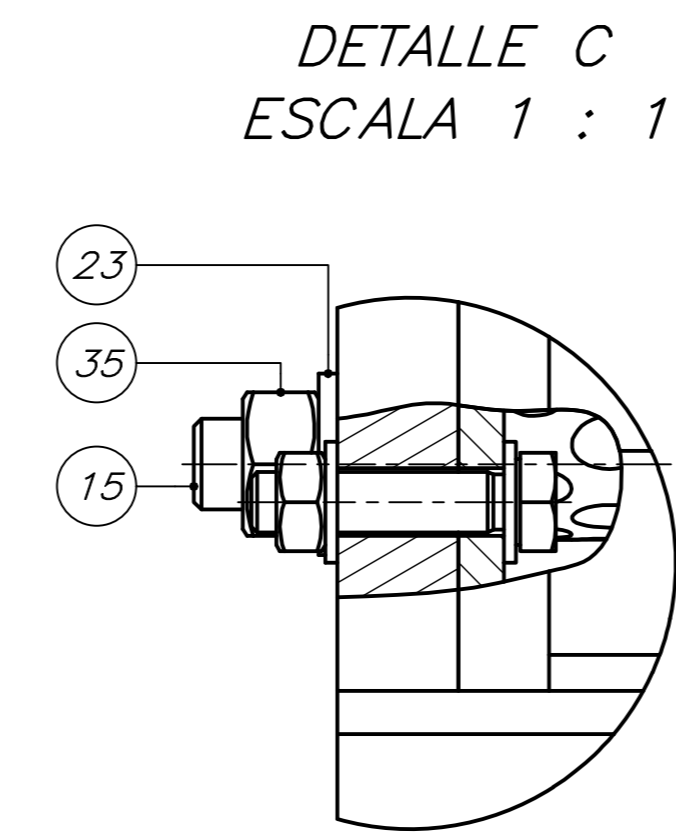
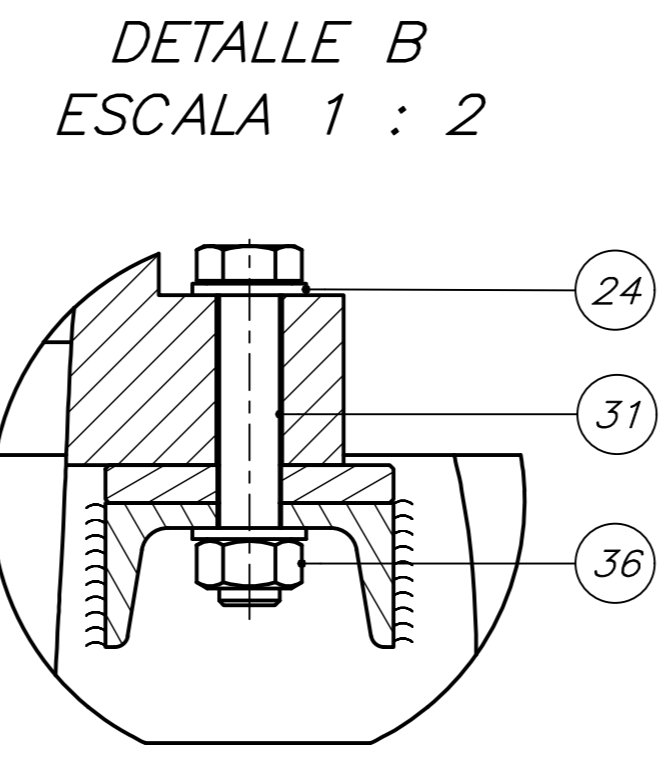
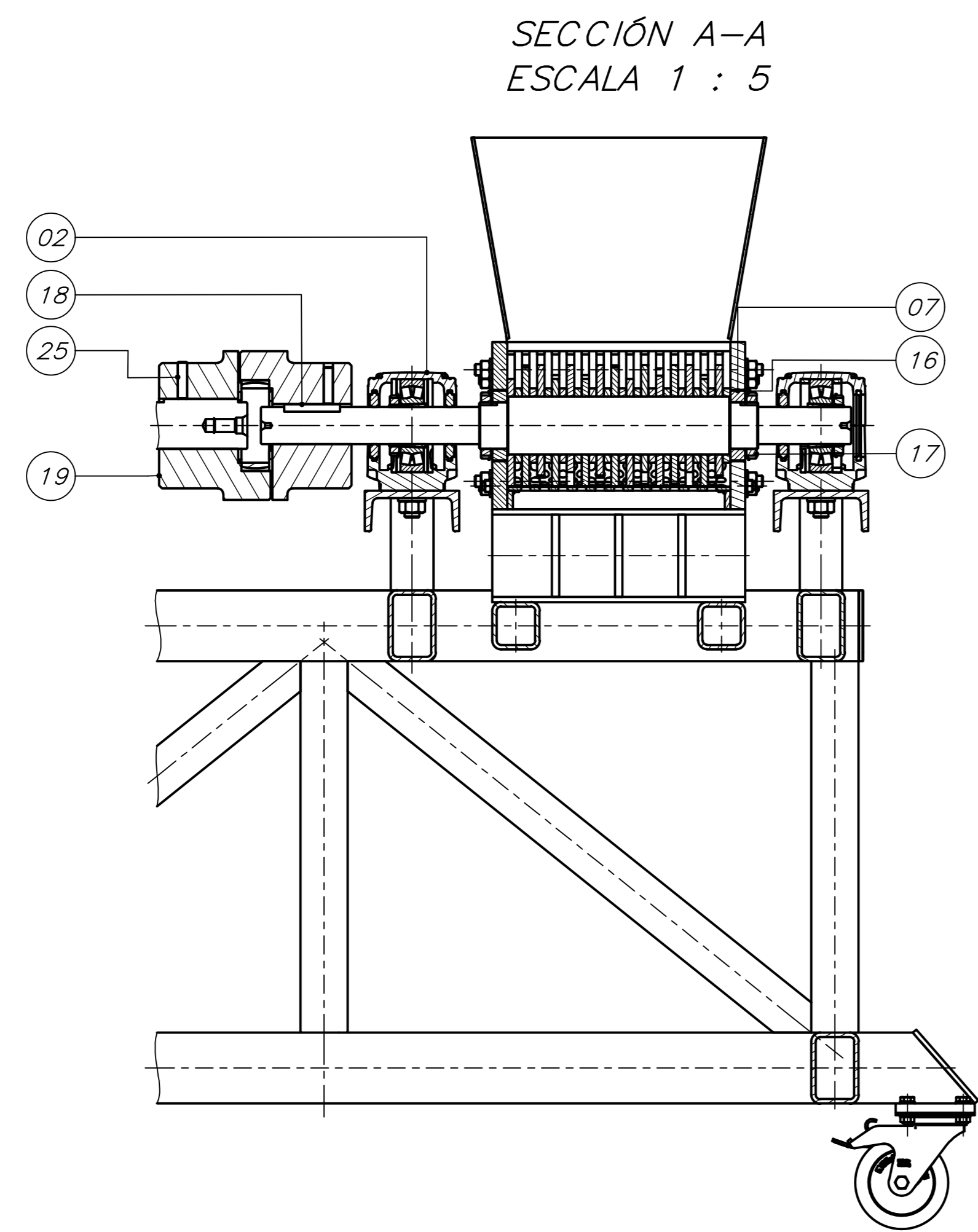
Espesor pulg t	Base pulg b	Altura pulg h	Peso	
			kg/m	kg/6m
1/8"	5/8"	5/8"	0.71	4.26
	3/4"	3/4"	0.87	5.22
	1"	1"	1.19	7.14
1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1.51	9.06
	1 1/2"	1 1/2"	1.82	10.92
	2"	2"	2.46	14.76
3/16"	1"	1"	1.72	10.32
	1 1/4"	1 1/4"	2.20	13.20
	1 1/2"	1 1/2"	2.67	16.02
1/2"	2"	2"	3.63	21.78
	2 1/2"	2 1/2"	4.58	27.48
	3"	3"	5.53	33.18
5/16"	1"	1"	2.22	13.32
	1 1/4"	1 1/4"	2.85	17.10
	1 1/2"	1 1/2"	3.49	20.94
3/8"	2"	2"	4.75	28.50
	2 1/2"	2 1/2"	6.02	36.12
	3"	3"	7.29	43.74
1/2"	3 1/2"	3 1/2"	8.56	51.36
	4"	4"	9.82	58.92
	5"	5"	15.35	92.10
5/8"	6"	6"	18.52	111.12
	2"	2"	5.84	35.04
	2 1/2"	2 1/2"	7.43	44.58
3/4"	3"	3"	9.01	54.06
	3 1/2"	3 1/2"	10.60	63.60
	4"	4"	12.18	73.08
1"	5"	5"	15.35	92.10
	6"	6"	18.52	111.12
	2"	2"	6.89	41.34
1 1/8"	3"	3"	10.70	64.20
	3 1/2"	3 1/2"	12.60	75.60
	4"	4"	14.50	87.00
1 1/4"	5"	5"	18.30	109.80
	6"	6"	22.11	132.66
	3"	3"	13.95	83.70
1 1/2"	4"	4"	19.02	114.12
	5"	5"	24.09	144.54
	6"	6"	29.16	174.96
1 3/8"	5"	5"	29.71	178.26
	6"	6"	36.05	216.30
	8"	8"	48.73	292.38
3/4"	8"	8"	58.00	348.00



Anexo I. Ecuaciones para el cálculo de fuerzas en los apoyos de la chumacera y la estructura metálica

Las siguientes ecuaciones fueron tomadas del libro de *Formulas for Stress and Strain* (Budynas, 2002).

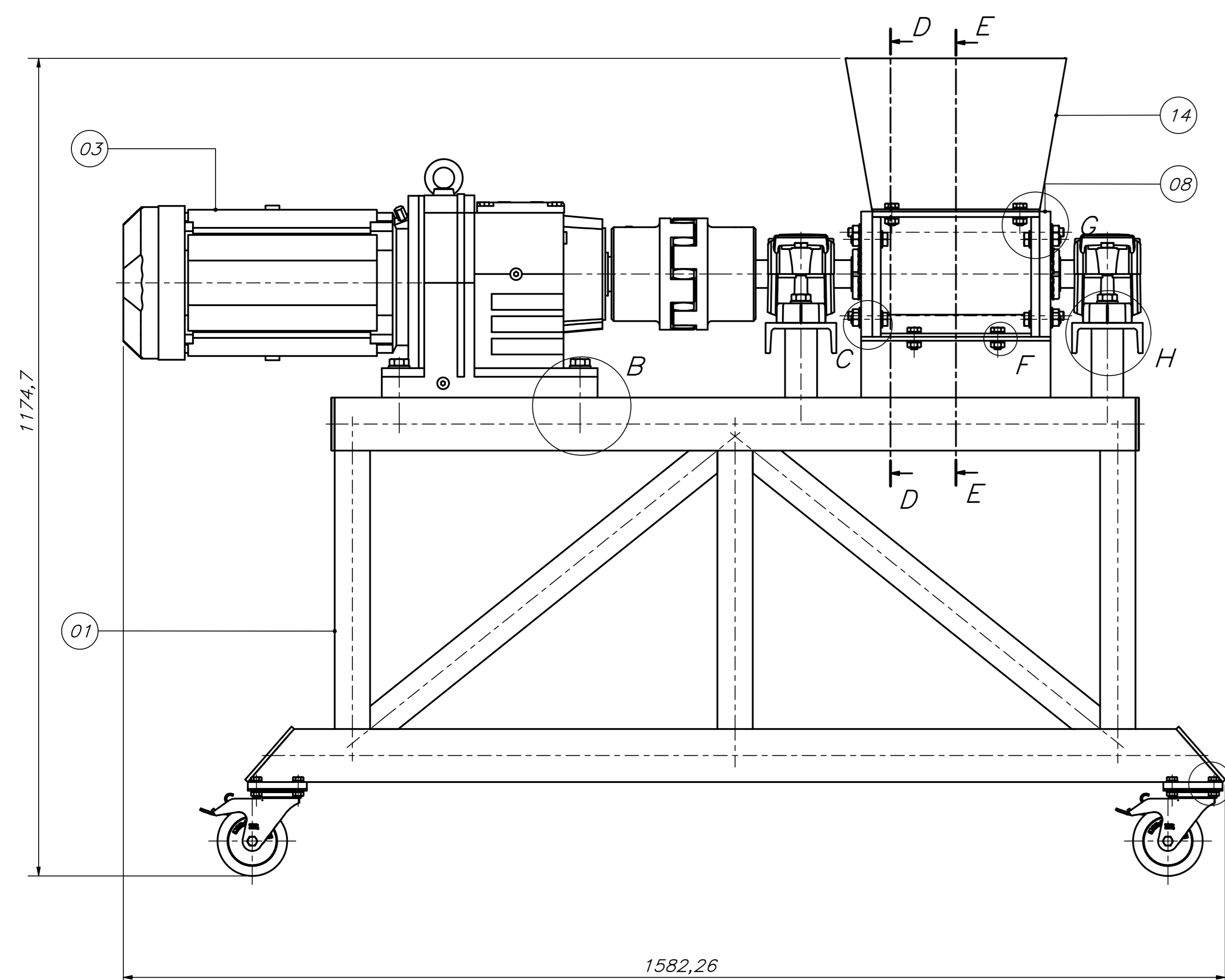
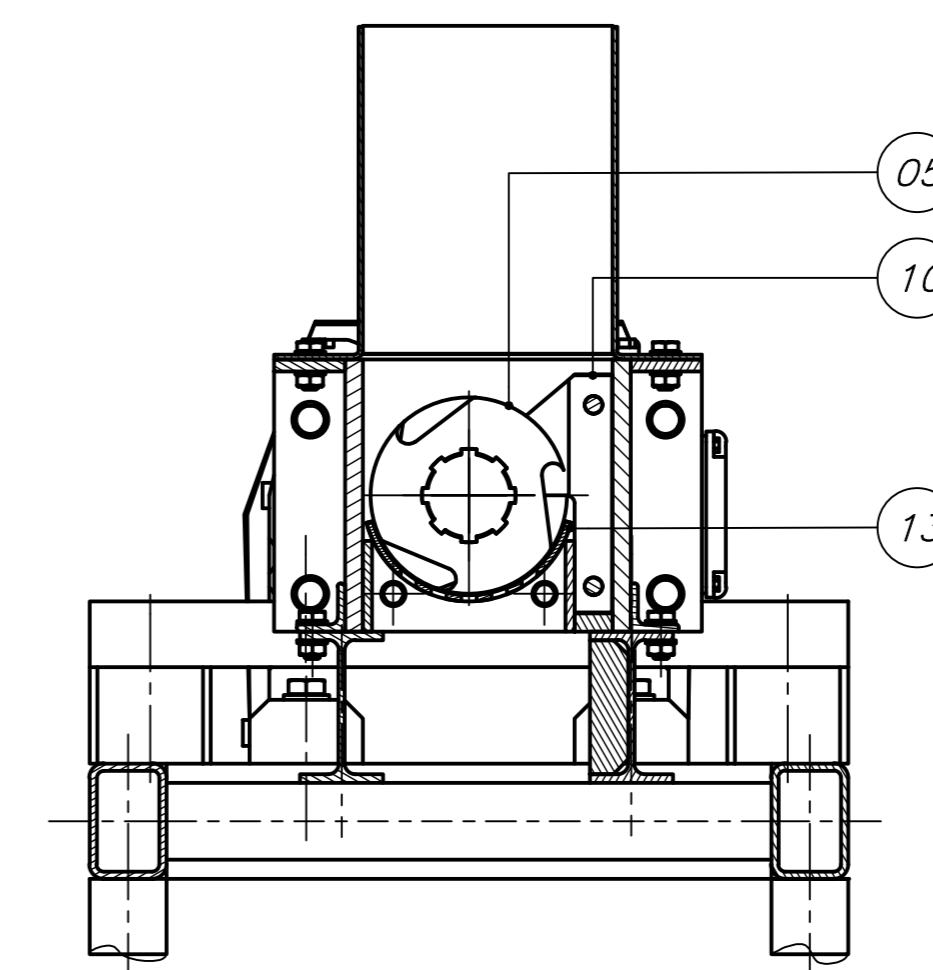
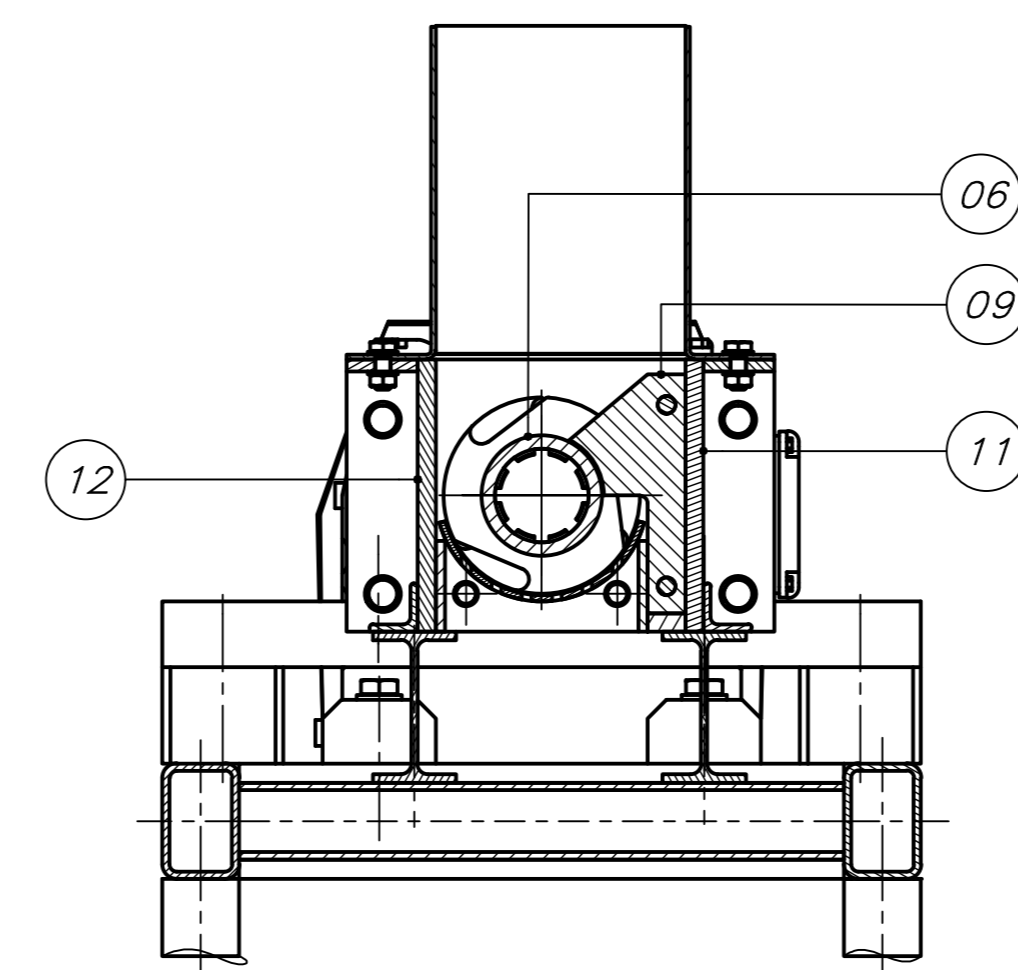
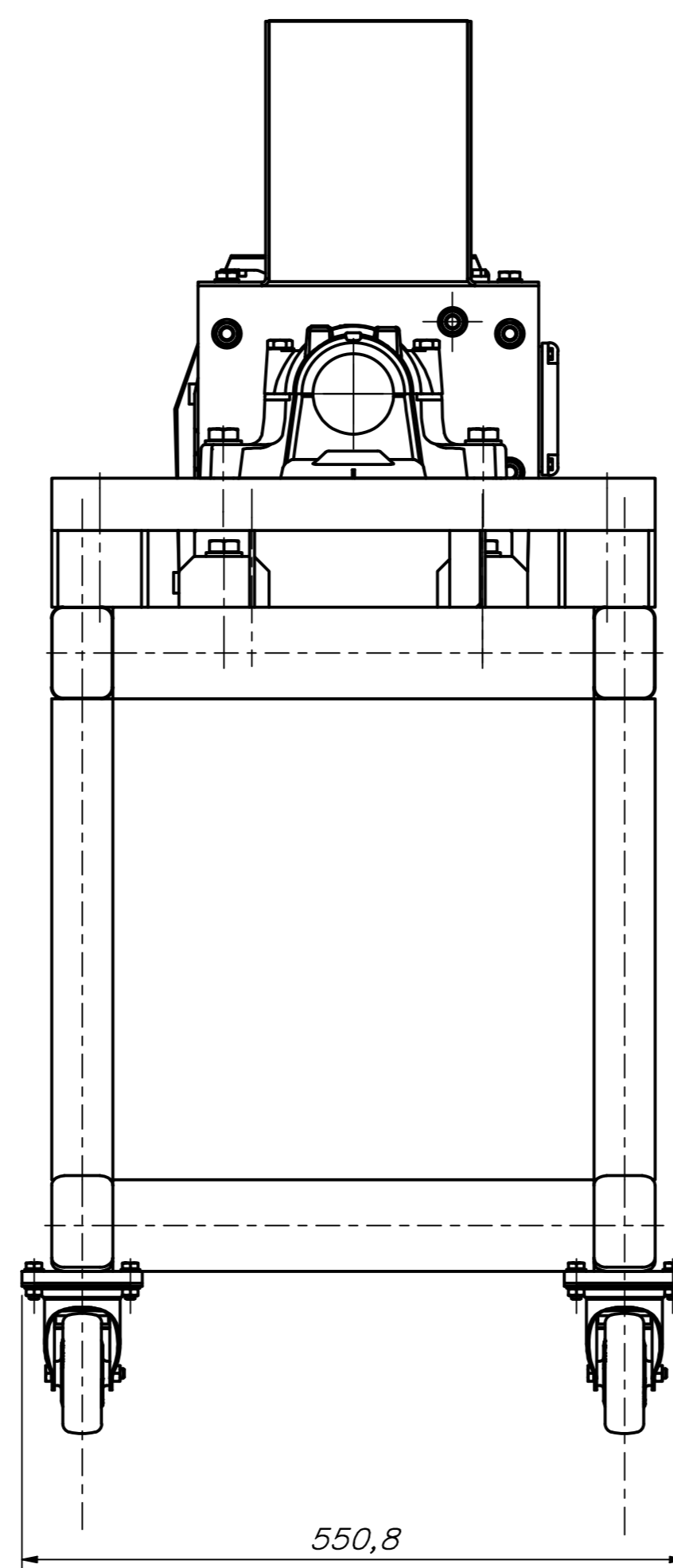
<p>1d. Left end fixed, right end fixed</p> 	$R_A = \frac{W}{l^3}(l-a)^2(l+2a)$ $M_A = \frac{-Wa}{l^2}(l-a)^2$ $\theta_A = 0 \quad y_A = 0$ $R_B = \frac{Wa^2}{l^3}(3l-2a)$ $M_B = \frac{-Wa^2}{l^2}(l-a)$ $\theta_B = 0 \quad y_B = 0$	$\text{Max } +M = \frac{2Wa^2}{l^3}(l-a)^2 \text{ at } x = a; \text{ max possible value} = \frac{Wl}{8} \text{ when } a = \frac{l}{2}$ $\text{Max } -M = M_A \text{ if } a < \frac{l}{2}; \text{ max possible value} = -0.1481Wl \text{ when } a = \frac{l}{3}$ $\text{Max } y = \frac{-2W(l-a)a^3}{3EI(l+2a)^2} \text{ at } x = \frac{2al}{l+2a} \text{ if } a > \frac{l}{2}; \text{ max possible value} = \frac{-Wl^3}{192EI} \text{ when } x = a = \frac{l}{2}$
<p>1e. Left end simply supported, right end simply supported</p> 	$R_A = \frac{W}{l}(l-a) \quad M_A = 0$ $\theta_A = \frac{-Wa}{6EI}(2l-a)(l-a) \quad y_A = 0$ $R_B = \frac{Wa}{l} \quad M_B = 0$ $\theta_B = \frac{Wa}{6EI}(l^2 - a^2) \quad y_B = 0$	$\text{Max } M = R_A a \text{ at } x = a; \text{ max possible value} = \frac{Wl}{4} \text{ when } a = \frac{l}{2}$ $\text{Max } y = \frac{-Wa}{3EI} \left(\frac{l^2 - a^2}{3} \right)^{3/2} \text{ at } x = l - \left(\frac{l^2 - a^2}{3} \right)^{1/2} \text{ when } a < \frac{l}{2}; \text{ max possible value} = \frac{-Wl^3}{48EI} \text{ at } x = \frac{l}{2} \text{ when } a = \frac{l}{2}$ $\text{Max } \theta = \theta_A \text{ when } a < \frac{l}{2}; \text{ max possible value} = -0.0642 \frac{Wl^2}{EI} \text{ when } a = 0.423l$



