

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



DISEÑO MECÁNICO DE UN EQUIPO COMPACTADOR

DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE

ECOLADRILLOS DE 3 LITROS

Tesis para la obtención del título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

Alvarez Vergara, Gabriel Sebastian

ASESOR:

Girón Medina, Víctor Sergio

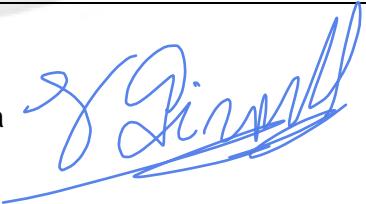
Lima, septiembre 2025

Informe de Similitud

Yo, **Víctor Sergio Girón Medina**, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor del trabajo de tesis profesional titulado **DISEÑO MECÁNICO DE UN EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 LITROS**, del autor **Gabriel Sebastián Alvarez vergara**, dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 10%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 12/09/2025.
- He revisado con detalle dicho reporte y la tesis, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: Lima 12 de setiembre de 2025

Apellidos y nombres del asesor: Girón Medina Víctor Sergio	
DNI: 09072636	Firma 
ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1045-8106	

DEDICATORIA



A Dios, por darme la fuerza y las oportunidades de llegar hasta acá.

A mis padres Julio e Isabel, por su sacrificio, amor y apoyo incondicional.

A mis hermanos Fiorela y Daniel, ustedes me recuerdan lo importante que es ser un buen ejemplo.

A mi primo Andrés, por ser un hermano mayor y un apoyo constante.

RESUMEN

Existen diversos proyectos socio-ambientales enfocados en la recolección y construcción de ecoladrillos, los cuales son botellas plásticas rellenas de desechos plásticos no reciclables. Sin embargo, el proceso sigue siendo rudimentario, pues no existe una herramienta específica para compactar los residuos plásticos dentro de las botellas PET. La dificultad aumenta en botellas de 3 litros, donde se requiere cubrir mayor área transversal y longitud. Como consecuencia, muchos ecoladrillos deben desecharse al no alcanzar la densidad y resistencia necesarias, volviendo a ser residuos plásticos no reciclables.

El objetivo de la presente tesis es diseñar un equipo compactador de residuos plásticos para la construcción de ecoladrillos en botellas PET de 3 litros. El equipo incorpora una herramienta capaz de ingresar por el pico de la botella, expandirse en su interior y realizar un compactado eficiente de los residuos plásticos. Con este diseño se busca mejorar los estándares de calidad de los ecoladrillos, uniformizar el proceso constructivo y reducir los tiempos de producción.

El diseño óptimo se determina a partir de un proceso de evaluación de diferentes alternativas de solución. Estas alternativas combinan tecnologías y mecanismos ya existentes en el mercado actual que optimizan el proceso de construcción de un ecoladrillo. Para la selección final, se considera primordialmente factores técnicos y económicos. La metodología de diseño descrito se basa en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI 2221). A partir de la alternativa seleccionada, se realiza el estudio de tiempos y se determinan los materiales, geometría, dimensiones y posicionamiento de cada uno de los elementos del equipo compactador. Estas características son calculadas considerando las limitaciones técnicas y económicas planteadas previamente. La fuerza de compactación necesaria para construir un ecoladrillo, parámetro clave para el diseño, se determina mediante ensayos de compresión a ecoladrillos realizados en el Laboratorio de Materiales de la Sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP. Además, se aplican criterios de diseño mecánico con fundamentos en el análisis de elementos de máquinas.

El trabajo incluye los planos de ensamble y despiece necesarios para el diseño del equipo compactador, los cuales muestran las dimensiones, materiales y ubicación de los elementos diseñados. También, se presenta un presupuesto estimado para la fabricación y ensamble de un prototipo del equipo compactador en base a precios del mercado actual.

El equipo diseñado demostró ser una solución técnica viable para el compactado de residuos plásticos en botellas de 3 litros, asegurando un proceso más uniforme y eficiente. Asimismo, se comprobó que su aplicación mejora la densidad de los ecoladrillos y optimiza los tiempos de producción frente a los métodos manuales tradicionales. Finalmente, se espera que esta tesis contribuya a la producción masiva y estandarizada de estos ecoladrillos mediante soluciones de ingeniería que garanticen los estándares de calidad requeridos para su aplicación en proyectos sostenibles orientados al cuidado del ambiente.



ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	i
ÍNDICE DE CONTENIDO	iii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	vii
ÍNDICE DE TABLAS	viii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1.....	3
ANTECEDENTES Y OBJETIVOS	3
1.1. OBJETIVOS.....	3
1.1.1. Objetivo principal	3
1.1.2. Objetivos específicos	3
1.2. METODOLOGÍA	4
1.3. MATERIALES DE ESTRUCTURA Y RELLENO DE UN ECOLADRILLO.....	5
1.3.1. Tetrafato de Polietileno (PET).....	5
1.3.2. Polietileno de baja densidad (LDPE).....	5
1.3.3. Poliestireno (PS)	6
1.4. PROCESO CONSTRUCTIVO DE UN ECOLADRILLO.....	6
1.4.1. Recolección y segregación de residuos.....	6
1.4.2. Limpieza de residuos plásticos	6
1.4.3. Secado de residuos plásticos.....	7
1.4.4. Triturado de plásticos relleno.....	7
1.4.5. Compactado de plásticos relleno	7
1.4.6. Sellado de ecoladrillo.....	8
1.5. ESTUDIOS PREVIOS DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DE LOS ECOLADRILLOS.....	8
1.5.1. Densidad	9
1.5.2. Contracción térmica	10
1.5.3. Módulo elástico.....	11
1.5.4. Capacidad de recuperación	12
1.5.5. Resistencia a la compresión.....	13
1.6. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA.....	14
1.6.1. Tecnologías de compactado y formado	14
1.6.2. Tecnologías de corte y trituración de plástico	18

1.6.3. Tecnologías de pesaje	20
CAPÍTULO 2.....	22
DISEÑO CONCEPTUAL	22
2.1. SISTEMA PROPUESTO DE TRABAJO	22
2.2. LISTA DE EXIGENCIAS	23
2.3. ABSTRACCIÓN.....	24
2.3.1. Entradas.....	25
2.3.2. Salidas	25
2.4. PROCESOS TÉCNICOS Y TECNOLÓGICOS	25
2.4.1. Preparación	26
2.4.2. Ejecución.....	26
2.4.3. Control	26
2.4.4. Fase final.....	26
2.5. APLICACIÓN DE LOS SISTEMAS TÉCNICOS Y SUS LIMITACIONES	27
2.5.1. Procesos manuales	27
2.5.2. Procesos mecánicos	27
2.5.3. Procesos automáticos	27
2.6. DETERMINACIÓN DE FUNCIONES.....	27
2.7. AGRUPACIÓN DE FUNCIONES	28
2.7.1. Opción 1:.....	28
2.7.2. Opción 2:.....	28
2.7.3. Opción 3:.....	28
2.8. ESTRUCTURA DE FUNCIONES	28
2.8.1. Opción 1	29
2.8.2. Opción 2.....	29
2.8.3. Opción 3.....	29
2.8.4. Elección de estructura de funciones.....	29
2.9. MATRIZ MORFOLÓGICA	33
2.10. SOLUCIÓN ÓPTIMA.....	35
2.10.1. Solución 1.....	35
2.10.2. Solución 2.....	36
2.10.3. Solución 3.....	37
2.10.4. Solución 4.....	38
2.10.5. Elección de solución óptima	39
CAPÍTULO 3.....	41

INGENIERÍA DE DETALLE	41
3.1. ESQUEMA GENERAL DE FUNCIONAMIENTO	41
3.2. DENSIDADES Y MASAS	43
3.2.1. Método manual	43
3.2.2. Nuevo método planteado	43
3.3. ENSAYO DE COMPACTACIÓN	44
3.3.1. Elementos usados	44
3.3.2. Ensayo	44
3.3.3. Resultados	46
3.3.4. Conclusiones	48
3.4. ESTUDIO DE TIEMPOS	49
3.4.1. Diagrama de análisis de procesos (DAP):	49
3.4.2. Diagrama de análisis del paso de compactado (DAPC)	52
3.4.3. Tiempo de operación	53
3.5. DISEÑO DE LA CREMALLERA	54
3.5.1. Fuerza de compresión en la cremallera	54
3.5.2. Material y pre-dimensionamiento	55
3.5.3. Verificación por pandeo	55
3.5.4. Módulo de la cremallera	56
3.5.5. Relación entre ancho y módulo	56
3.6. DISEÑO DEL PIÑÓN	57
3.6.1. Estática del piñón	57
3.6.2. Material del piñón	58
3.6.3. Geometría del piñón	58
3.6.4. Coeficiente de engrane e inclinación	59
3.6.5. Resistencia a la fatiga por flexión en la raíz del diente	59
3.6.6. Resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente	60
3.7. RODAMIENTOS	61
3.7.1. Estática del eje	62
3.7.2. Datos generales de funcionamiento	63
3.7.3. Geometría del rodamiento	64
3.8. DISEÑO DE EJE TRANSVERSAL	66
3.8.1. Material del eje	67
3.8.2. Geometría del eje	67
3.8.3. Verificación por fluencia y fatiga	68