PARA MAYOR DETALLE DEL ENSAMBLE DE LA CAJA, REVISAR EL RESPECTIVO PLANO

SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 5

SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 5



36	8	TUERCA HEXAGONAL M16	DIN 934	8.8	
35	12	TUERCA HEXAGONAL M12	DIN 934	8.8	
34	8	TUERCA HEXAGONAL M10	DIN 934	8.8	
33	20	TUERCA HEXAGONAL M8	DIN 934	8.8	
32	8	PIN DE EXPANSIÓN 21x28	ISO 8752	AISI W1	
31	4	TORNILLO HEXAGONAL M16x85	DIN 931	8.8	
30	4	TORNILLO HEXAGONAL M16x60	DIN 931	8.8	
29	8	TORNILLO HEXAGONAL M12x45	DIN 931	8.8	
28	8	TORNILLO HEXAGONAL M10x25	DIN 933	8.8	
27	4	TORNILLO HEXAGONAL M8x35	DIN 933	8.8	
26	16	TORNILLO HEXAGONAL M8x25	DIN 933	8.8	
25	2	TORNILLO PRISIONERO M10x40	DIN 913	8.8	
24	16	ARANDELA PLANA A 17	DIN 125	SI	
23	20	ARANDELA PLANA A 13	DIN 125	SI	
22	16	ARANDELA PLANA A 10.5	DIN 125	SI	
21	40	ARANDELA PLANA A 8.4	DIN 125	SI	
20	4	GARRUCHA 100K-FI-FK			BUCKLE
19	1	ACOPLIAMIENTO FLEXIBLE ROTEX 75			KTR
18	3	CHAVETA 60x8x12	DIN 6885	DIN CK45	
17	2	TUERCA DE FIJACIÓN M50x1.5	ISO 2982		SKF KM 10
16	2	ARANDELA DE FIJACIÓN 74	ISO 2982		SKF MB 10
15	2	SUETADOR CUCHILLAS ESTÁTICAS		DIN CK45	
14	1	TOLVA		ASTM A36	
13	1	COLADOR DE LA TRITURADORA		ASTM A36	
12	1	CUBIERTA LATERAL DERECHA		ASTM A36	
11	1	CUBIERTA LATERAL IZQUIERDA		ASTM A36	
10	15	SEPARADOR CUCHILLA ESTÁTICA		DIN CK45	
09	15	CUCHILLA ESTÁTICA		AISI D2	
08	2	CUBIERTA FRONTAL		ASTM A36	
07	2	ANILLO PARA LAS CUCHILLAS		DIN CK45	
06	15	SEPARADOR DE CUCHILLAS		DIN CK45	
05	15	CUCHILLAS DE CORTE		AISI D2	
04	1	Eje estriado2		AISI 4340	
03	1	MOTORREDUCTOR 2.2kW 20 RPM			SEW EURODRIVE
02	2	CHUMACERA SML511-609/21309K			SKF
01	1	ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA		ASTM A36	
POS. CANT.		DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ			
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA			
MÉTODO DE PROYECCIÓN: TERCERA PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA			
ESCALA: 1:5			
20134711 PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MALBURCIO			
FECHA: 12.10.2021			
ASESOR: BARRIGA GAMARRA, BENJAMIN			
LÁMINA: AD-01			

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

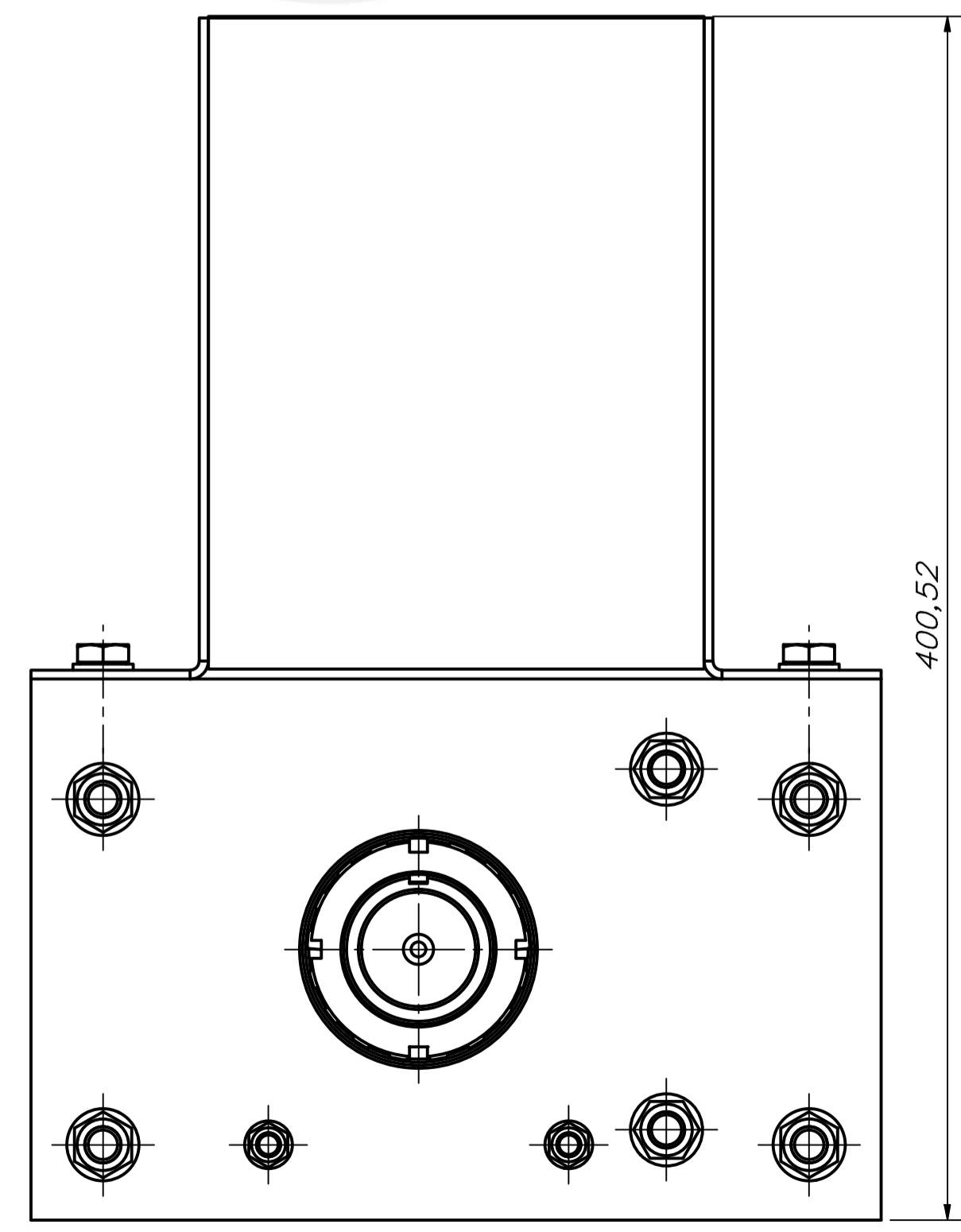
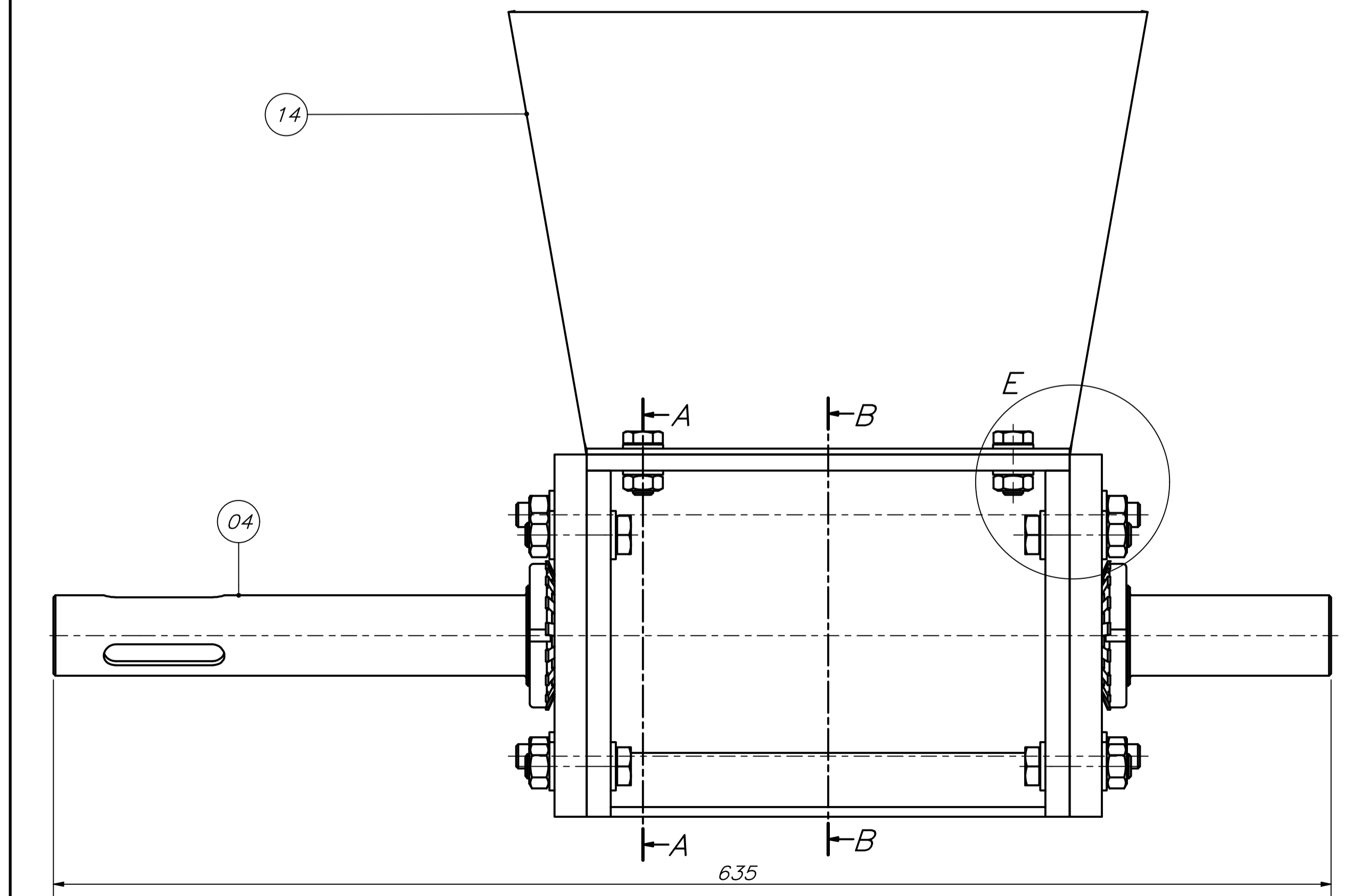
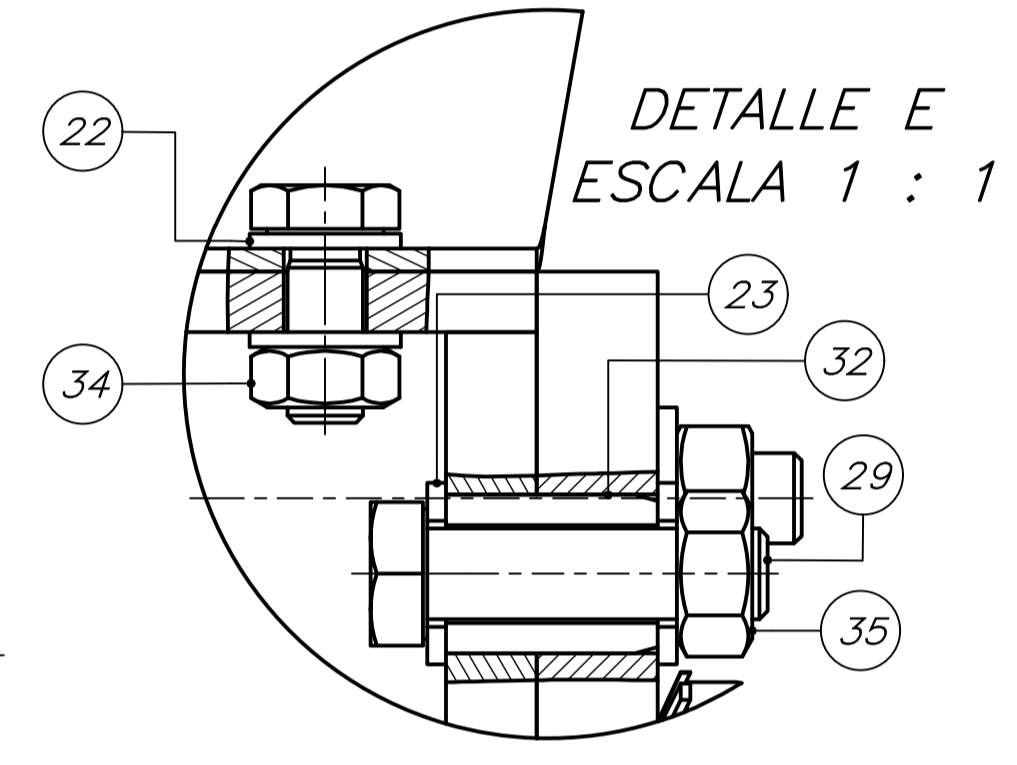
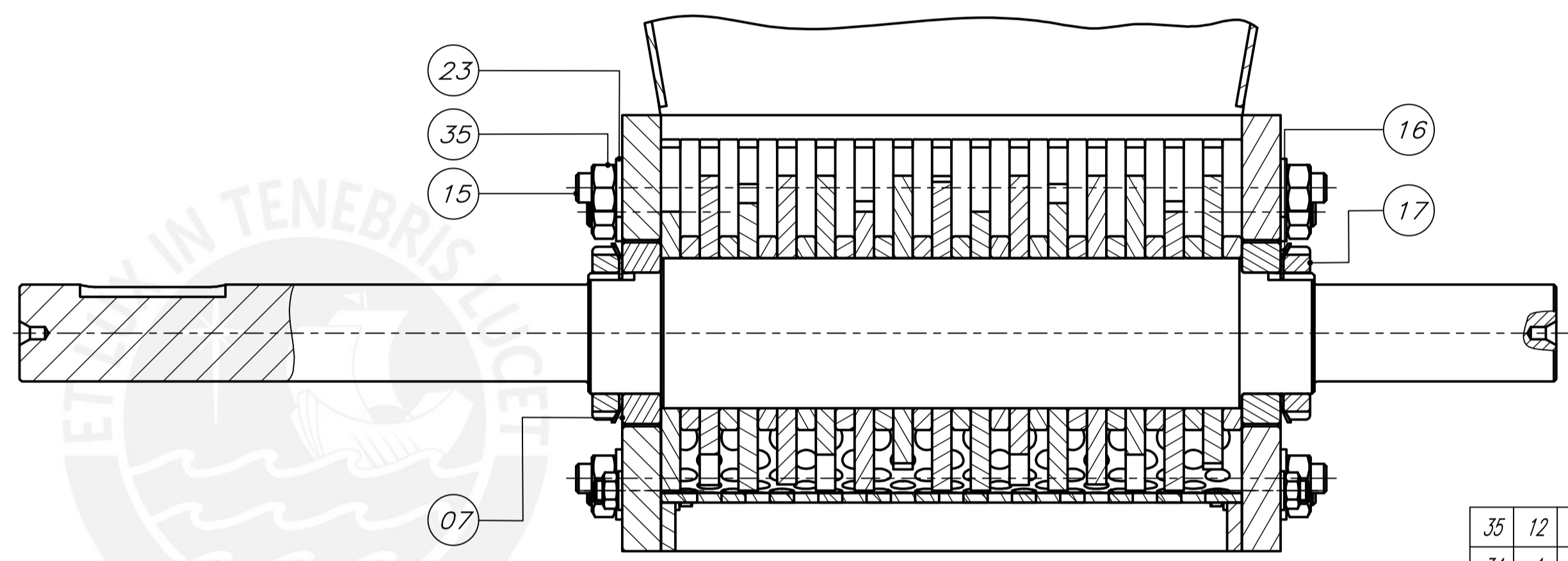
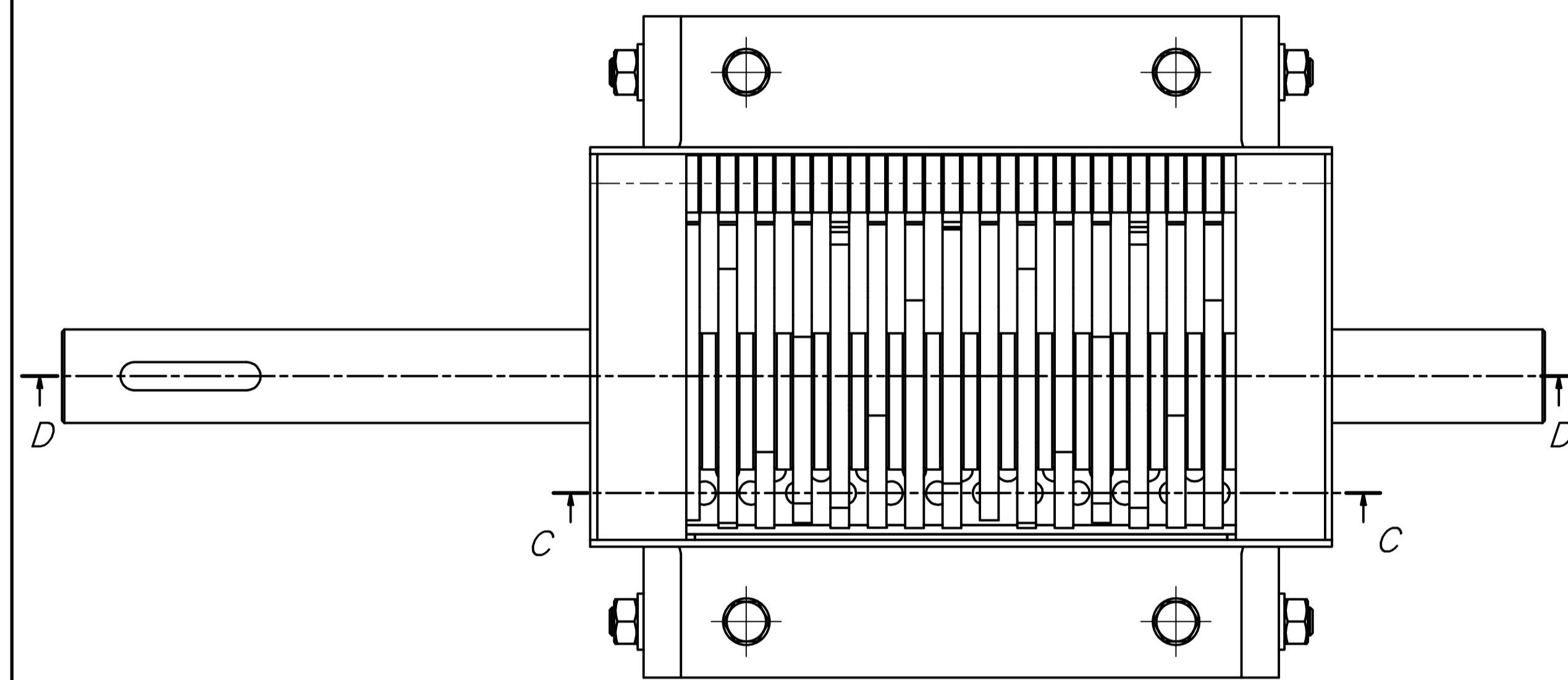
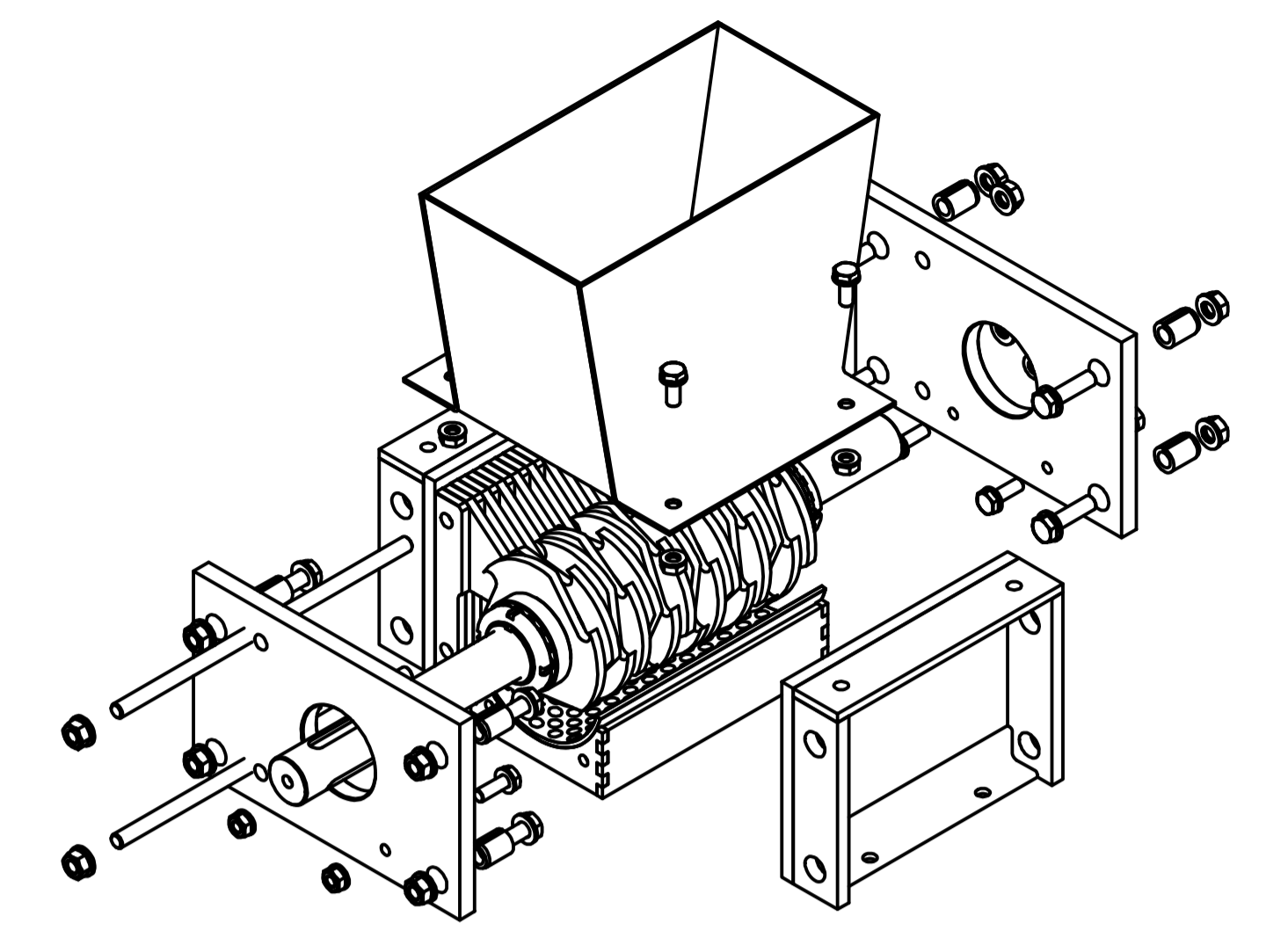
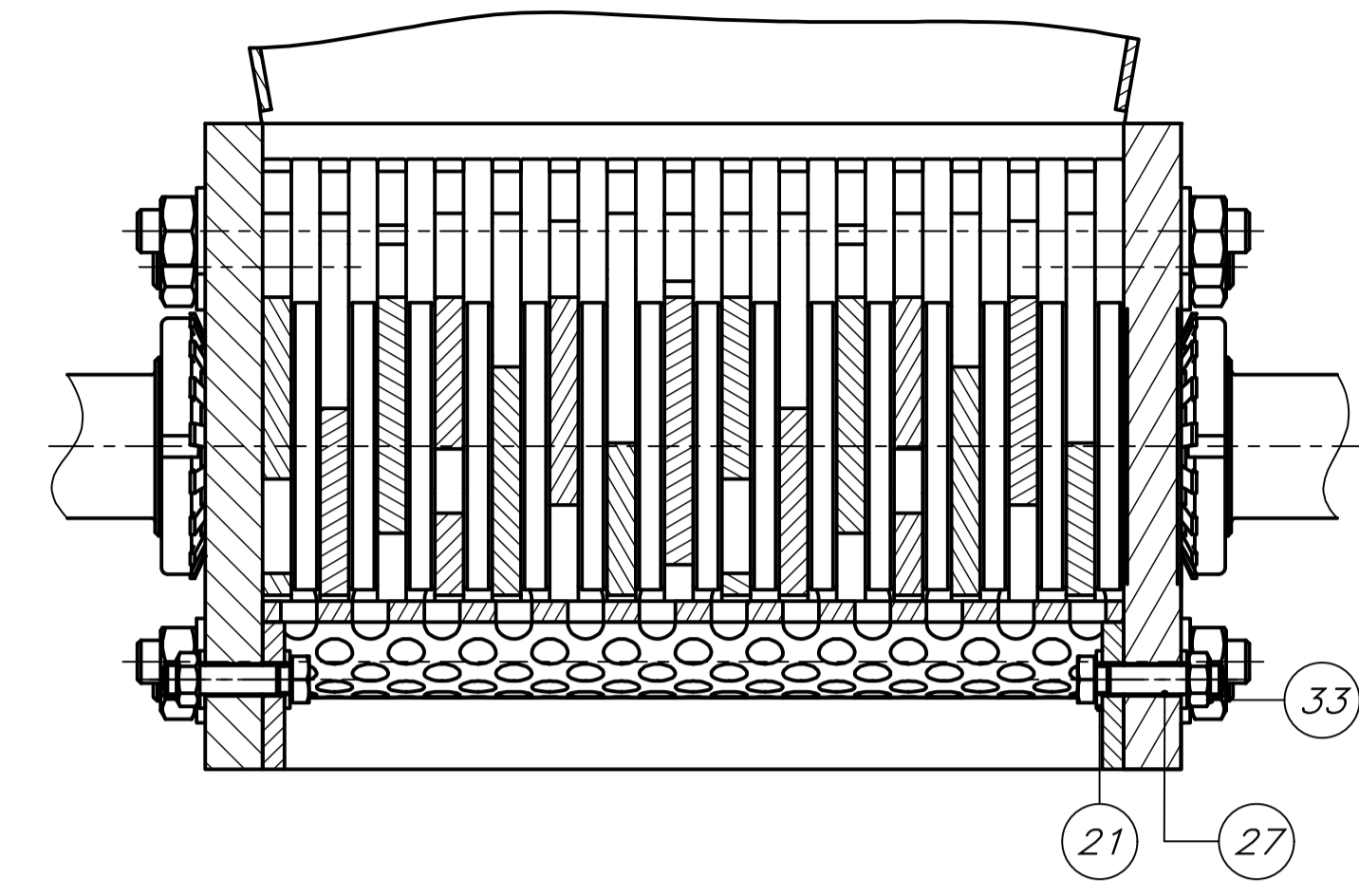
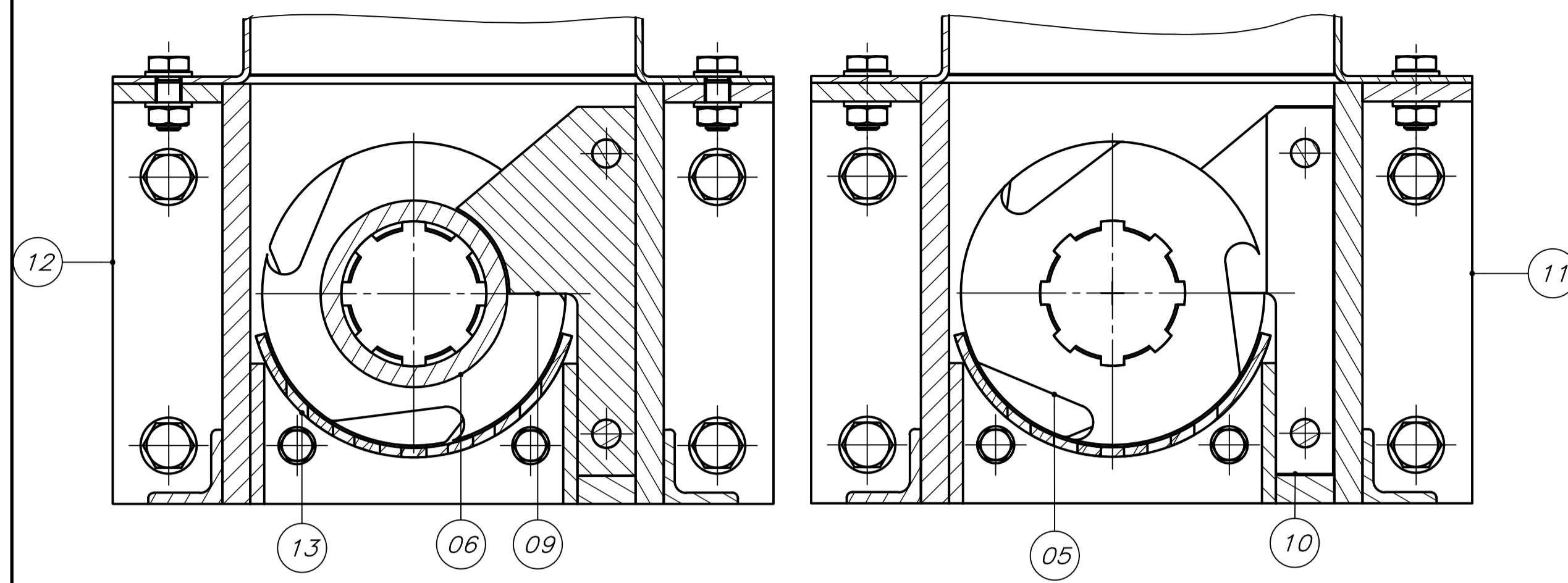
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2

SECCIÓN D-D
ESCALA 1 : 2

DETALLE E
ESCALA 1 : 1

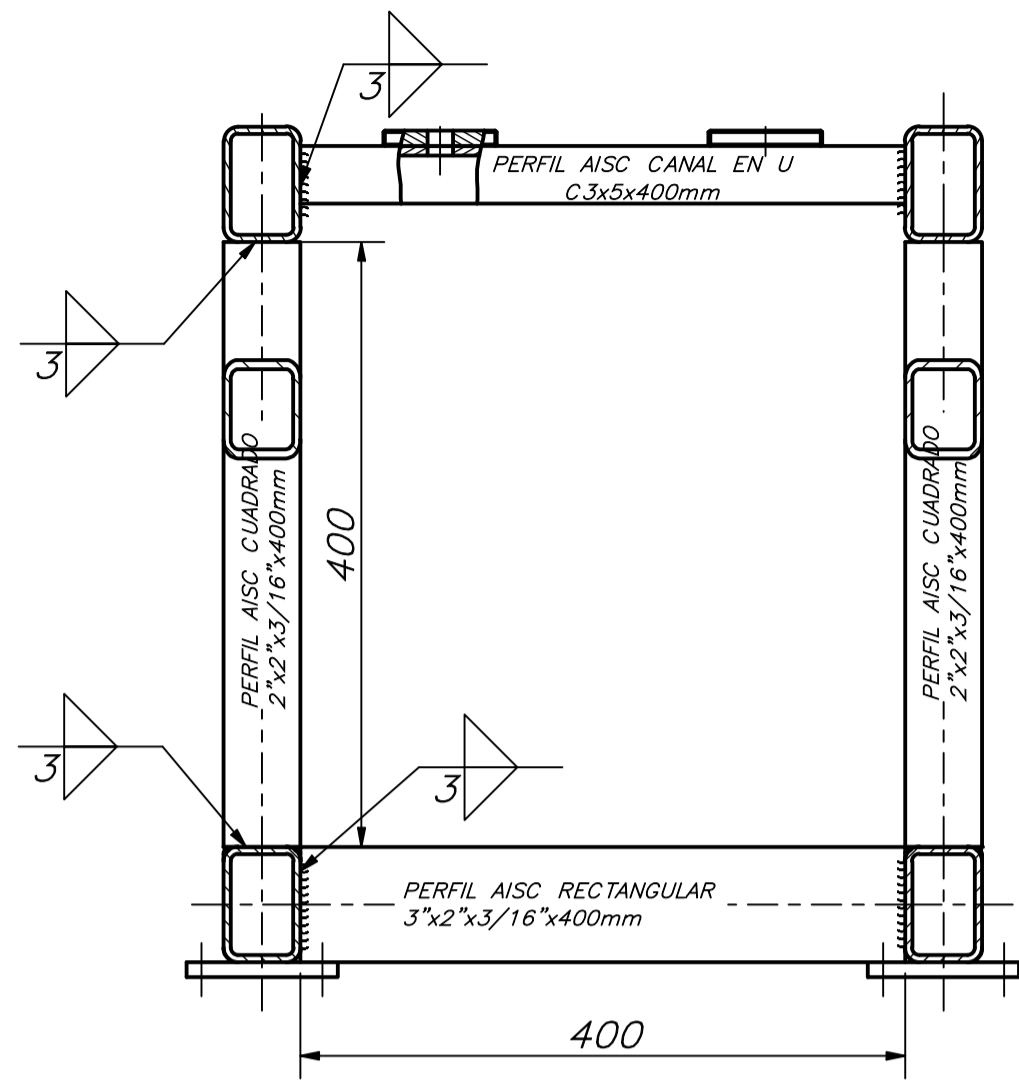


35	12	TUERCA HEXAGONAL M12	DIN 934	8.8	
34	4	TUERCA HEXAGONAL M10	DIN 934	8.8	
33	4	TUERCA HEXAGONAL M8	DIN 934	8.8	
32	8	PIN DE EXPANSIÓN 21x28	ISO 8752	AISI W1	
29	8	TORNILLO HEXAGONAL M12x45	DIN 933	8.8	
28	4	TORNILLO HEXAGONAL M10x25	DIN 933	8.8	
27	4	TORNILLO HEXAGONAL M8x35	DIN 933	8.8	
23	20	ARANDELA PLANA 13	DIN 125	St	
22	8	ARANDELA PLANA 10.5	DIN 125	St	
21	8	ARANDELA PLANA 8.4	DIN 125	St	
17	2	TUERCA DE FIJACIÓN M50x1.5	ISO 2982		SKF KM 10
16	2	ARANDELA DE FIJACIÓN 74	ISO 2982		SKF MB 10
15	2	SUJETADOR CUCHILLAS ESTÁTICAS		DIN CK45	
14	1	TOLVA		ASTM A36	
13	1	COLADOR DE LA TRITURADORA		ASTM A36	
12	1	CUBIERTA LATERAL DERECHA		ASTM A36	
11	1	CUBIERTA LATERAL IZQUIERDA		ASTM A36	
10	15	SEPARADOR CUCHILLA ESTÁTICA		DIN CK45	
09	15	CUCHILLA ESTÁTICA		AISI D2	
08	2	CUBIERTA FRONTAL		ASTM A36	
07	2	ANILLO PARA LAS CUCHILLAS		DIN CK45	
06	15	SEPARADOR DE CUCHILLAS		DIN CK45	
05	15	CUCHILLAS DE CORTE		AISI D2	
04	1	Eje estriado 2		AISI 4340	
POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

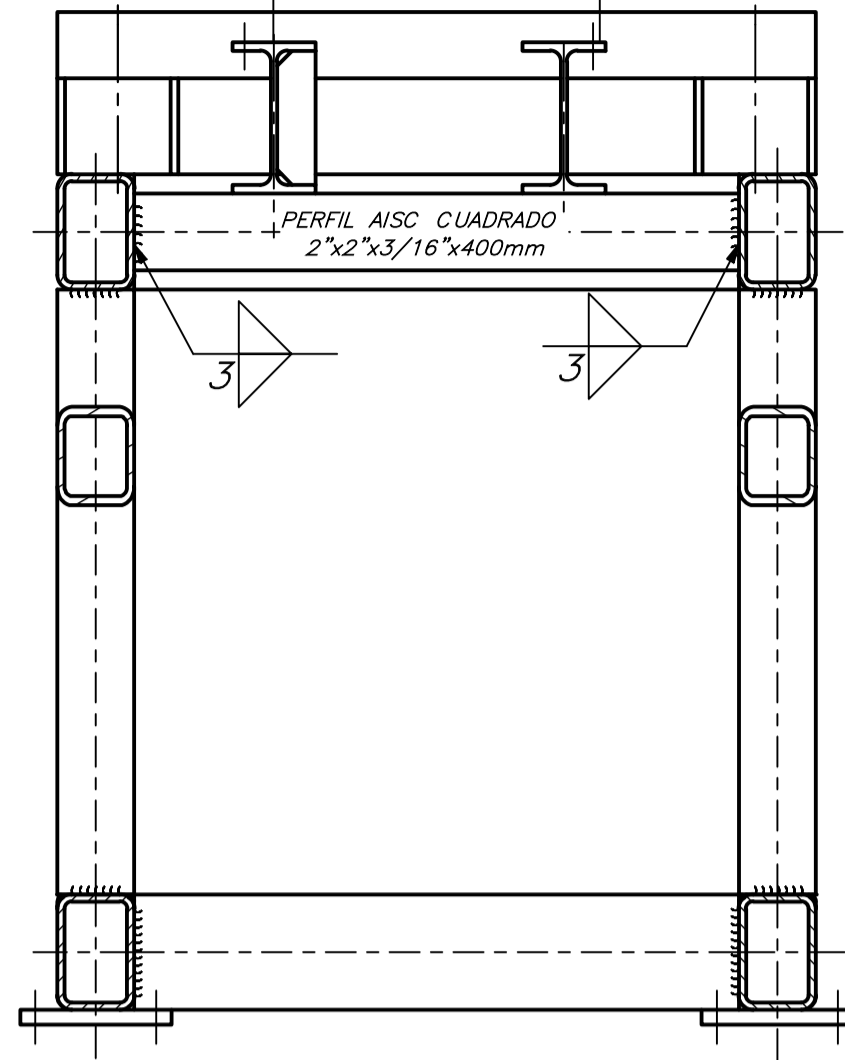
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA	ESCALA
	ENSAMBLE CAJA DE TRITURACIÓN	1:5
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A1-02

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

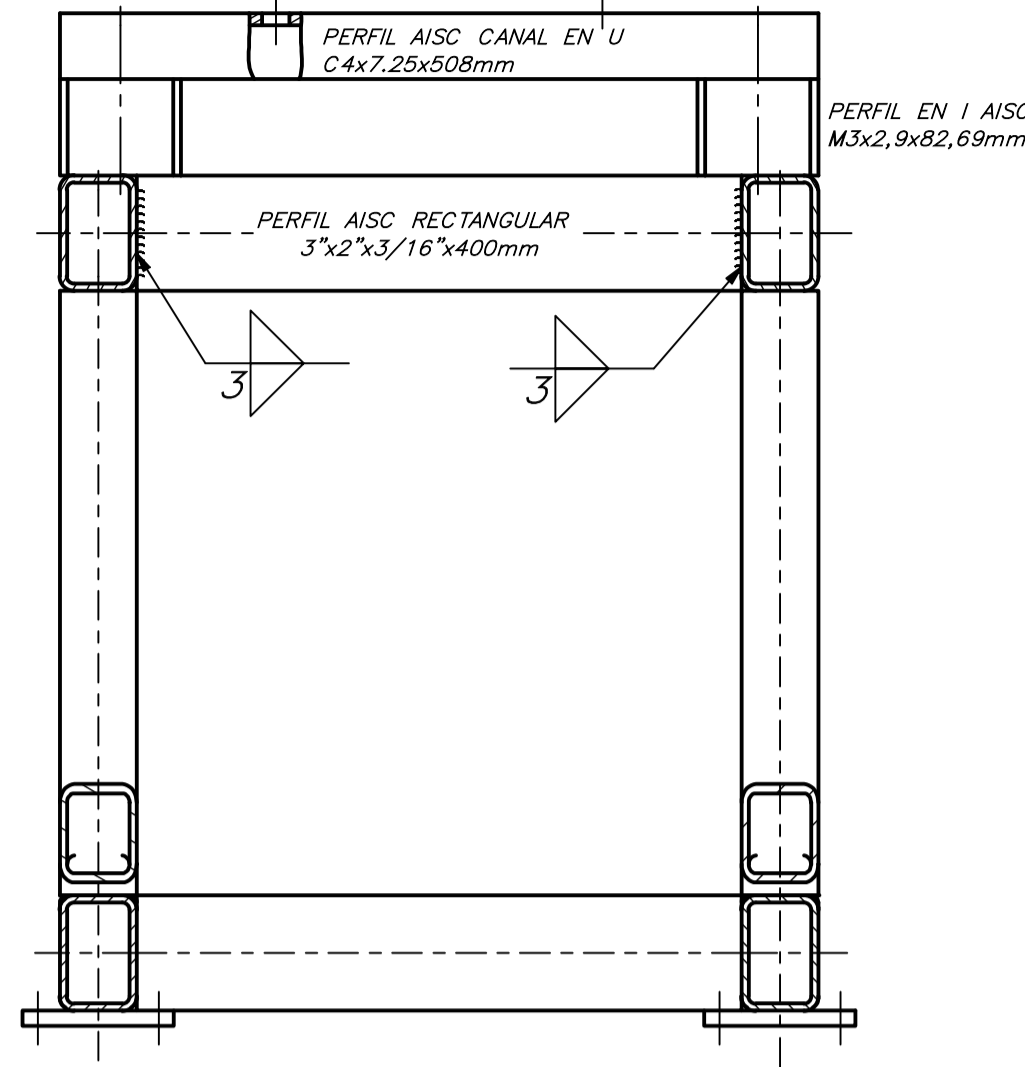
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:5



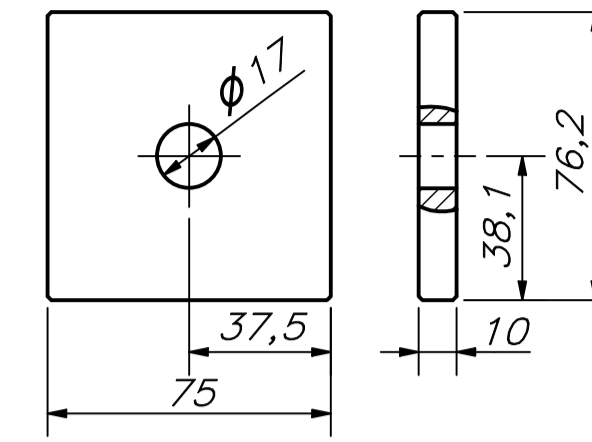
SECCIÓN B-B
ESCALA 1:5



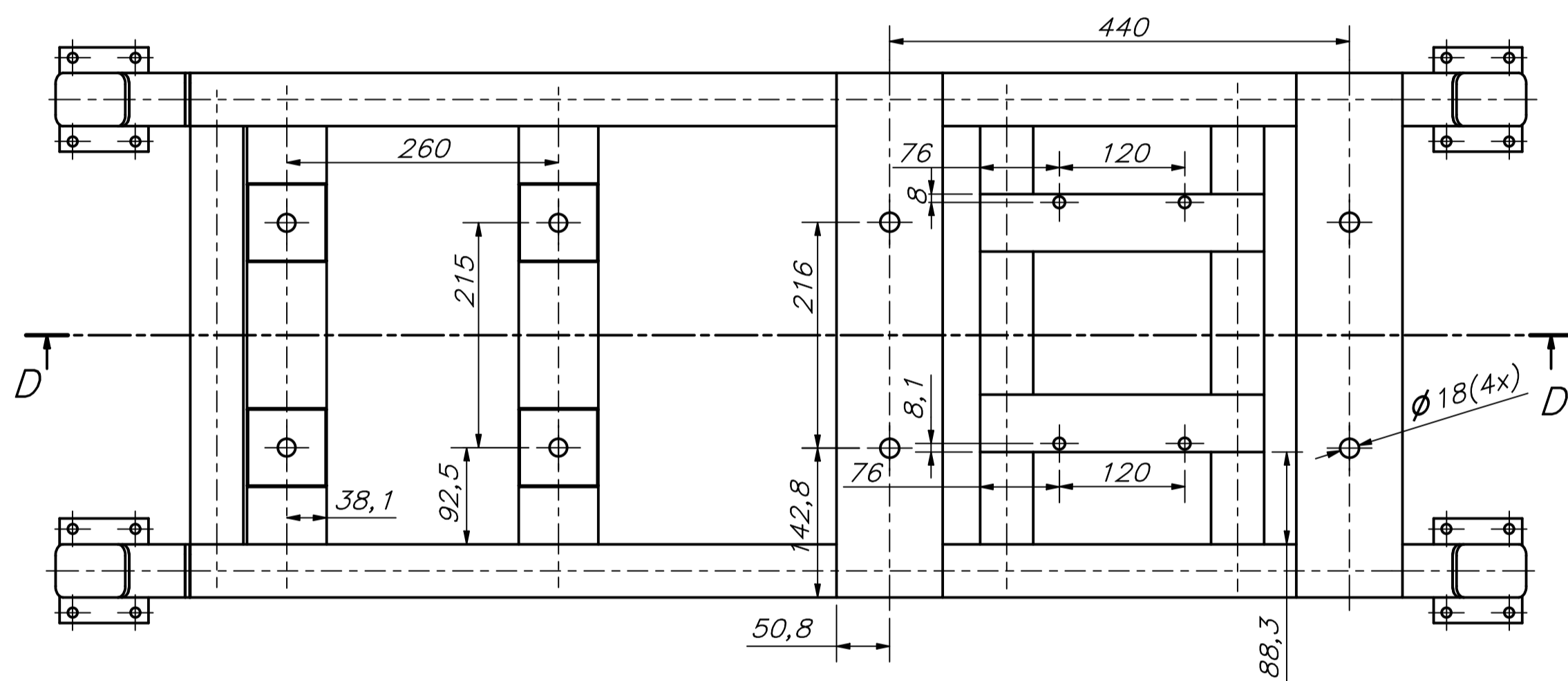
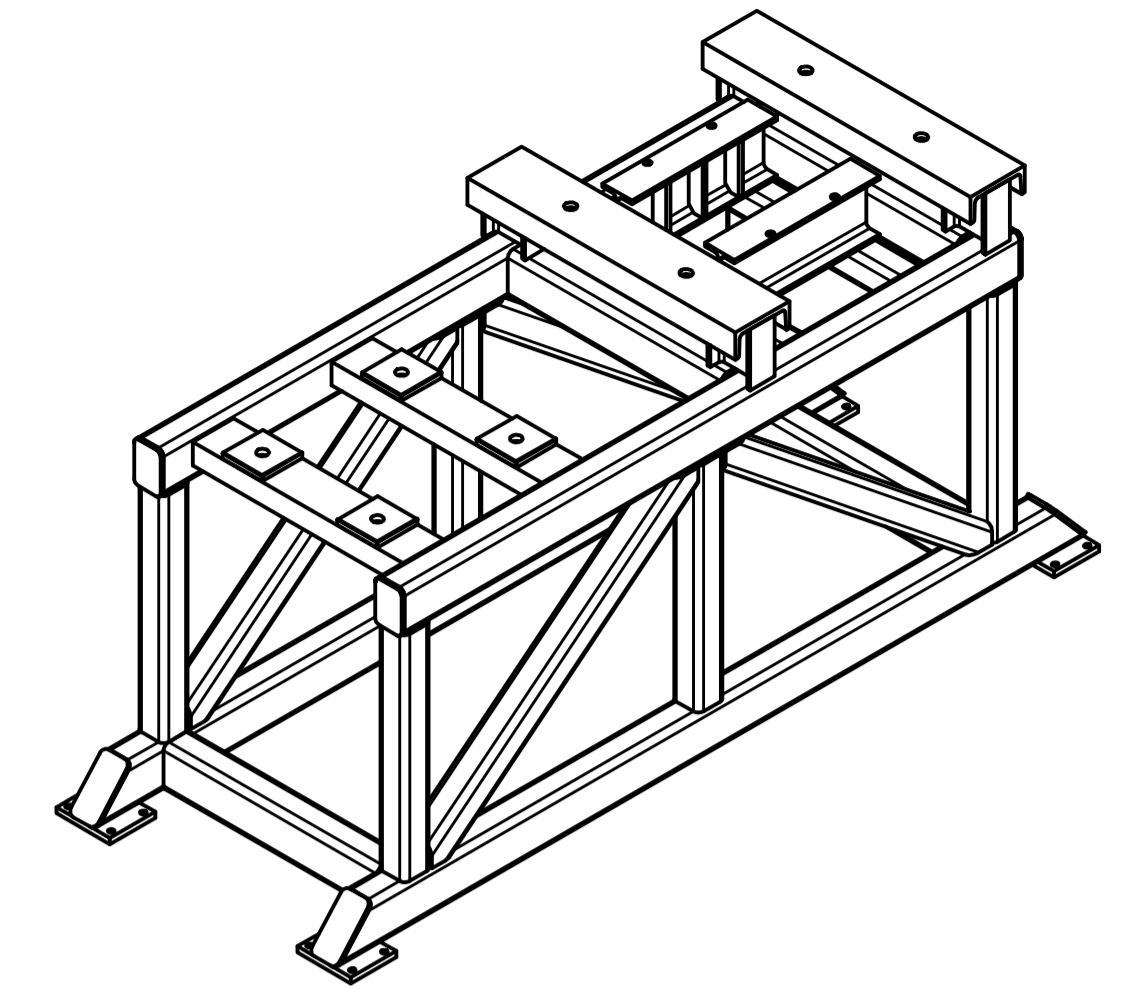
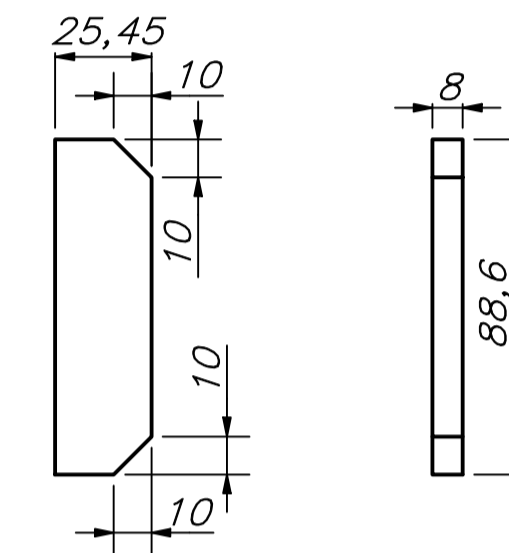
SECCIÓN C-C
ESCALA 1:5



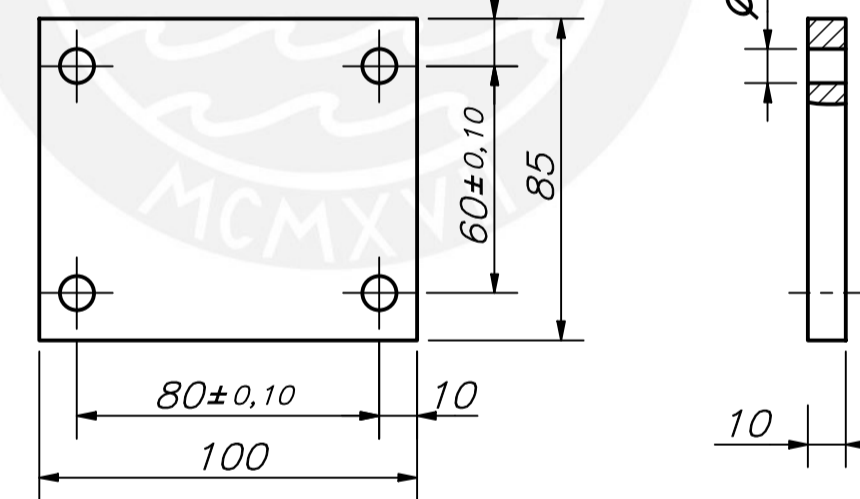
PLACA BASE PARA
MOTORREDUCTOR x4
ESCALA 1:2



RIGIDIZADOR DE PERFIL EN I x3
ESCALA 1:2

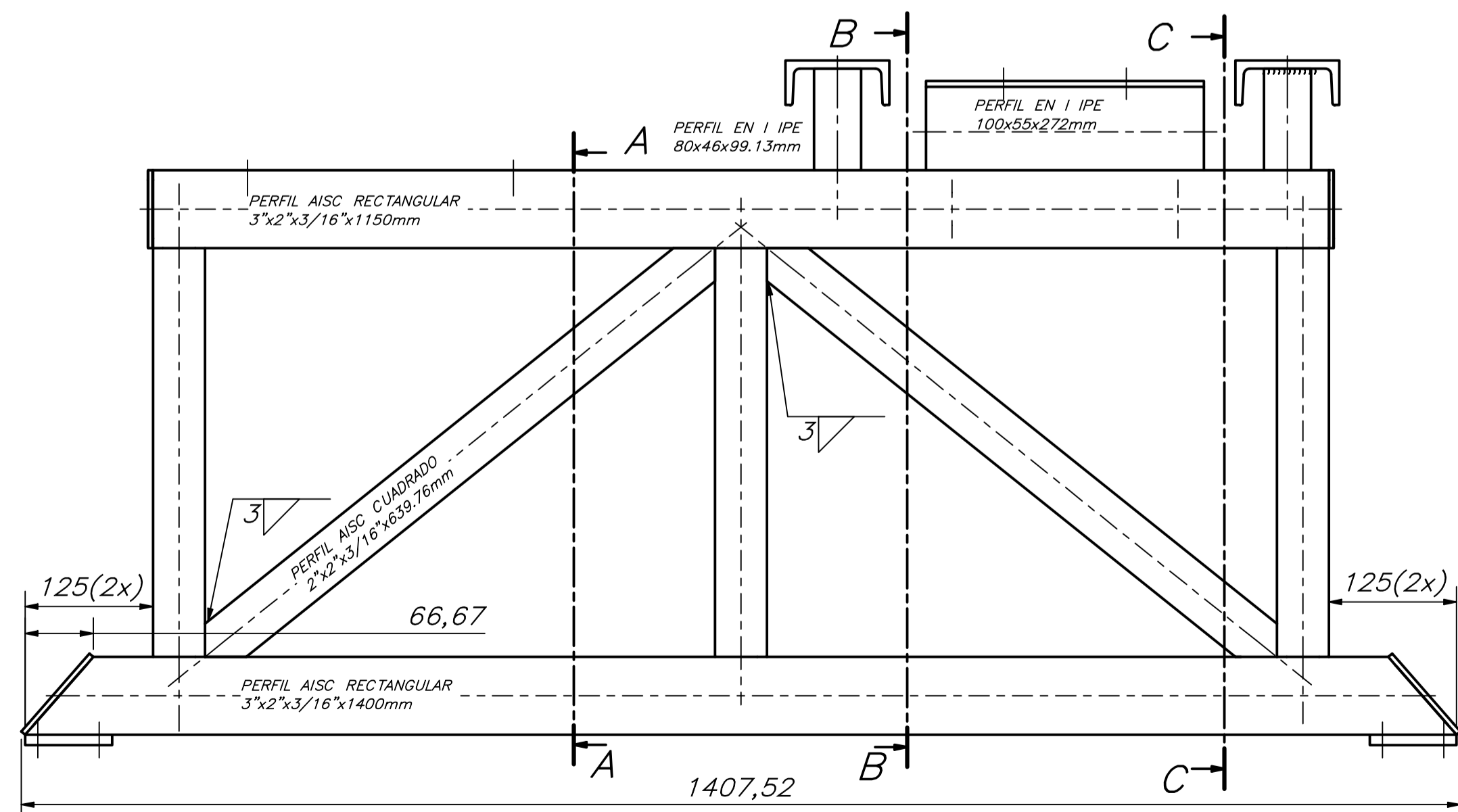
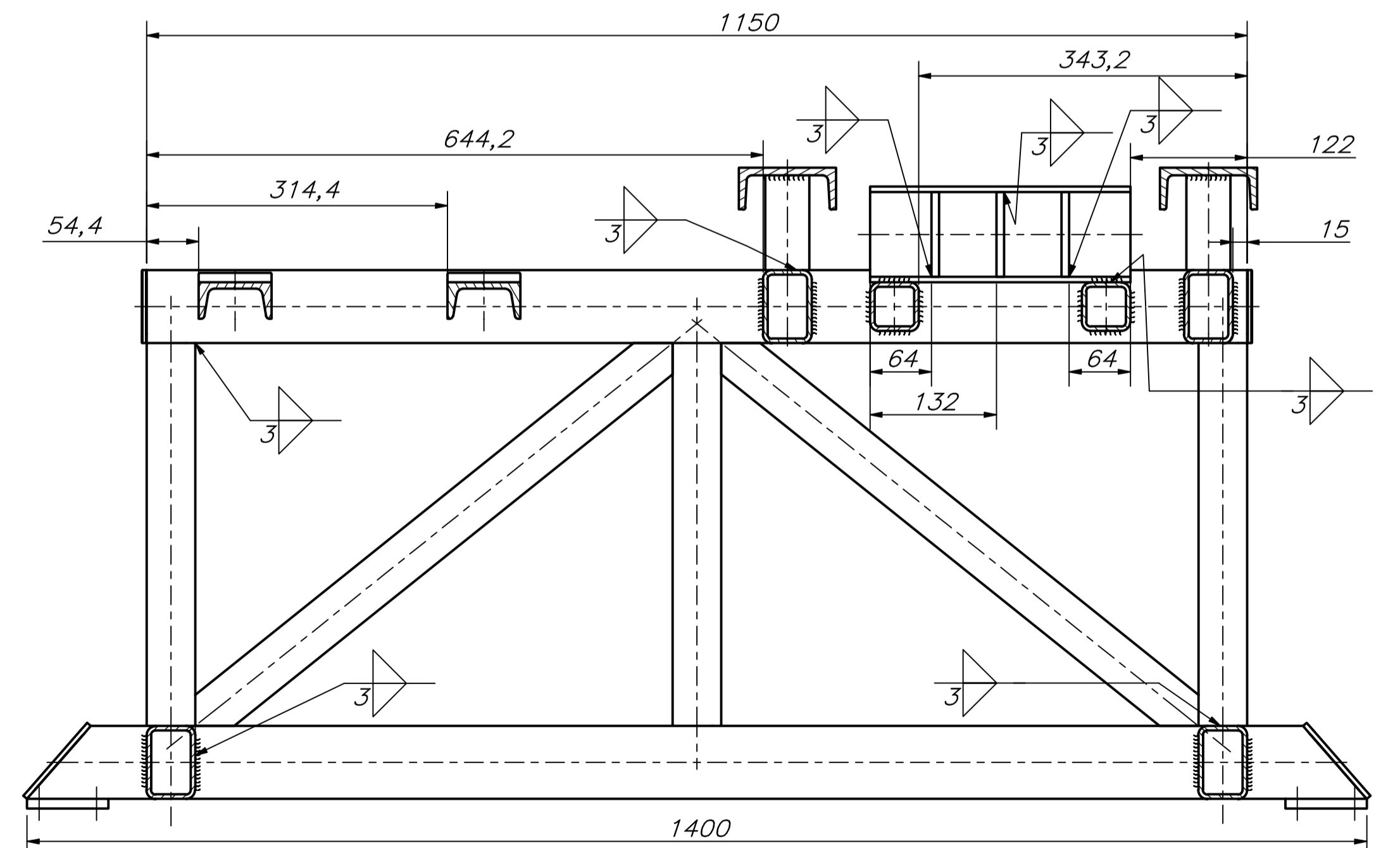


PLACA BASE
PARA GARRUCHAS x4
ESCALA 1:2



SECCIÓN D-D
ESCALA 1:5

CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

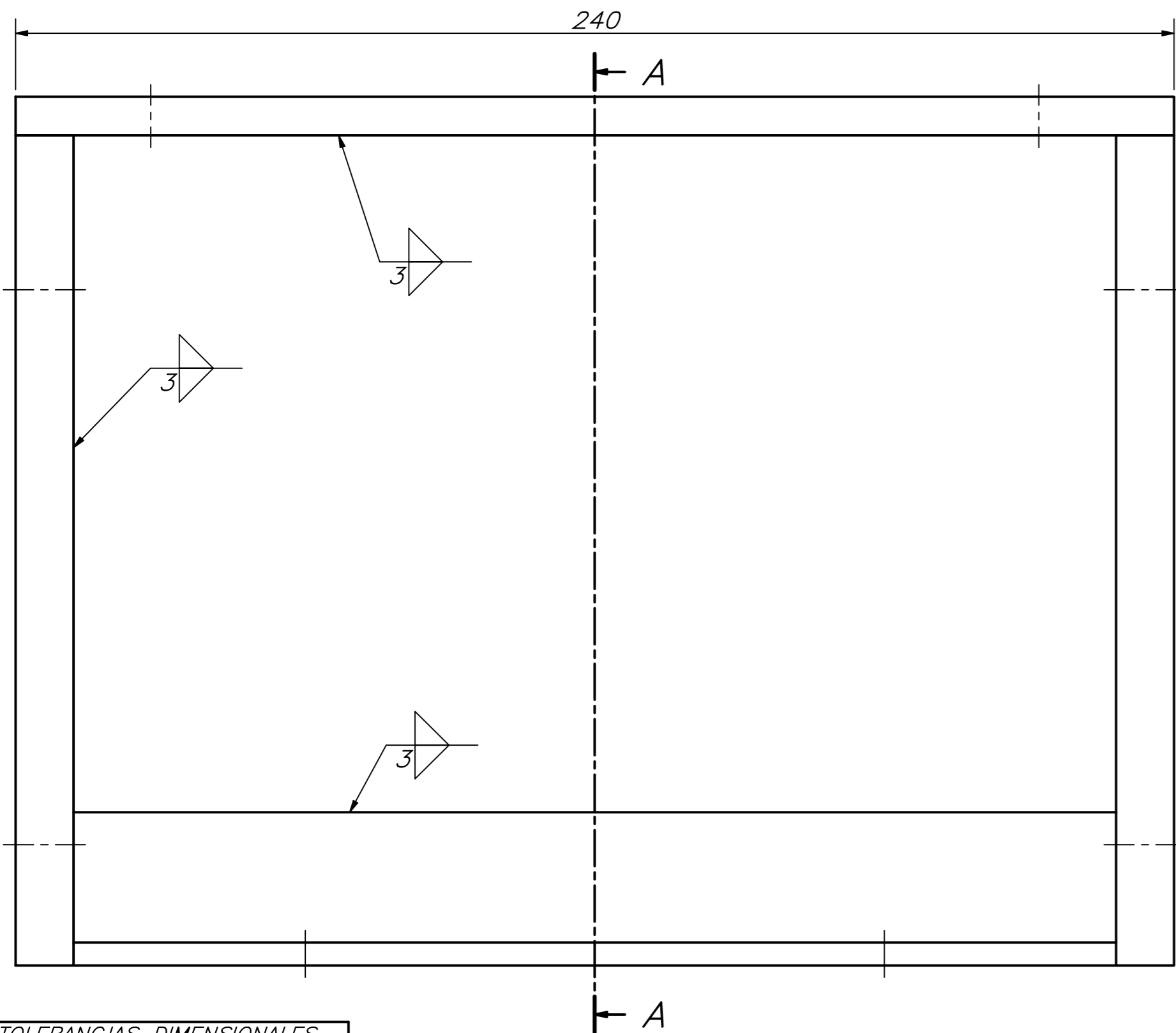
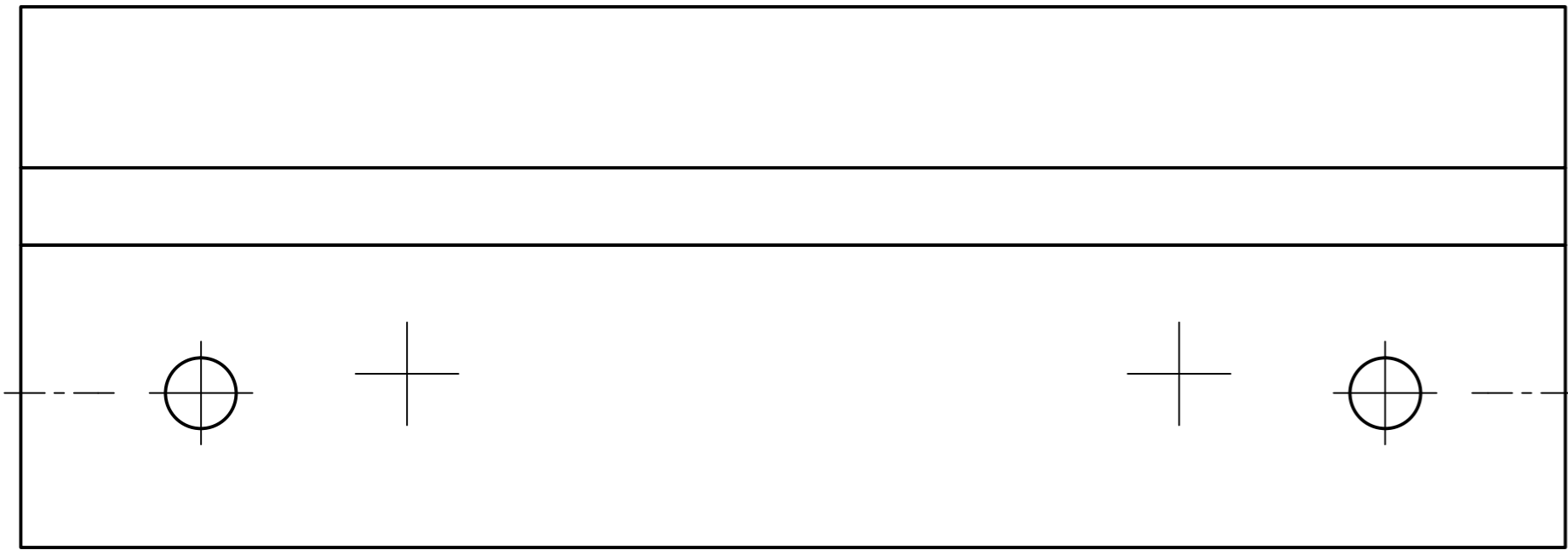
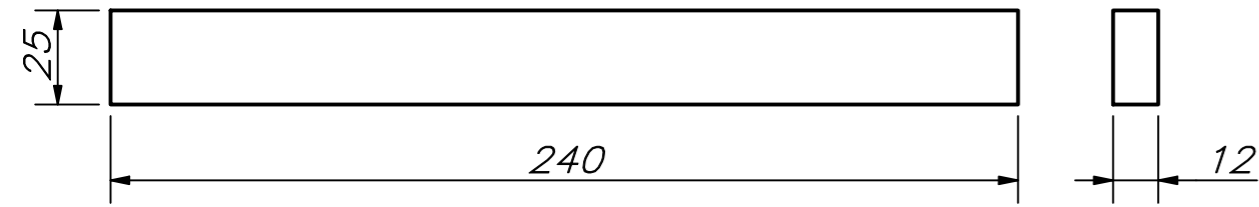


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168				
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3

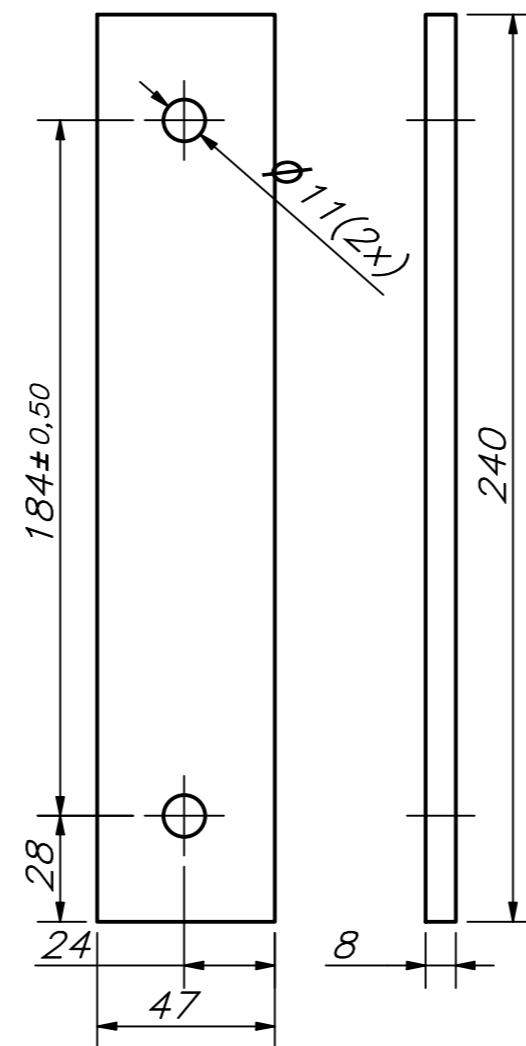
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
6,3	DIN 7168 MEDIO	ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA	ESCALA
+	01-ESTRUCTURA METÁLICA	1:5
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A1-03

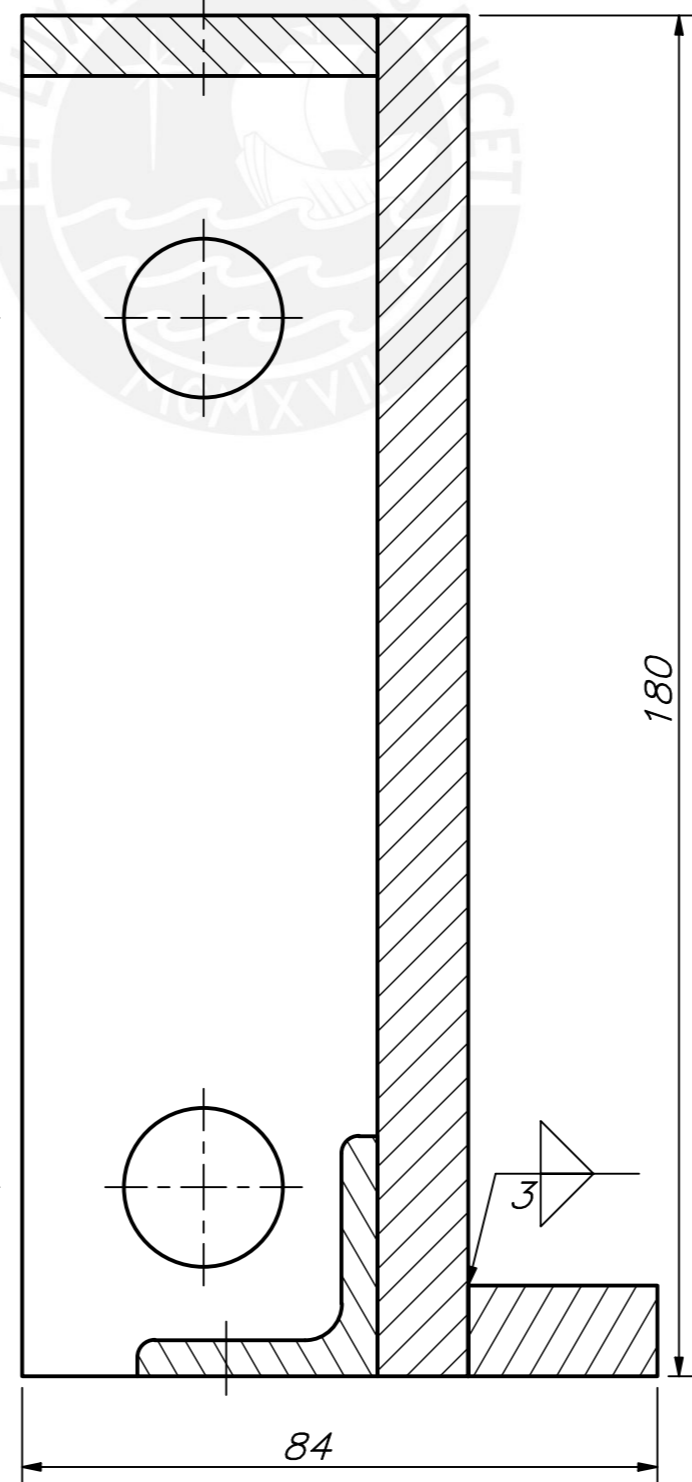
SOPORTE PARA LAS CUCHILLAS
ESCALA 1:2



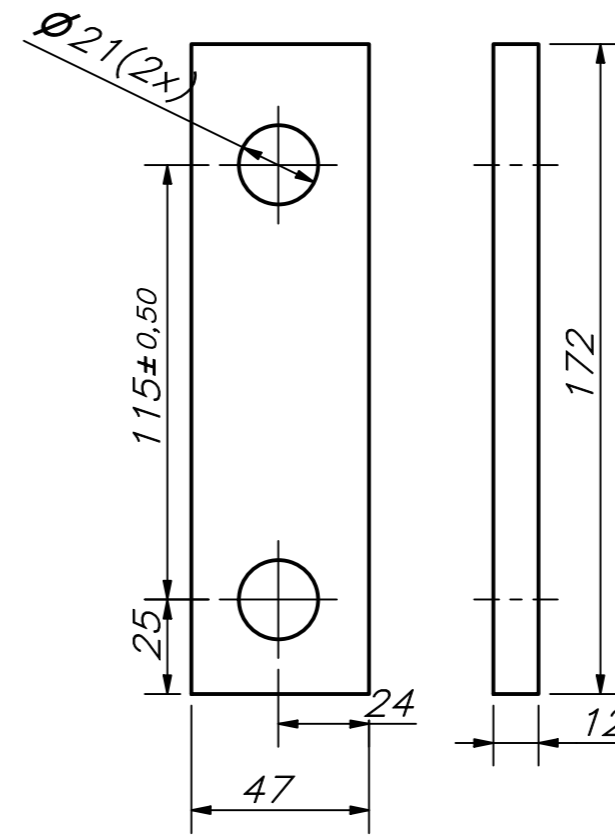
RIGIDIZADOR SUPERIOR
ESCALA 1:2



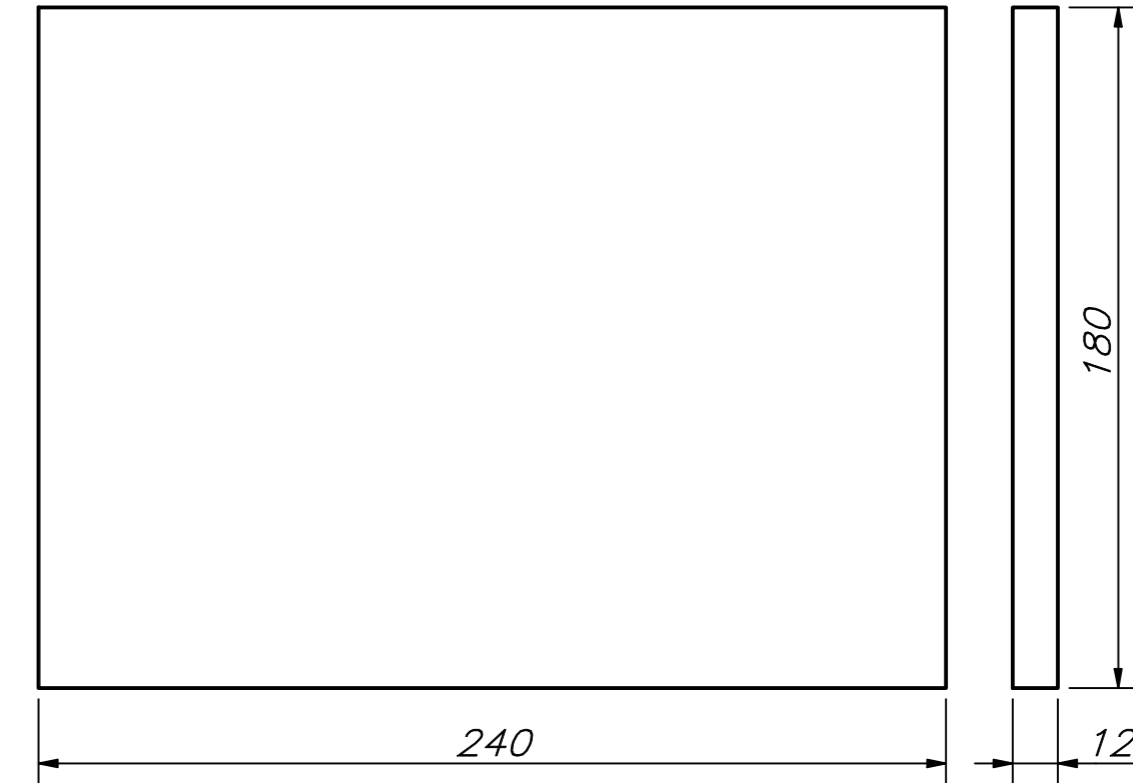
DETALLE A-A
ESCALA 1:1



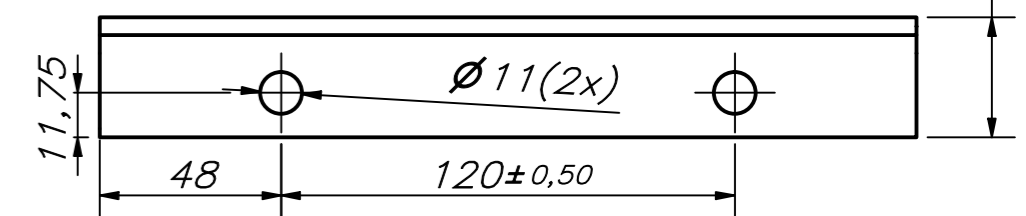
RIGIDIZADOR LATERAL
ESCALA 1:2



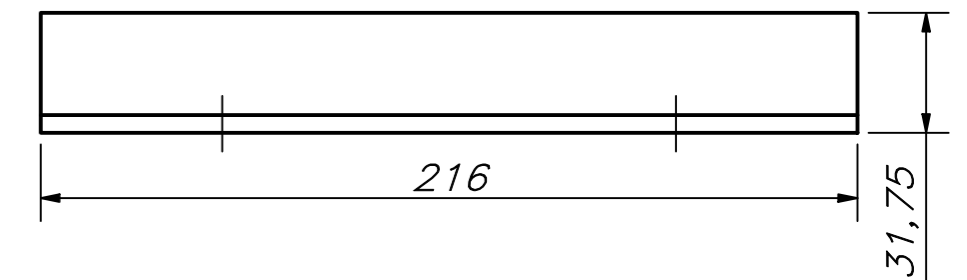
CUBIERTA LATERAL
ESCALA 1:2



PERFIL L
1 1/4" x 1 1/4" x 3/16"
ESCALA 1:2



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

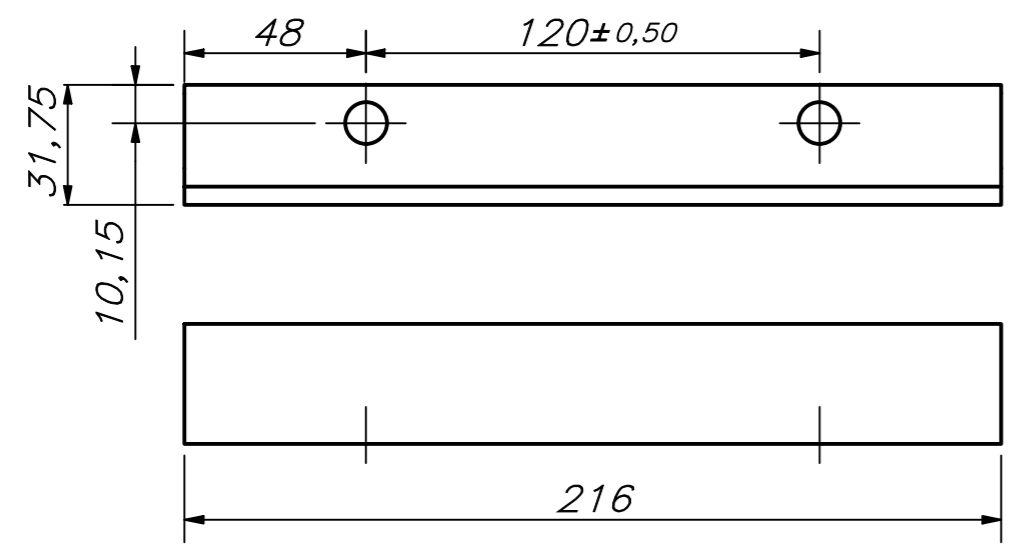


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

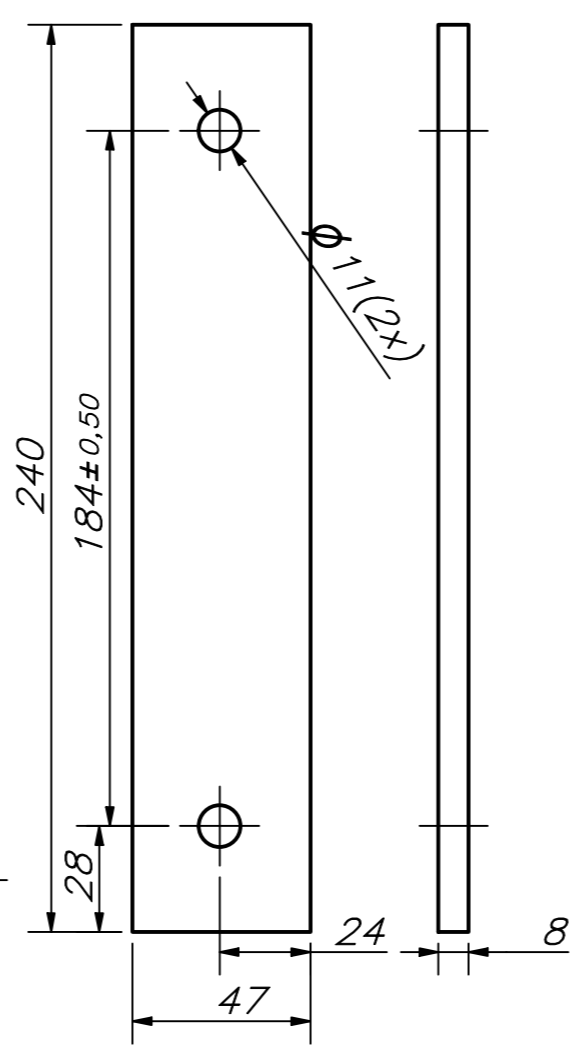
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN [Symbol]	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICA 11-CUBIERTA LATERAL IZQUIERDA	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A2-04

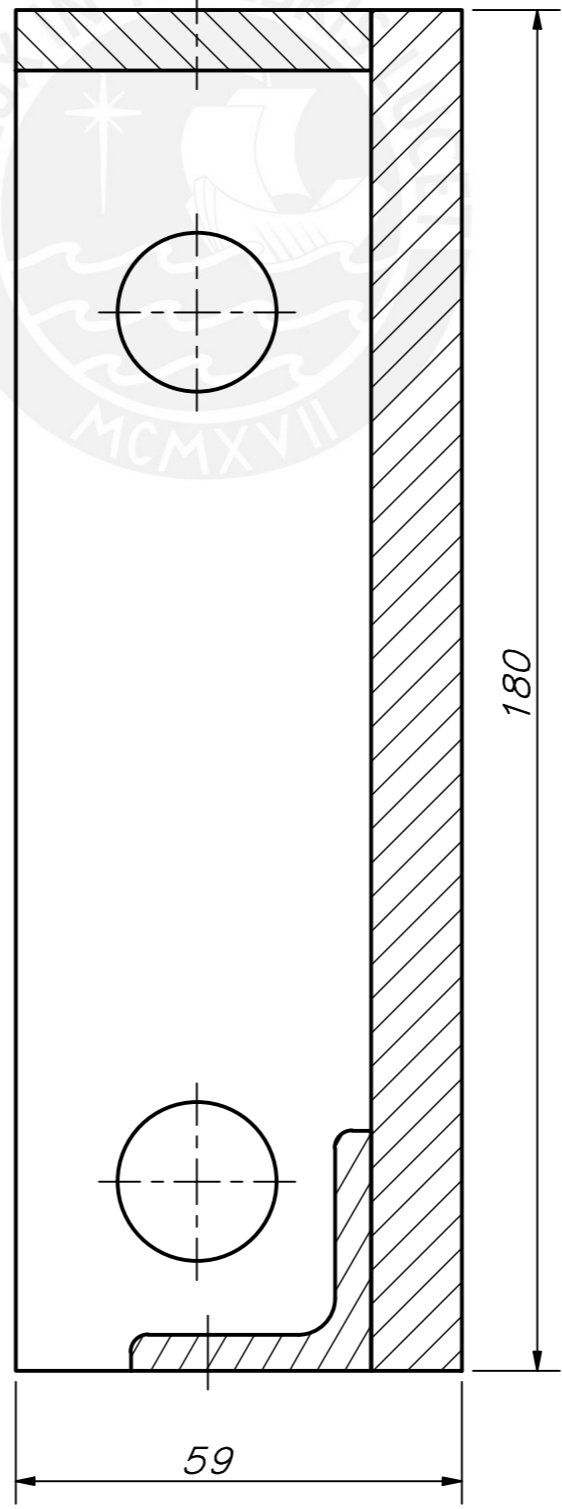
PERFIL L 1 1/4" x 1 1/4" x 3/16"
ESCALA 1:2



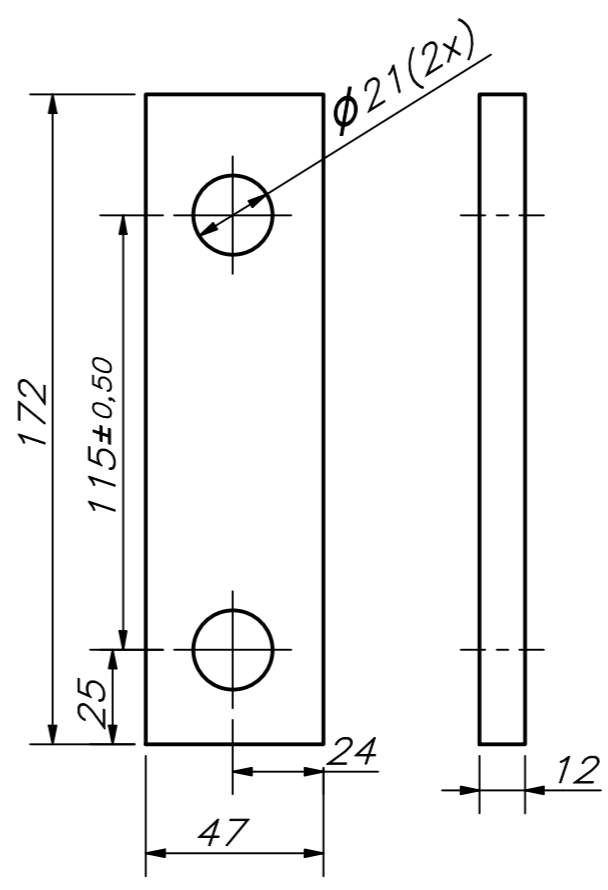
RIGIDIZADOR SUPERIOR
ESCALA 1:2



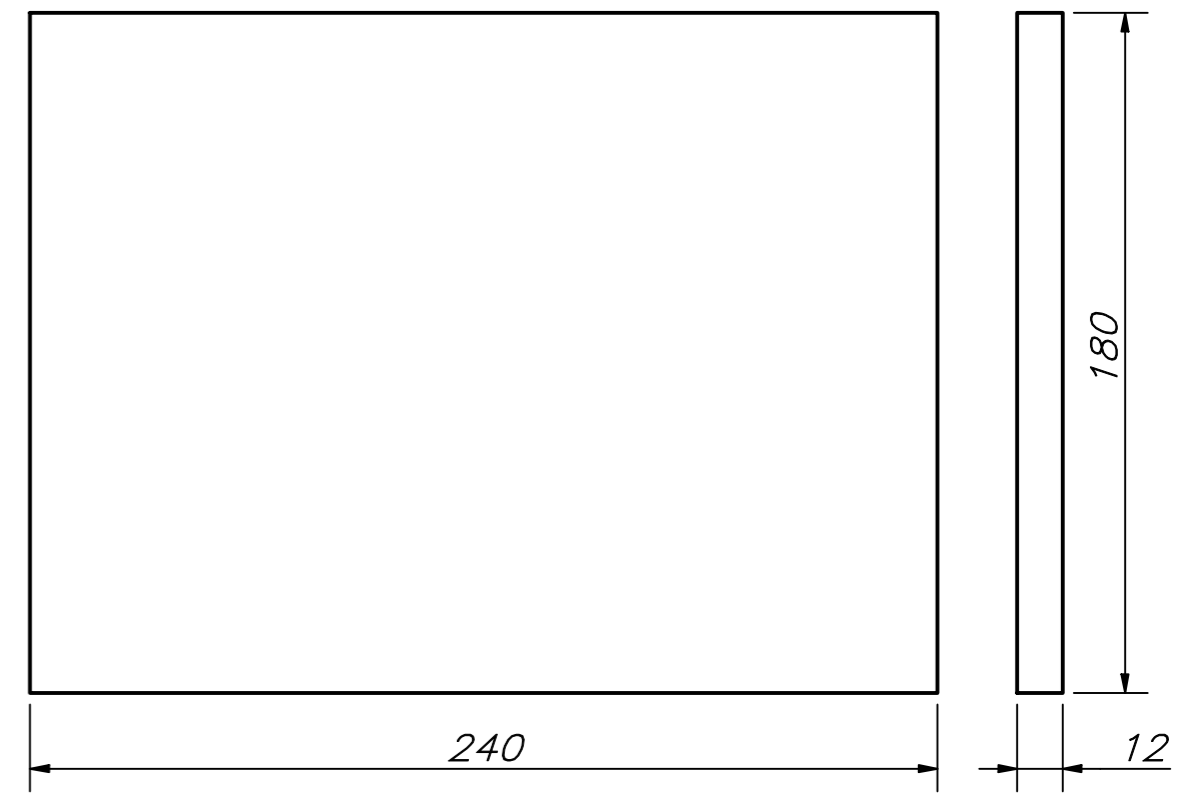
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



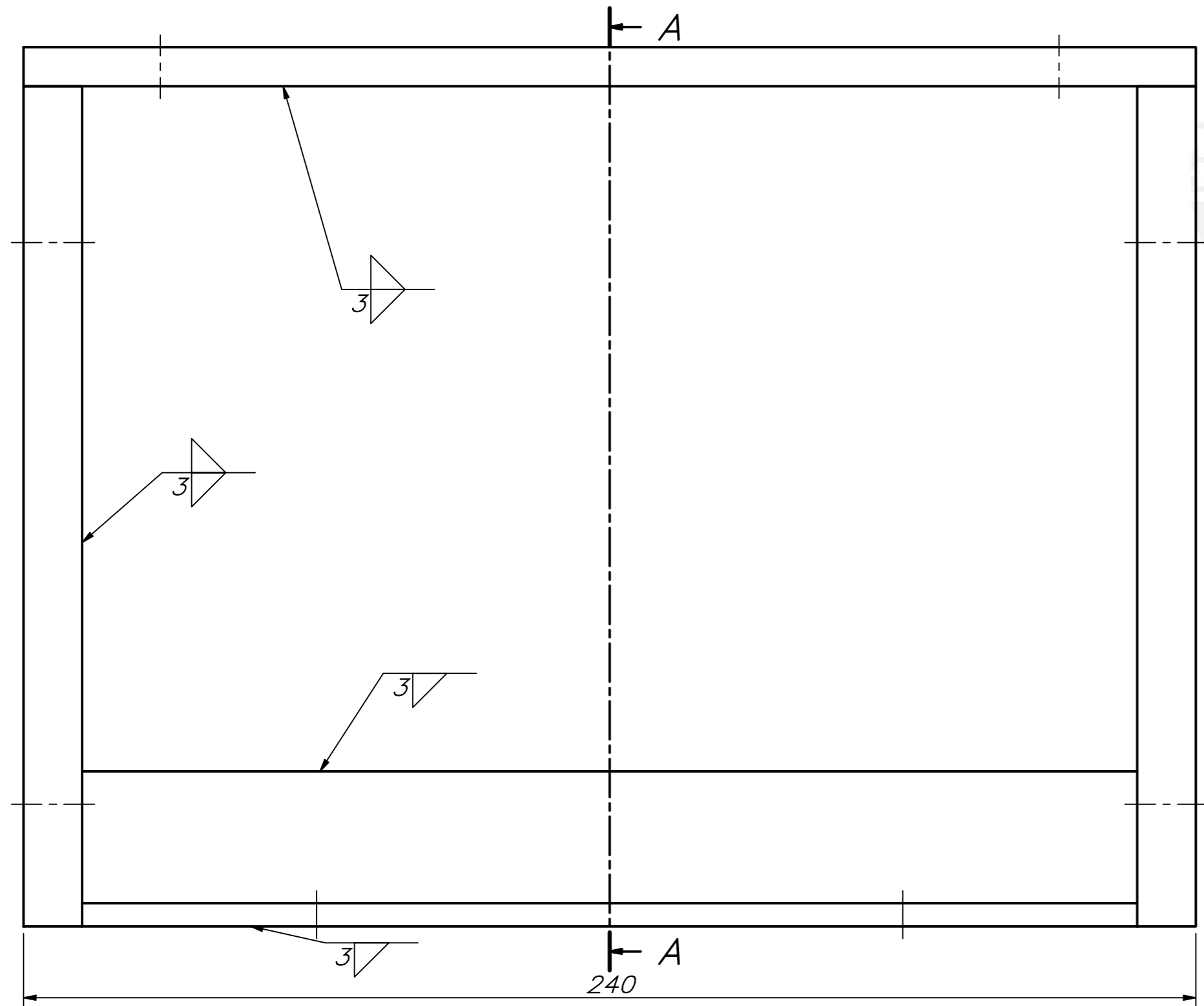
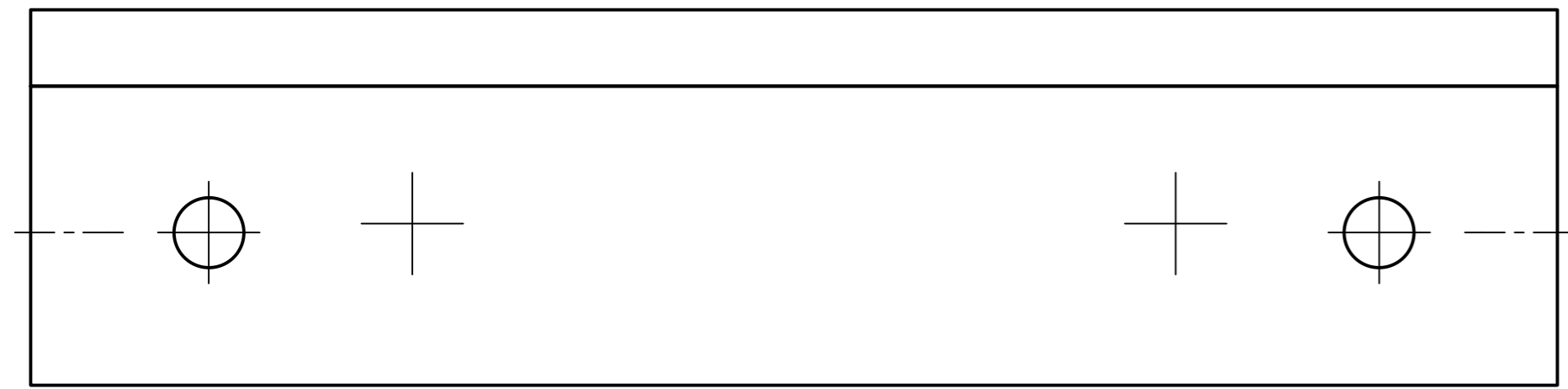
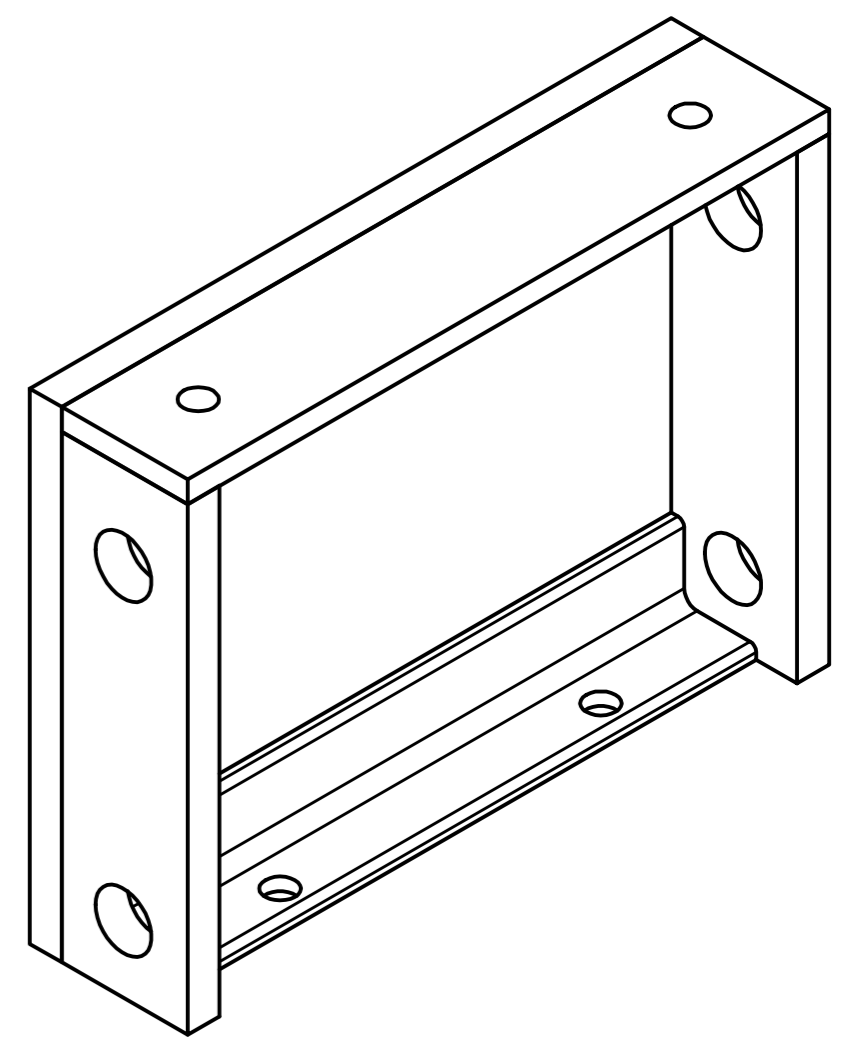
RIGIDIZADOR LATERAL
ESCALA 1:2



CUBIERTA LATERAL
ESCALA 1:2



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°



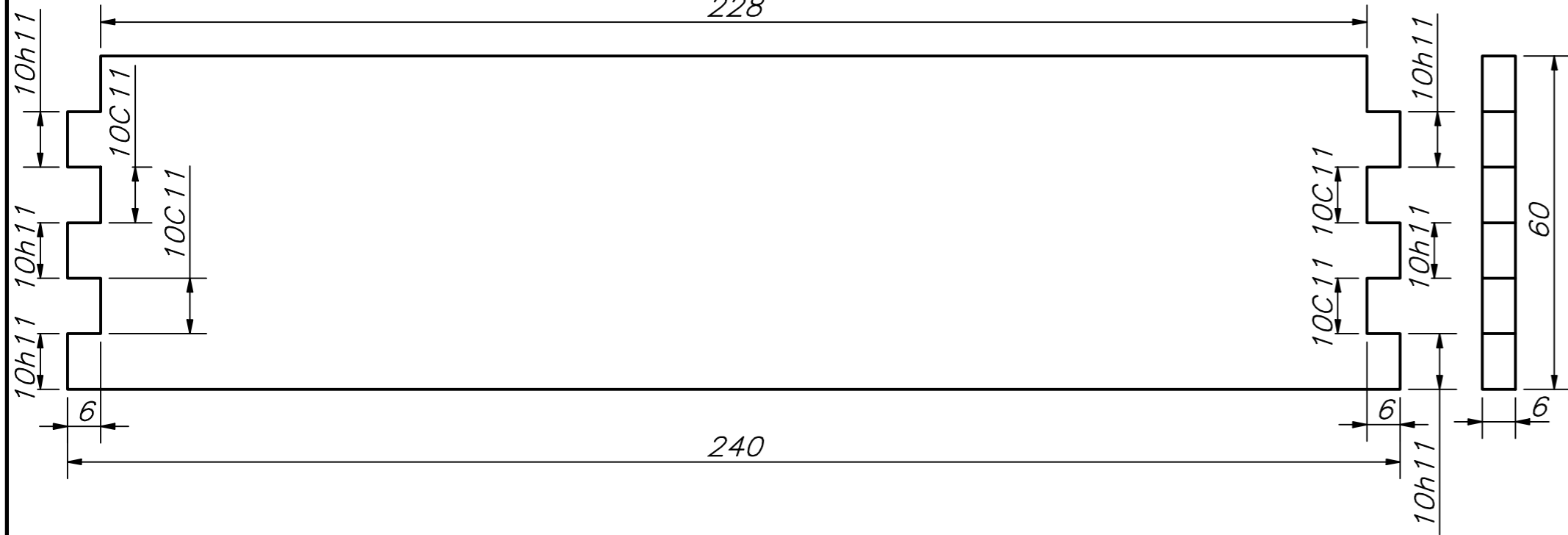
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

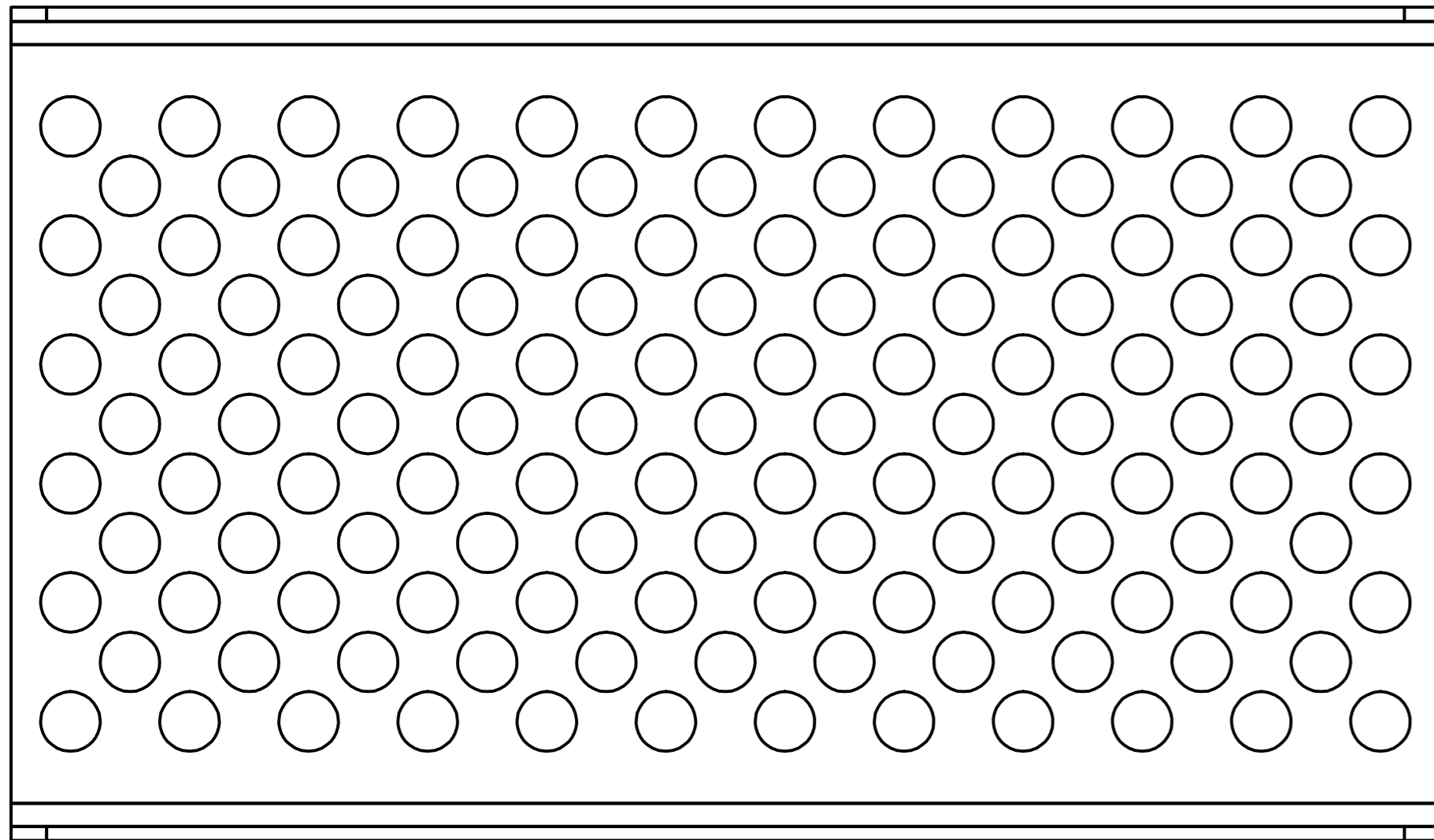
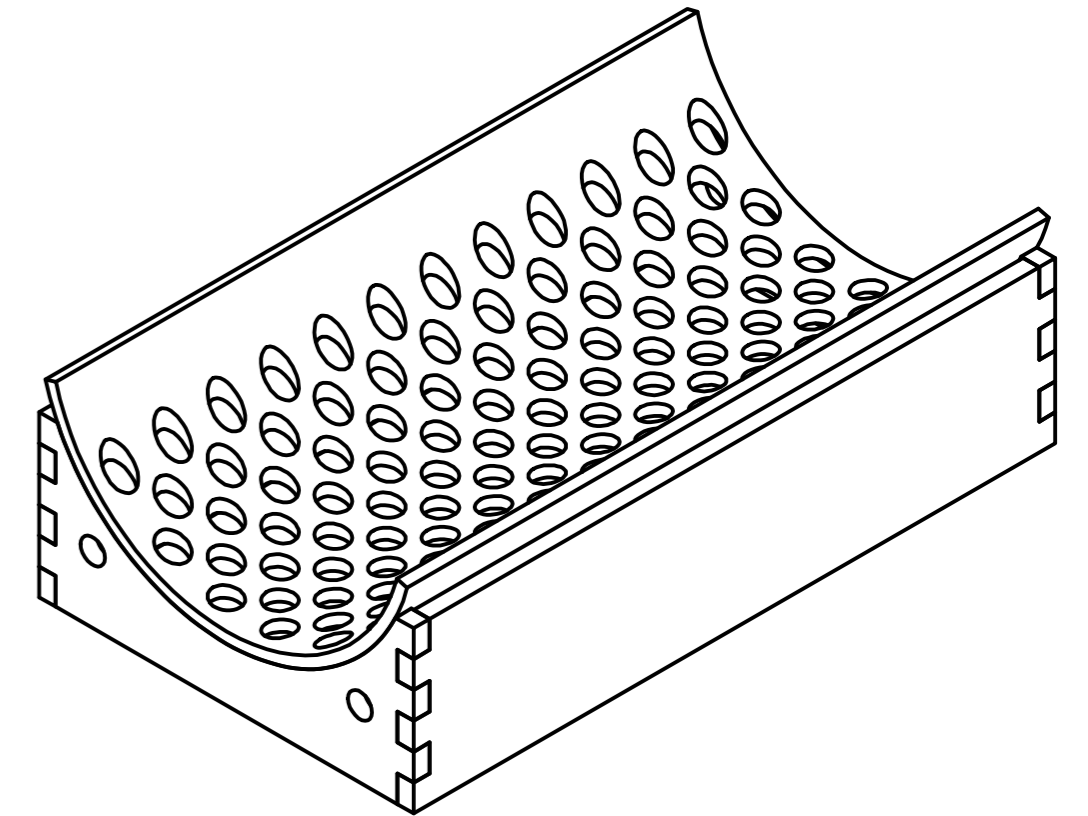
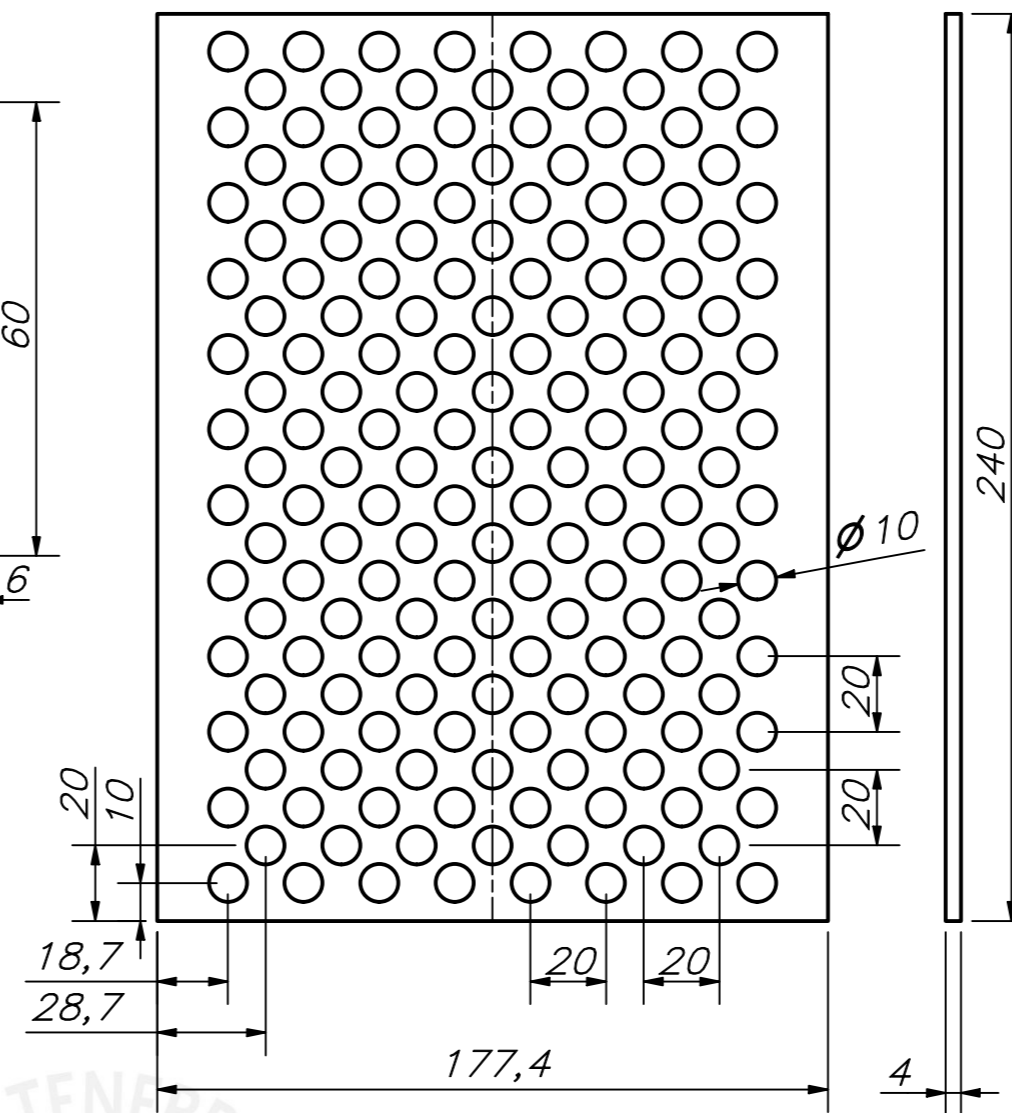
ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN [Symbol]	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICA 12-CUBIERTA LATERAL DERECHA	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A2-05

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

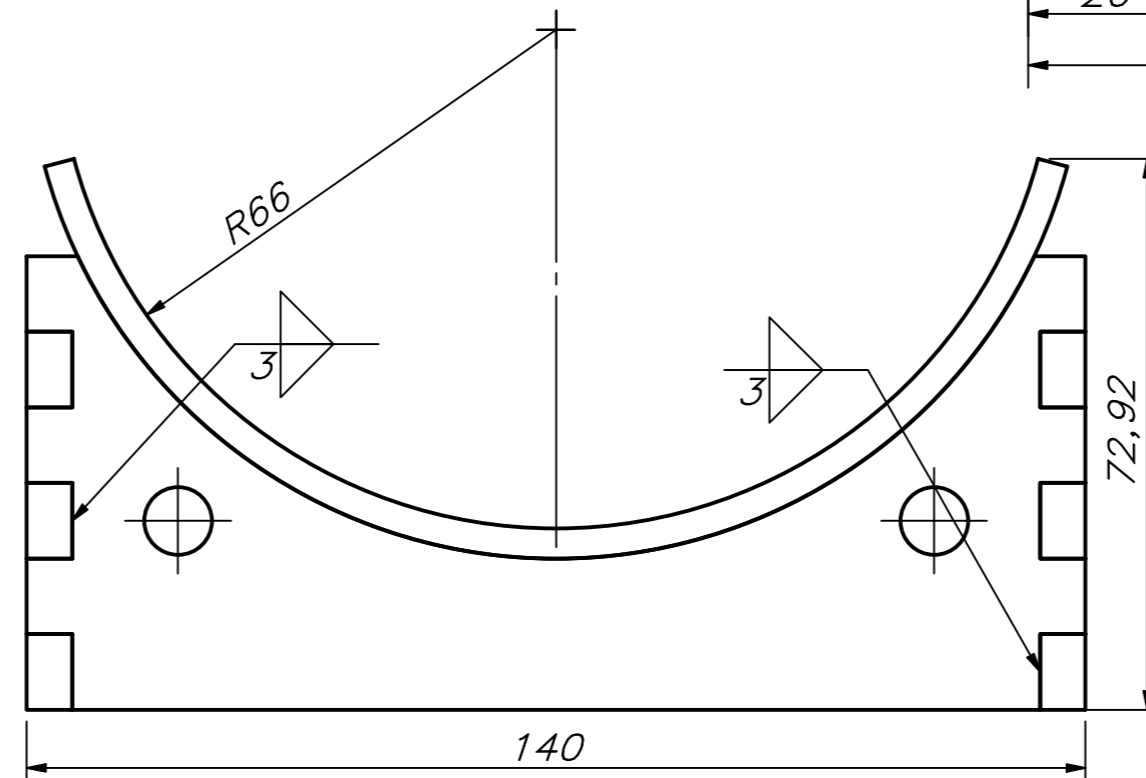
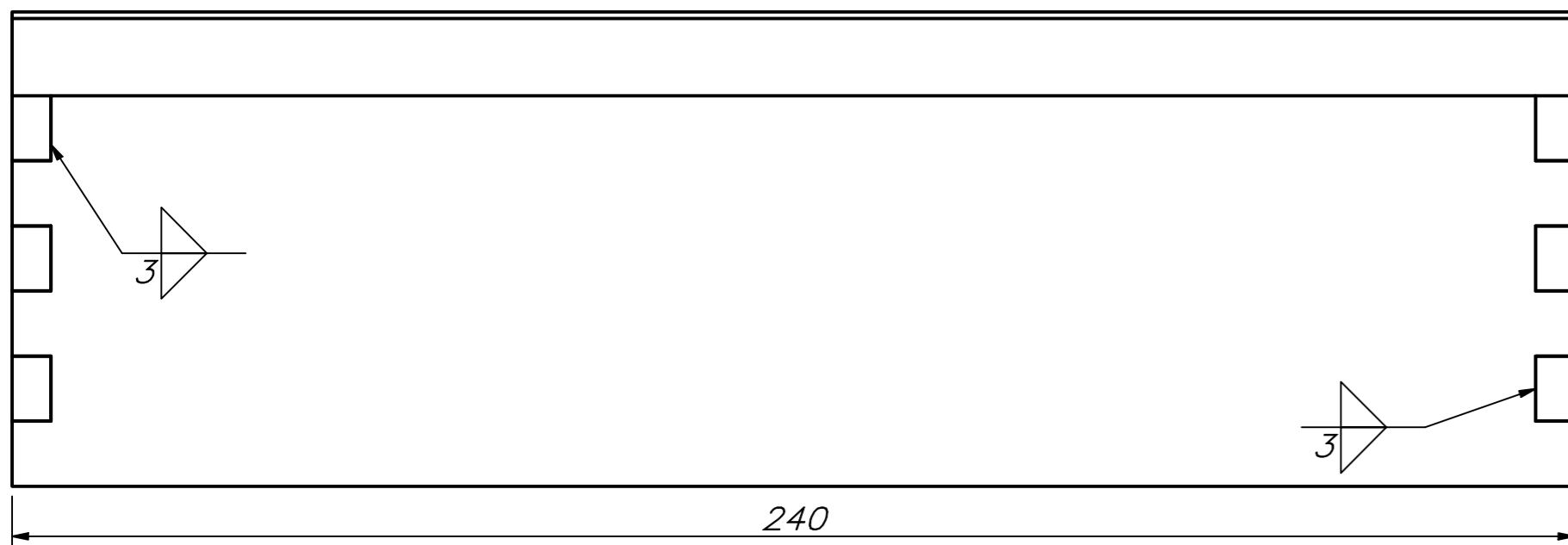
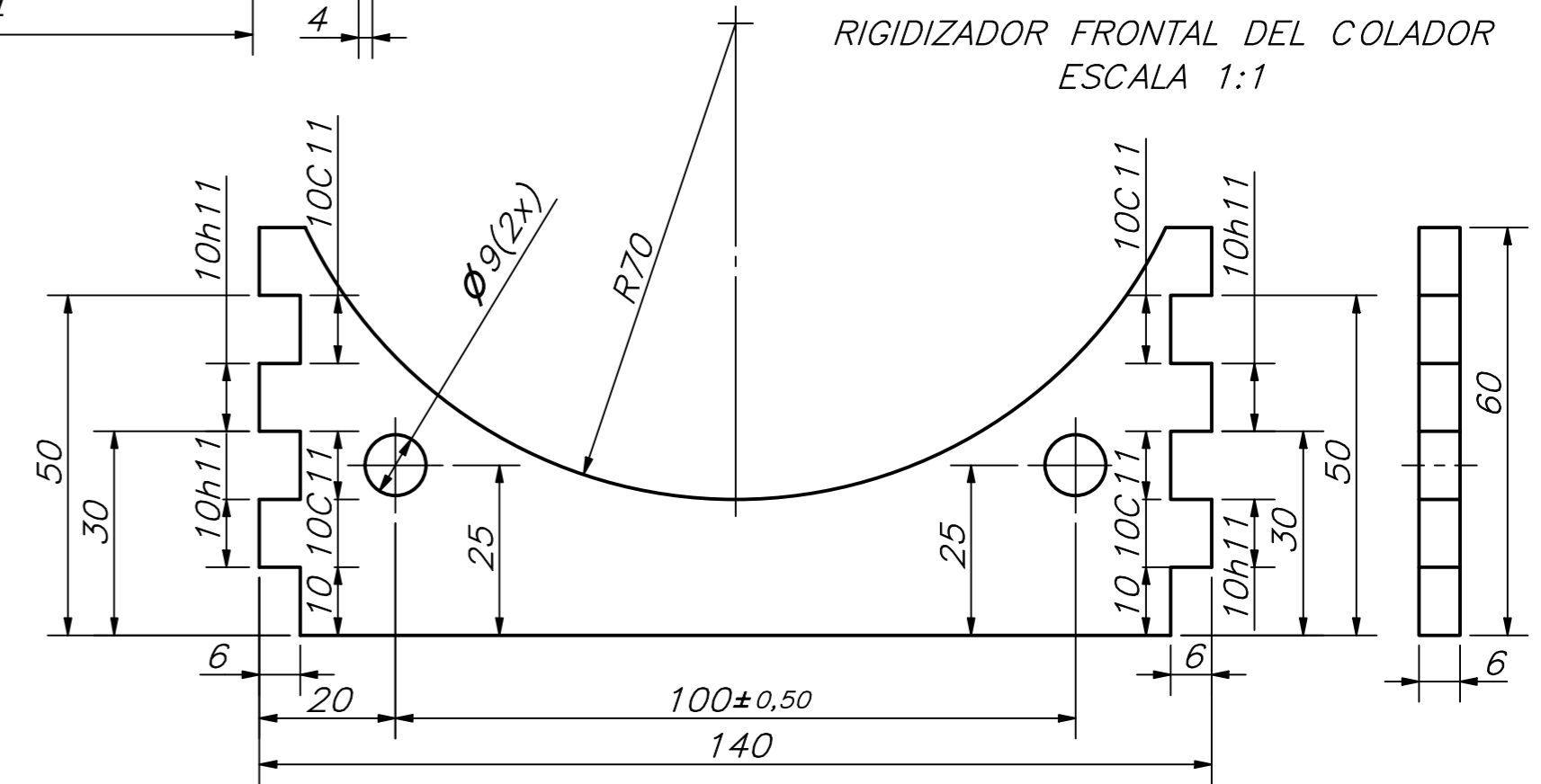
RIGIDIZADOR LATERAL DEL COLADOR
ESCALA 1:1
228



PLANCHA DEL COLADOR
ESCALA 1:2



RIGIDIZADOR FRONTAL DEL COLADOR
ESCALA 1:1

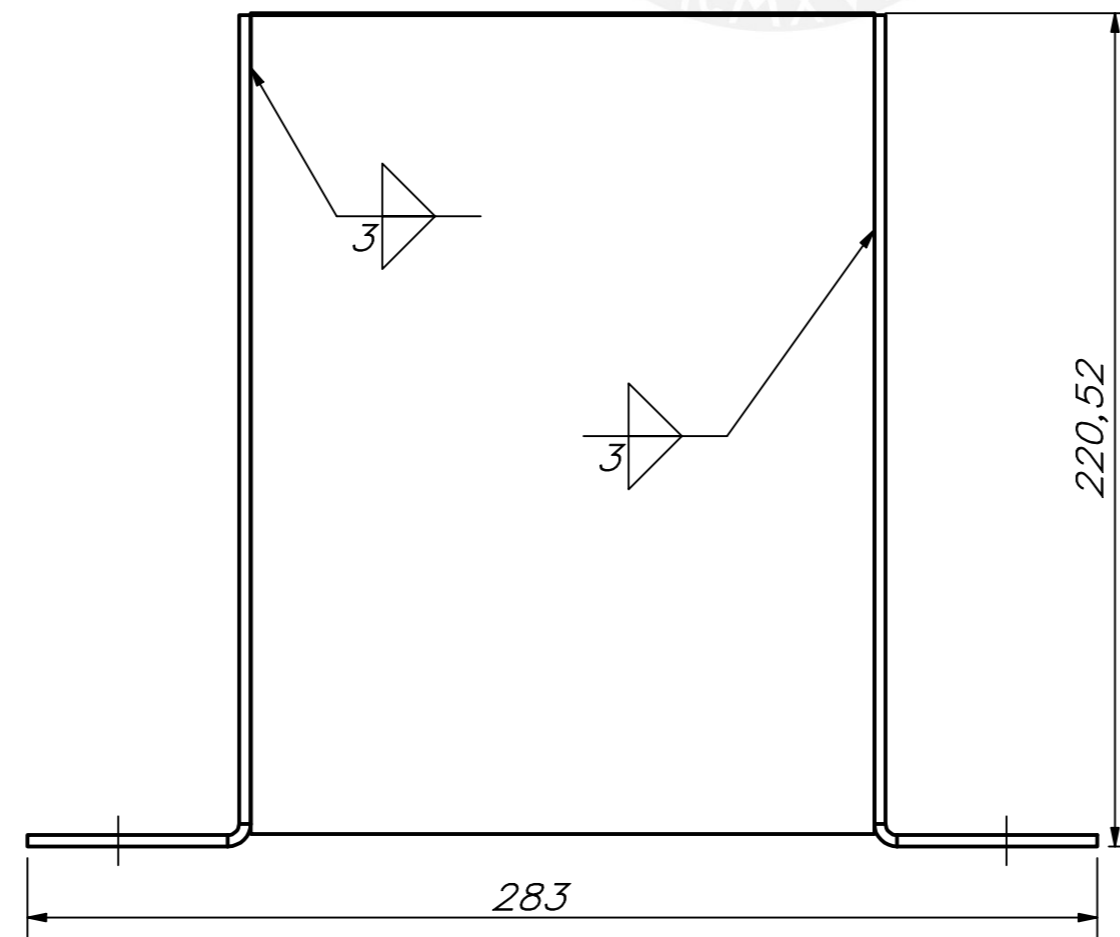
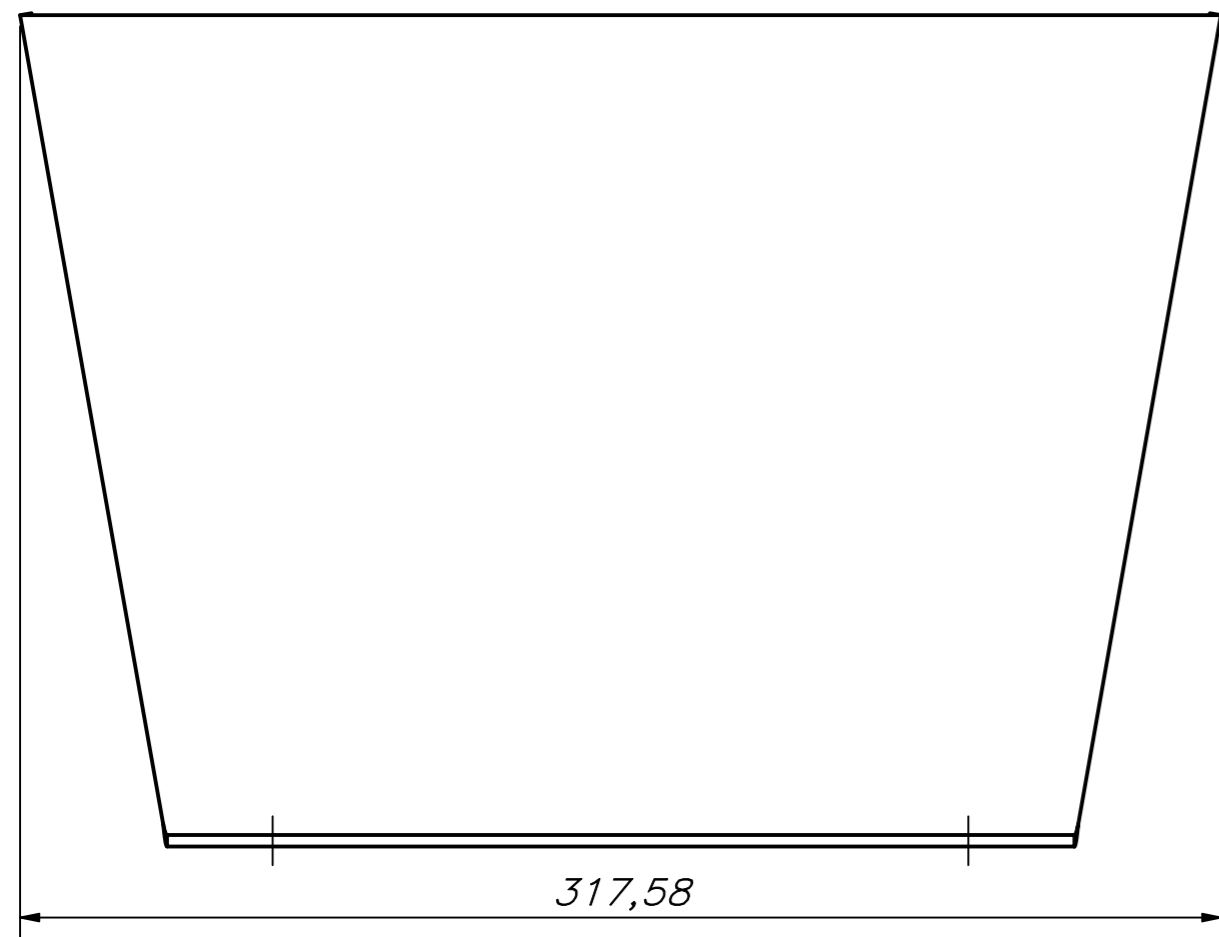
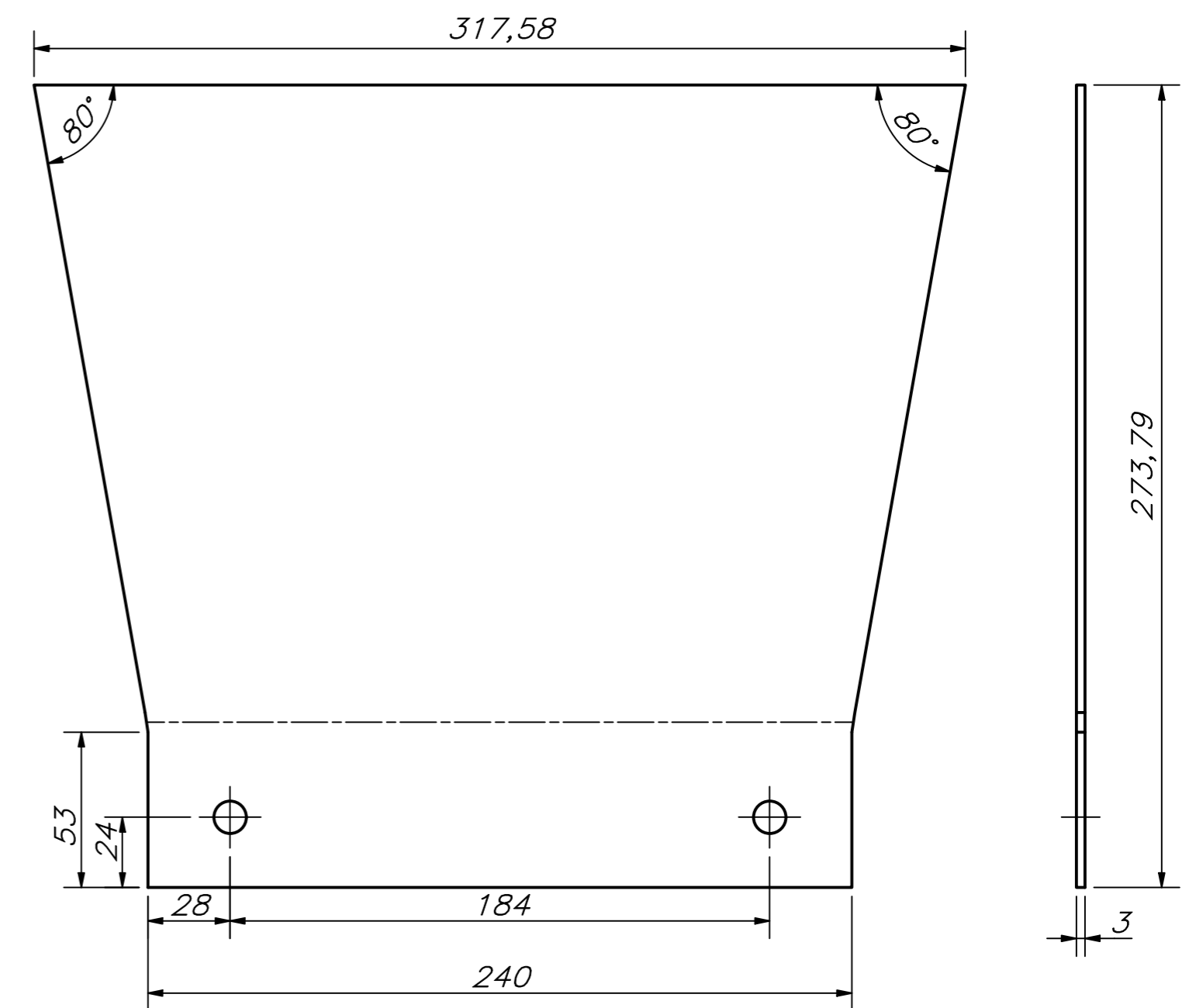
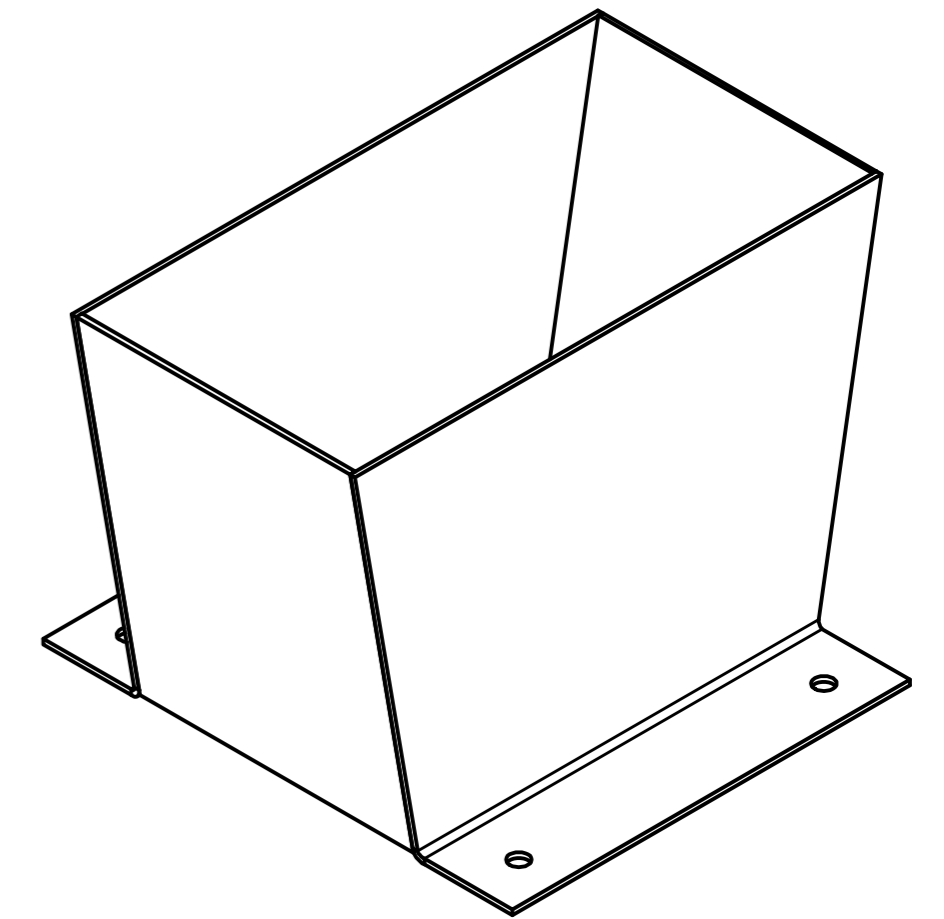
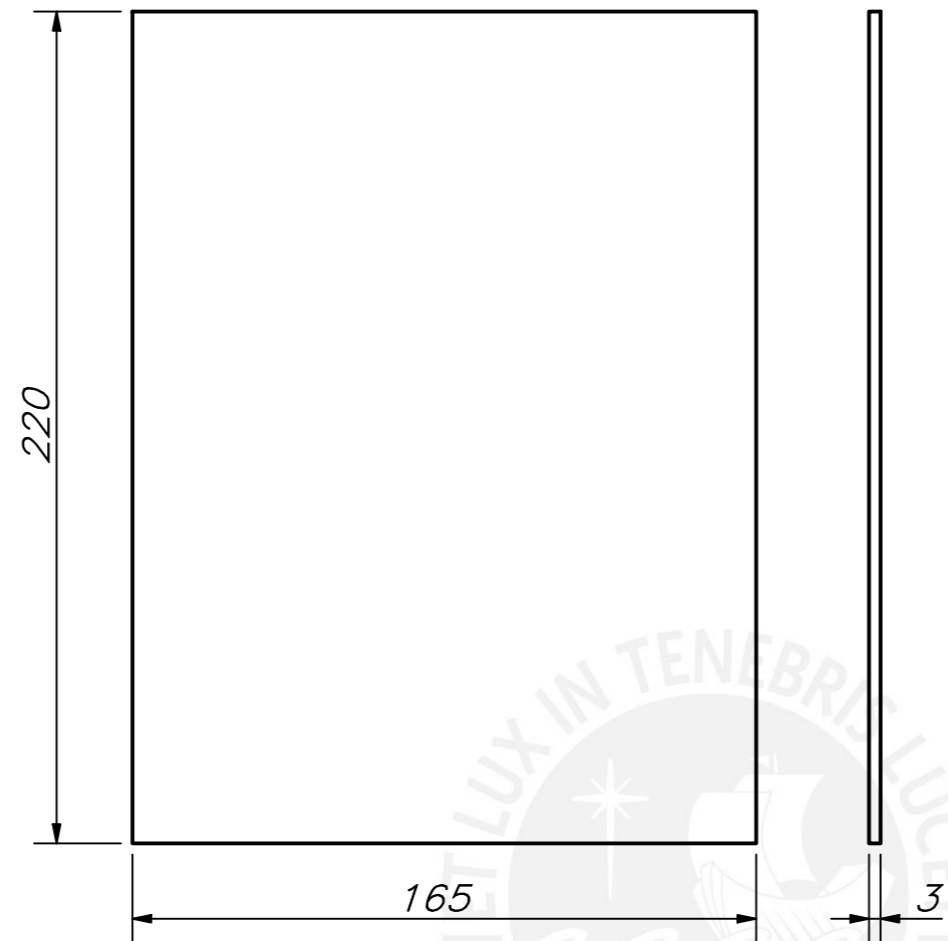
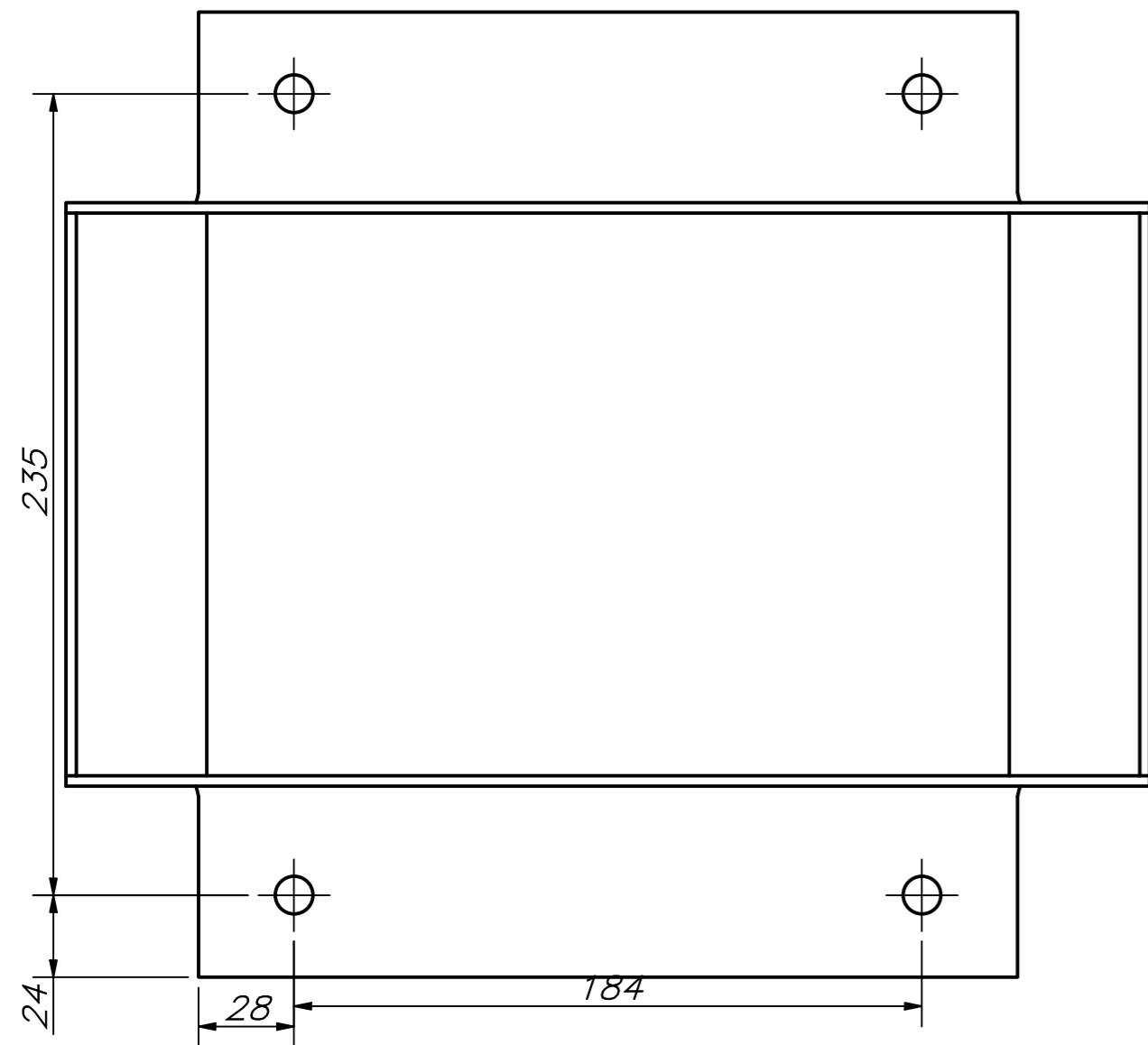


TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

10h11	10,000	9,890
10C11	10,220	10,110
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIA E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICA 13-COLADOR DE LA TRITURADORA	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A2-06



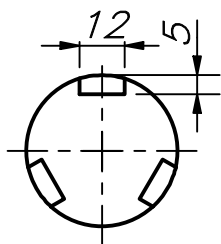
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICA	ESCALA
	14-TOLVA	1:2
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A2-07

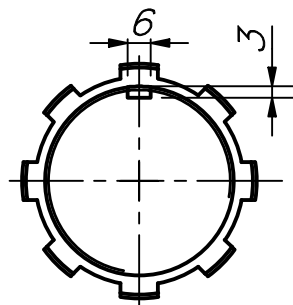
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

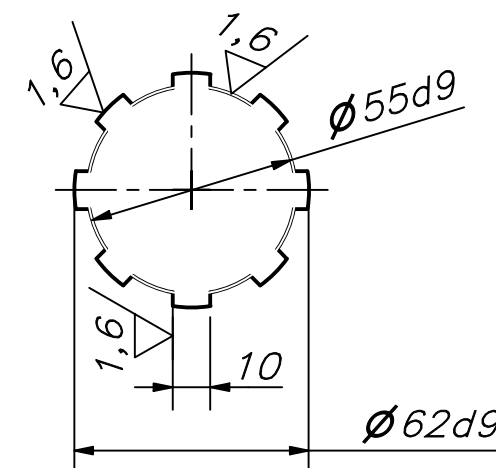


CANAL CHAVETERO
SEGUN DIN 6885

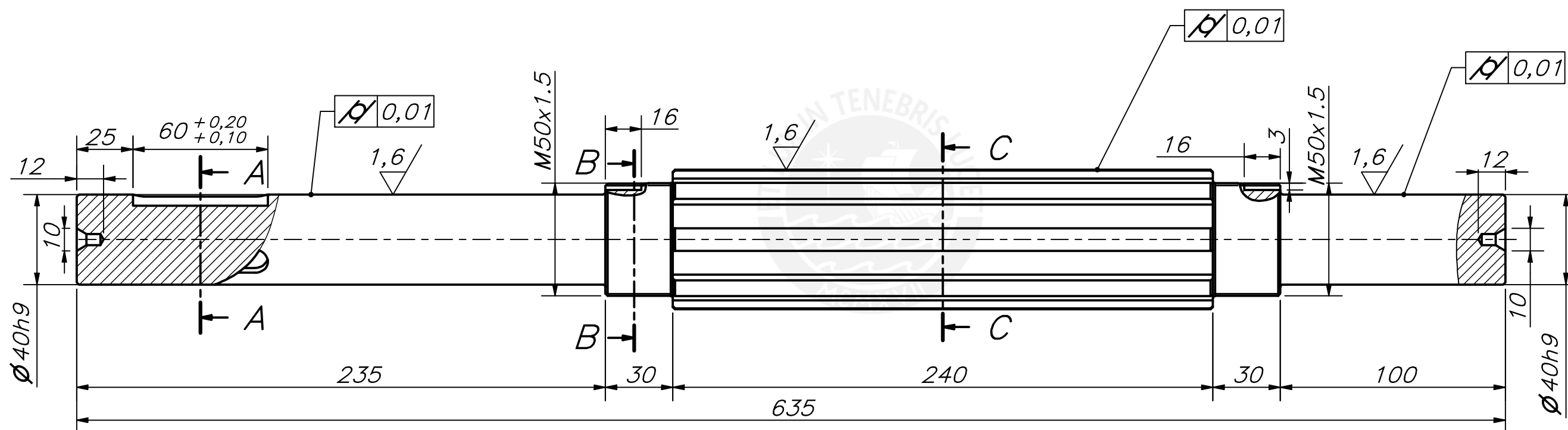
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 2



DIMENSIONES DEL EJE ESTRIADO
SERIE BAJA SEGÚN DIN 5462



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°
REDONDEOS NO INDICADOS R1

LOS AGUJEROS DE LA BROCA DE
CENTROS VAN A AMBOS LADOS DEL EJE

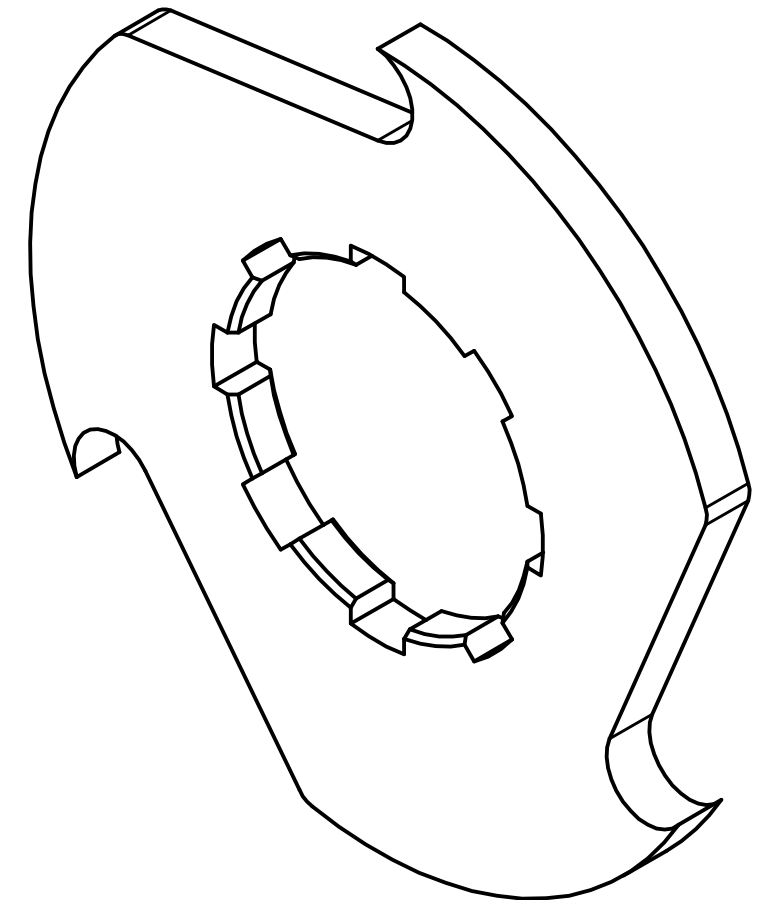
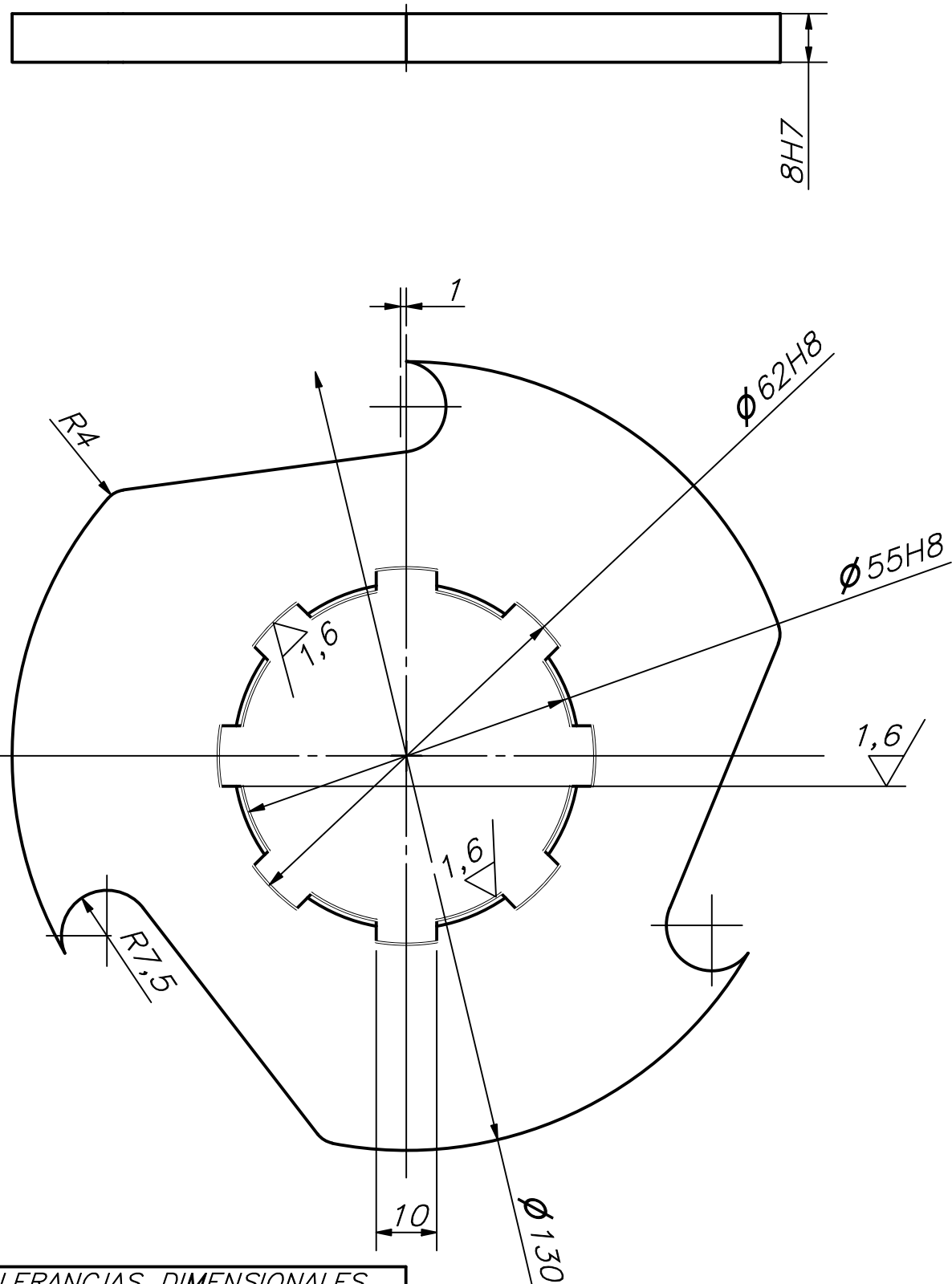
ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (1,6)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI 4140
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESP. INGENIERIA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICA 04-EJE ESTRIADO	ESCALA 1:2
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-08

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGÚN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

	62d9	61,900	61,826
	55d9	54,900	54,826
	40h9	40,000	39,938
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA	

LUEGO DE SER MECANICAZA LA PIEZA DEBERÁ PASAR POR UN TRATAMIENTO TÉRMICO DE TEMPLADO Y REVENIDO.



DIMENSIONES PARA LA ZONA QUE CONECTA CON EL EJE ESTRIADA SERIE BAJA SEGÚN DIN 5462 8 DIENTES

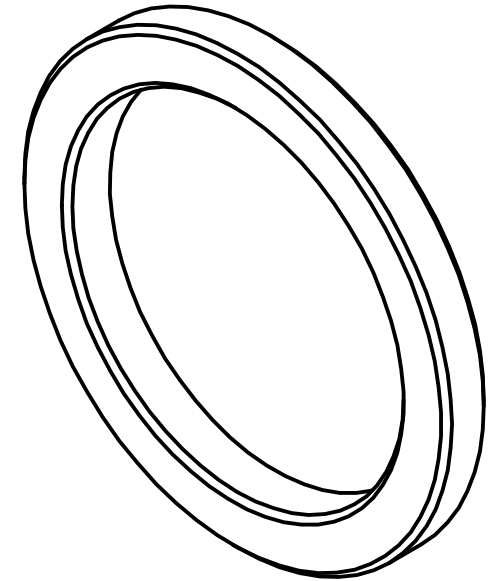
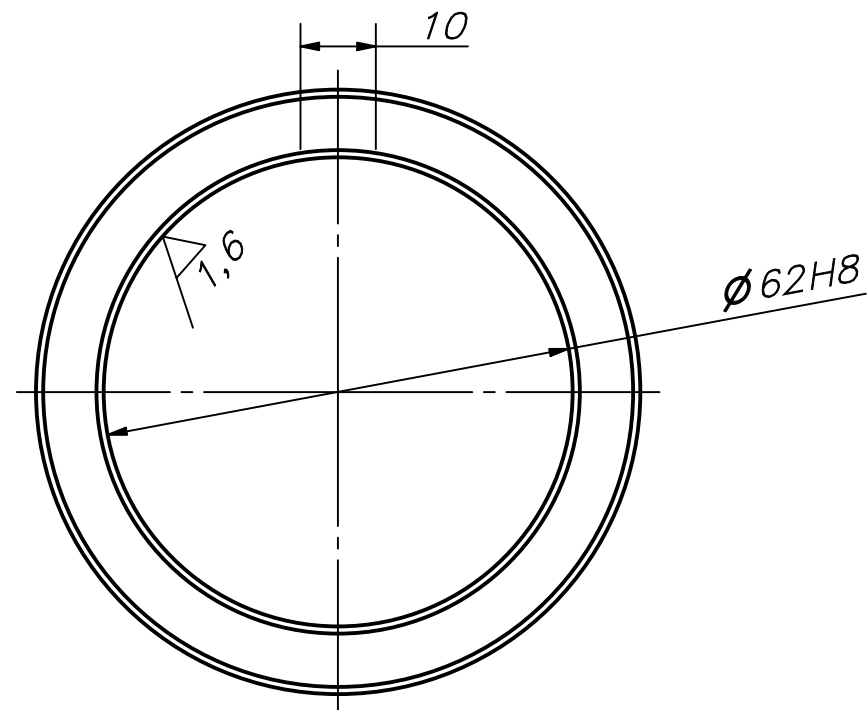
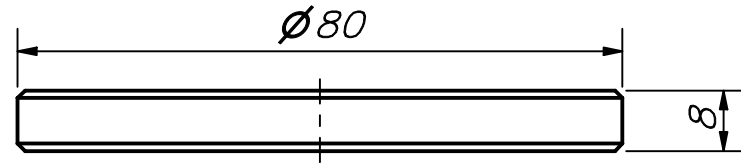
CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

62H8	62,046	62,000
55H8	55,046	55,000
8H7	8,015	8,000
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (1,6/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL AISI D2
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA 05-CUCHILLA DE CORTE	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-09

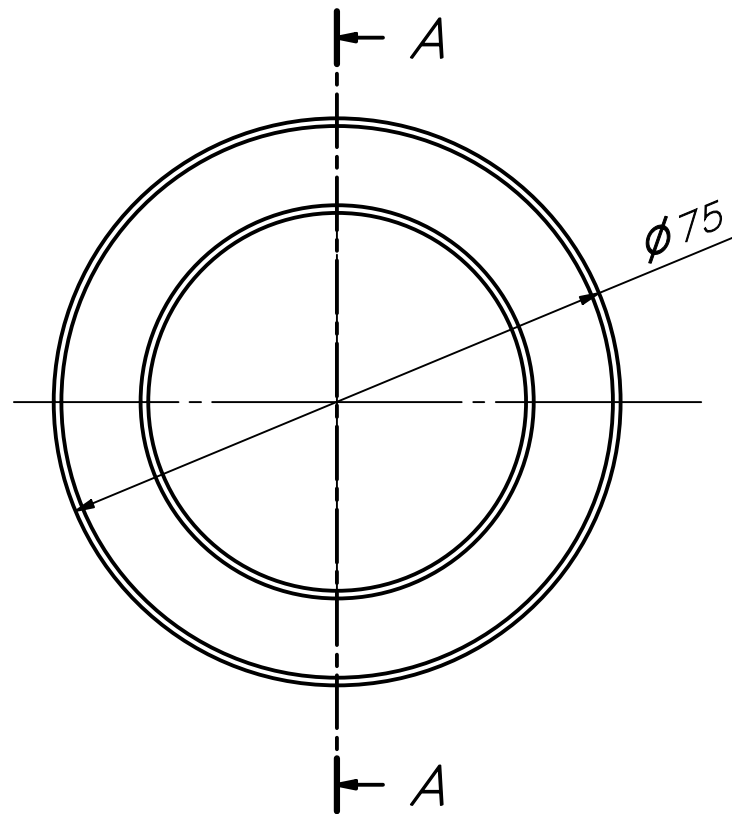
DIMENSIONES PARA LA ZONA QUE
 CONECTA CON EL EJE ESTRIADA
 SERIE MEDIA SEGÚN DIN 5463 8 DIENTES



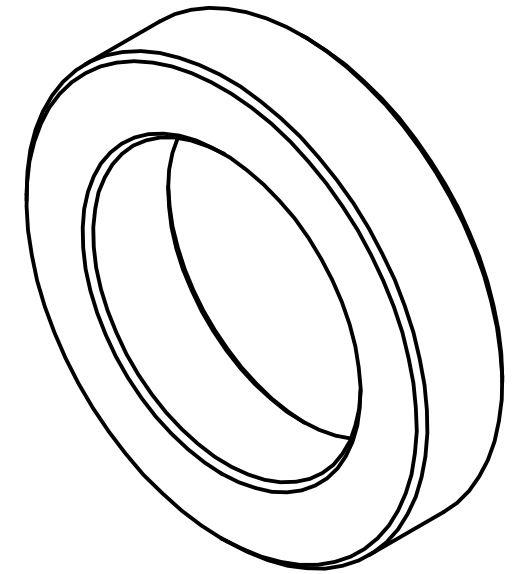
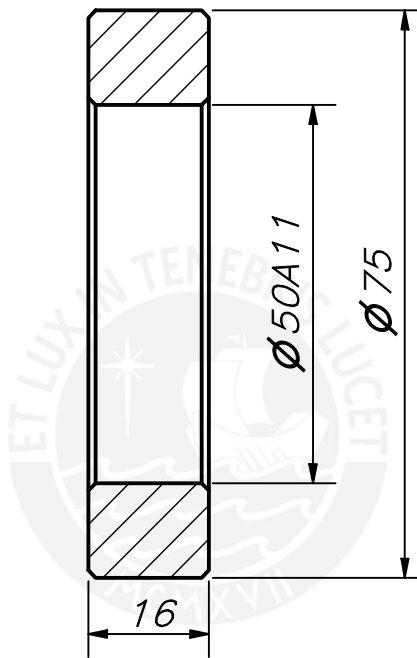
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

62H8	62,046	62,000
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (1,6)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL DIN CK45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA 06-SEPARADOR DE CUCHILLAS	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-10



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

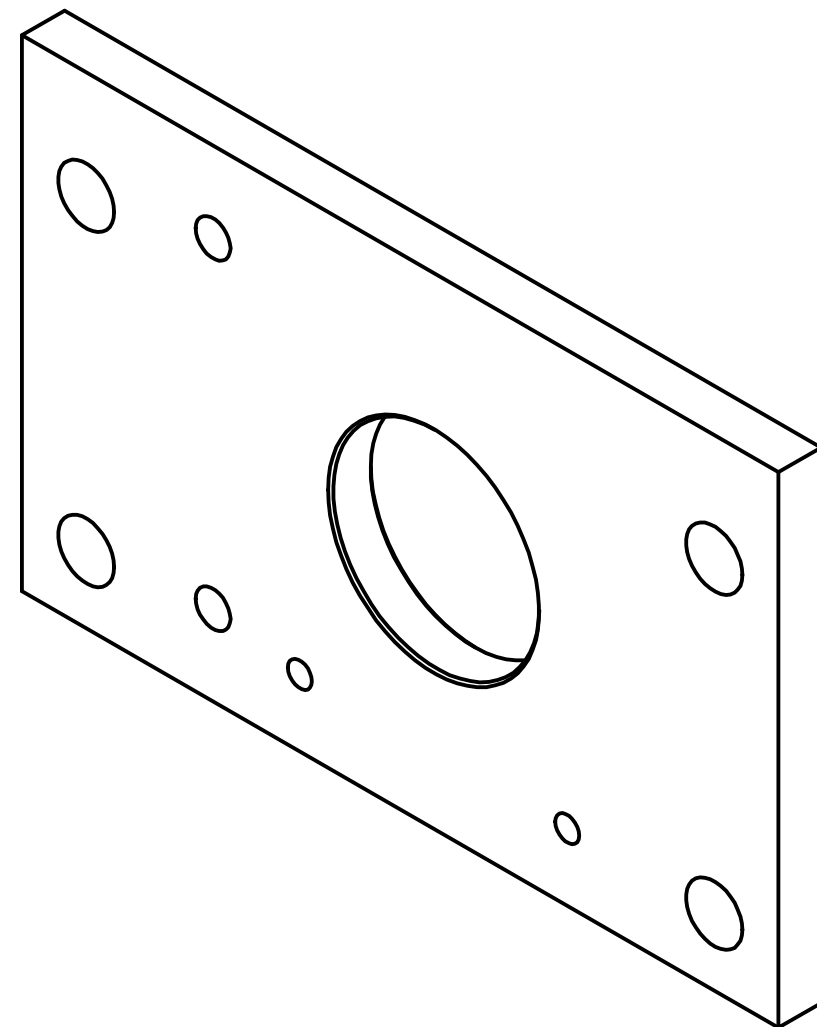
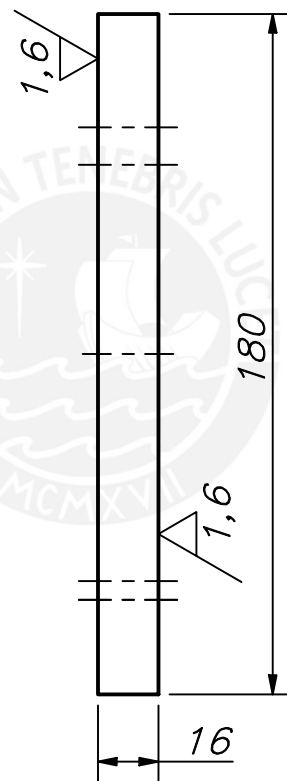
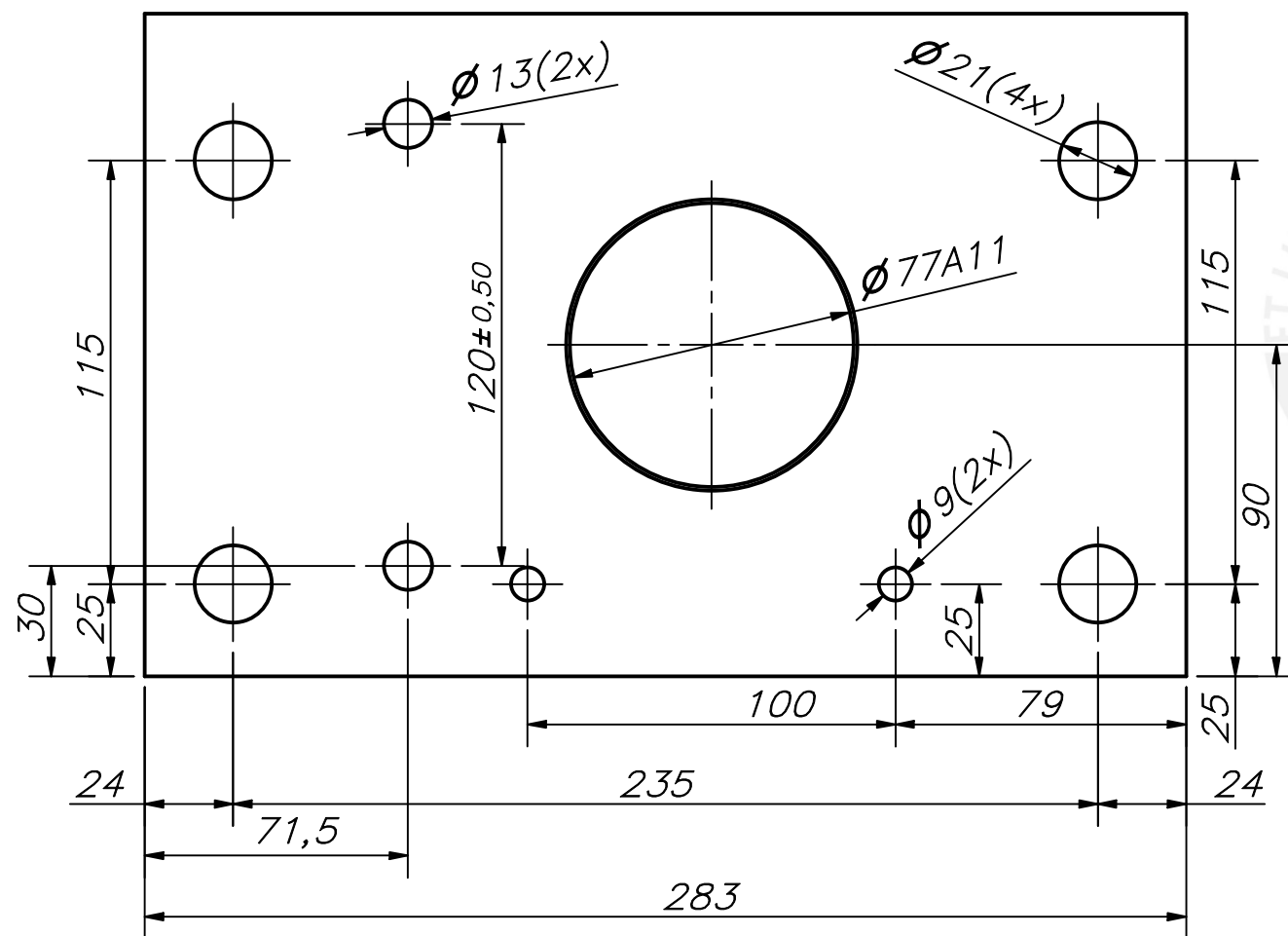
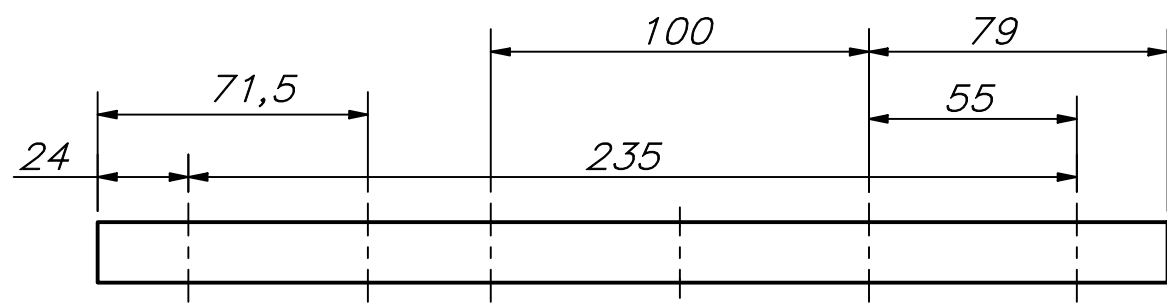


CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

50A11	50,480	50,320
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL DIN CK45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICA 07-ANILLO PARA LAS CUCHILLAS	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-11

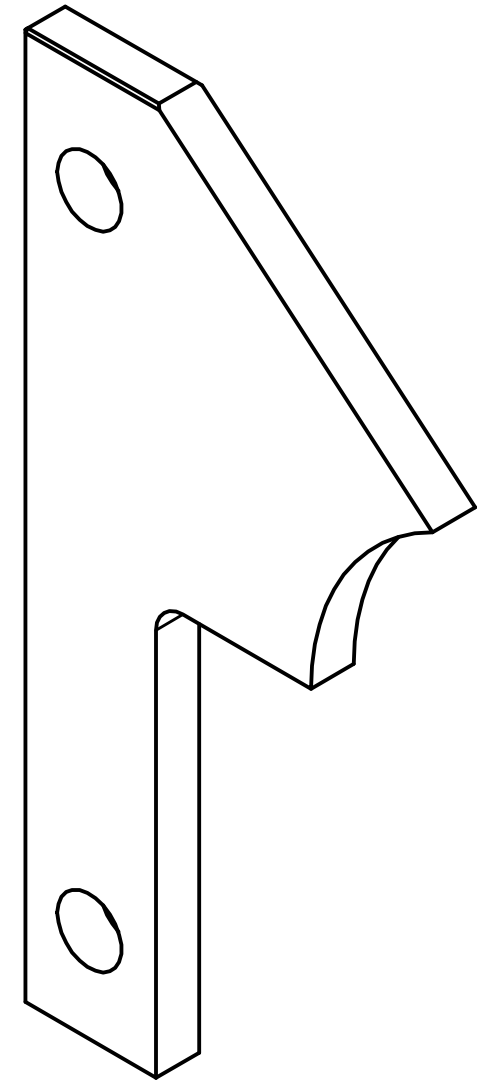
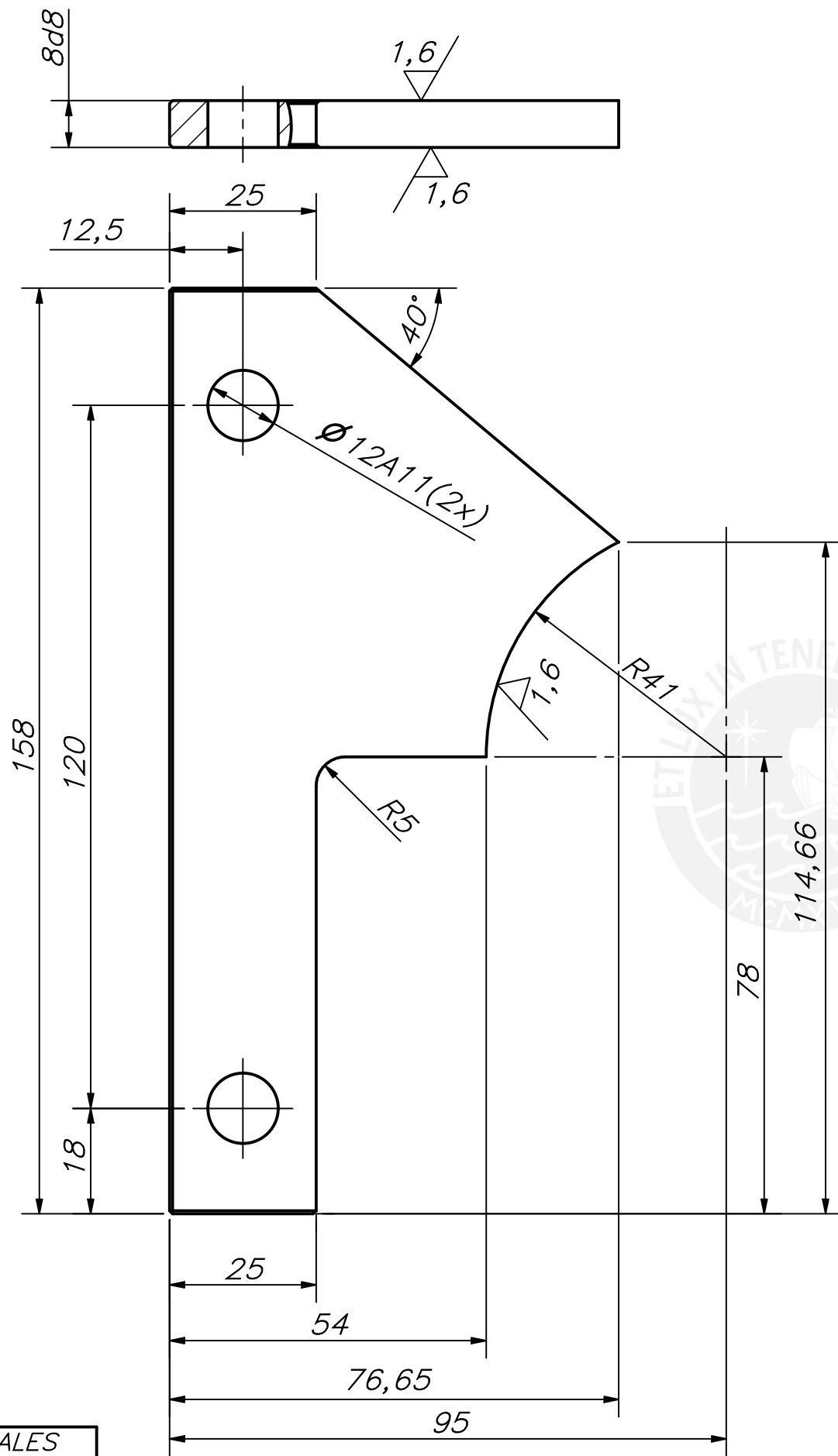


CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

77A11	77,550	77,360
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (1,6/)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESP. INGENIERIA MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA	ESCALA
	08-CUBIERTA FRONTAL	1:2
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-12



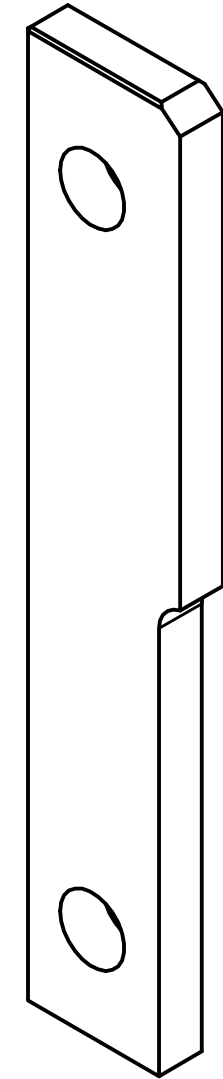
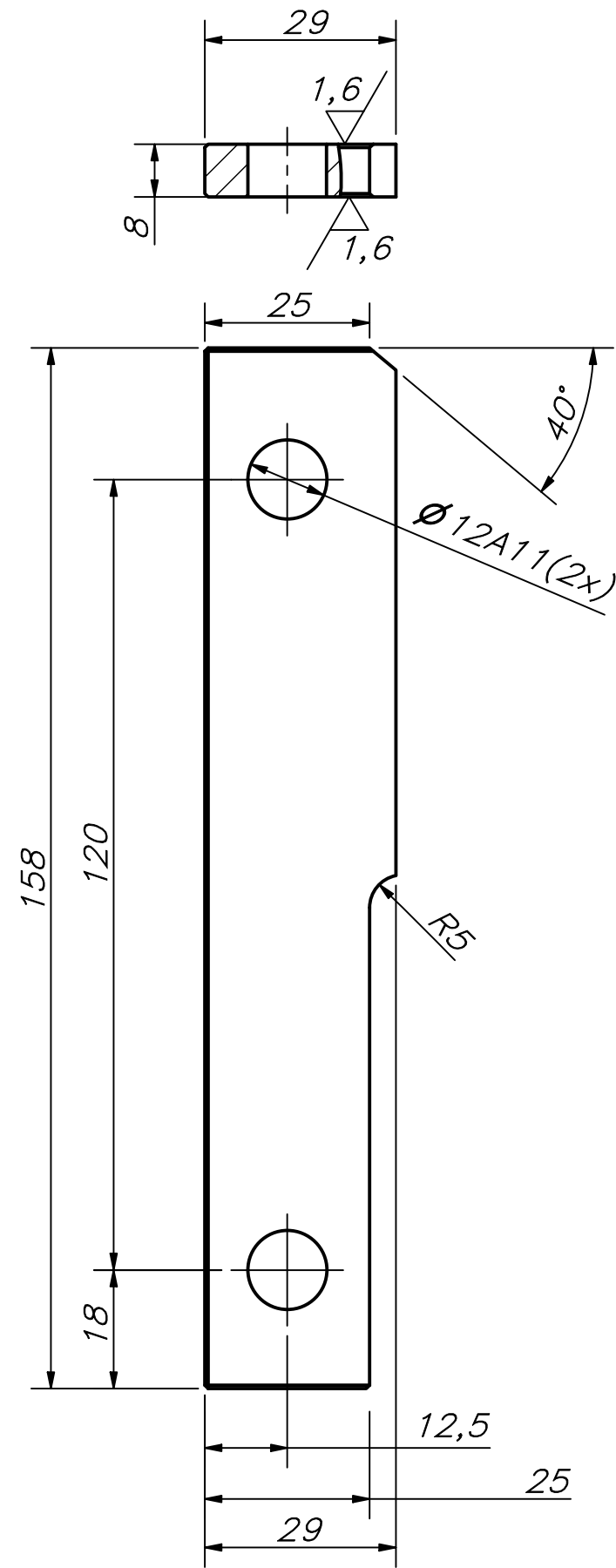
LUEGO DE SER MECANICAZA LA PIEZA DEBERÁ PASAR POR UN TRATAMIENTO TÉRMICO DE TEMPLADO Y REVENIDO.

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

12A11	12,400	12,290
8d8	7,960	7,938
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

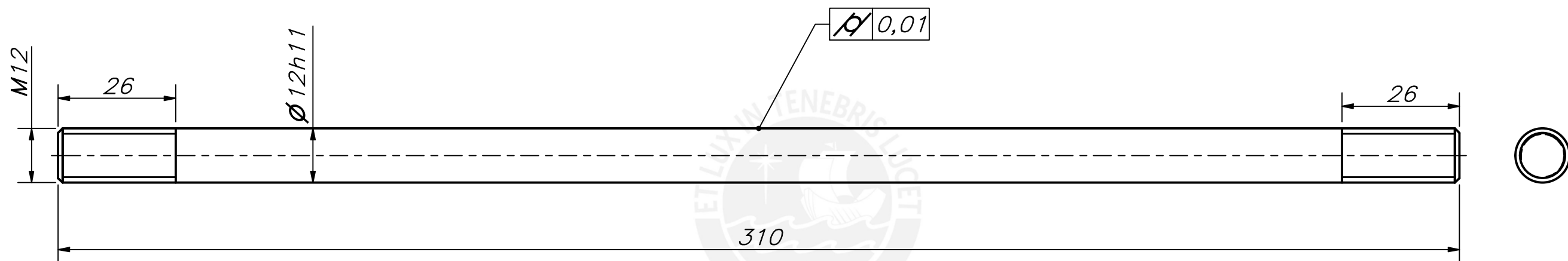
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL	MATERIAL
3,2 / (1,6)	DIN 7168 - MEDIO	AISI D2
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN	TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA	ESCALA
	09-CUCHILLA ESTÁTICA	1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-13



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

12A11	12,400	12,290
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2 / (1,6)	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL DIN CK45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL GRADO DE ING. MECÁNICA 10-SEPARADOR DE CUCHILLAS ESTÁTICA	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-14



CHAFLANES NO INDICADOS 1x45° mm

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGÚN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

12h11	12,000	11,890
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 3,2	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 - MEDIO	MATERIAL DIN CK45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESP. ING. MECÁNICA		
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE ING. MECÁNICA 15-SUJETADOR CUCHILLAS	ESCALA 1:1
20134711	PORTUGAL ZEVALLOS, WALKER MAURICIO	FECHA: 12.10.2021
ASESOR:	BARRIGA GAMARRA, BENJAMÍN	LÁMINA: A3-15