3.8.4.	Selección del limitador de torque	70
3.9.	PASADOR ELÁSTICO RANUDARADO	72
3.9.1.	Material del pasador elástico ranurado	72
3.9.2.	Geometría del pasador y del cubo.....	72
3.9.3.	Verificación de esfuerzos.....	73
3.10.	PALANCA DE APLICACIÓN.....	74
3.10.1.	Material de la palanca	76
3.11.	DISEÑO DE LA HERRAMIENTA DE COMPACTACIÓN:	76
3.11.1.	Materiales unión brazo-soporte con pin.....	77
3.11.2.	Estática del brazo y la herramienta	77
3.11.3.	Diseño del resorte de torsión.....	79
3.11.4.	Resistencia de la unión con pin.....	81
3.11.5.	Modelado a través de impresión 3D.....	83
3.12.	DISEÑO DEL BASTIDOR.....	85
3.12.1.	Materiales del bastidor	86
3.12.2.	Simulación de esfuerzos.....	86
3.12.3.	Soldaduras y doblado	87
3.12.4.	Selección de pasadores de alineación.....	88
3.13.	LISTA DE PLANOS	89
CAPÍTULO 4.....		91
COSTOS ESTIMADOS DE FABRICACIÓN.....		91
4.1.	Costos de diseño.....	91
4.2.	Costos de elementos	92
4.2.1.	Elementos normalizados	92
4.2.2.	Elementos manufacturados según requerimiento	93
4.3.	Costos de transporte y ensamble	95
4.4.	Costo Total	95
CONCLUSIONES		96
BIBLIOGRAFÍA		98
ANEXOS		100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Proceso de compactación del ecoladrillo	8
Figura 2. Valores promedio de $\Delta\epsilon_r/C^\circ$	10
Figura 3. Valores promedio máximos y mínimos para el módulo elástico de los ecoladrillos	11
Figura 4. Valores de capacidad de recuperación (Recovery Ratio) para ecoladrillos analizados baja cargas de indentación	12
Figura 5. Gráfico de masa vs resistencia a la compresión	13
Figura 6. Esquema de prensa hidráulica	15
Figura 7. Esquema de prensa neumática	15
Figura 8. Esquema de prensa por transmisión articulada	16
Figura 9. Esquema de taladro con avance de piñón y cremallera	17
Figura 10 Esquema de proceso de sinterizado	17
Figura 11. Molino de cuchillas	18
Figura 12. Molino de 2 ejes	19
Figura 13. Molino mono-eje	20
Figura 14. Sensor de galgas extensiométricas de puente completo	20
Figura 15. Balanza mecánica de resorte	21
Figura 16. Caja negra del sistema a diseñar	25
Figura 17. Opción 1 de agrupación de funciones	28
Figura 18. Opción 2 de agrupación de funciones	28
Figura 19. Opción 3 de estructura de funciones	28
Figura 20. Estructura de funciones – Opción 1	30
Figura 21. Estructura de funciones – Opción 2	31
Figura 22. Estructura de funciones – Opción 3	32
Figura 23. Solución 1	35
Figura 24. Solución 2	36
Figura 25. Solución 3	37
Figura 26. Solución 4	38
Figura 27. Diagrama de evaluación técnico- económica de los conceptos de solución	40
Figura 28. Vista general de la compactadora	42
Figura 29. Posiciones de la compactadora	42
Figura 30. Simulación de herramienta	45
Figura 31. Extensión de herramienta	45
Figura 32. Configuración ensayo de compactación	46
Figura 33. Gráfico de Masa de relleno vs Altura de relleno	47
Figura 34. Gráfico Hrec vs Fc	48
Figura 35. Vista general de la cremallera	54
Figura 36. DCL de cremallera	55
Figura 37. Vista general del piñón	57
Figura 38. DCL del piñón	58
Figura 39. Vista 3/4 de rodamiento SKF 61901-2Z	62
Figura 40. DCL del eje rotatorio	62
Figura 41. Simulación de eje en Inventor	63
Figura 42. Disposición general del rodamiento 61901-2Z	65
Figura 43. Vista general del eje	66

Figura 44. Esquema de los diferentes diámetros del eje.....	67
Figura 45. Esquema de las secciones críticas en el eje.....	68
Figura 46. Limitador de torque EAS-Smartic.....	71
Figura 47 Nomenclatura técnica para .EAS-Smartic.....	71
Figura 48. Vista general del pasador ranurado.....	72
Figura 49. Esquema del cubo.....	73
Figura 50. Distribución de esfuerzos en el eje, cubo y pasador ranurado.....	74
Figura 51. Vista general de la palanca.....	75
Figura 52. DCL de la manivela.....	75
Figura 53. Vista general de la herramienta de compactación.....	76
Figura 54. DCL de herramienta de compactación.....	78
Figura 55. DCL de un brazo en posición normal abierta en reposo.....	78
Figura 56. DCL de un brazo de compactación en operación.....	79
Figura 57. Resorte de torsión.....	80
Figura 58. Esquema de la unión brazo-soporte con pin.....	82
Figura 59. DCL del pin.....	82
Figura 60. Impresora 3D Artillery - Sidewinder X1.....	84
<i>Figura 61. Entorno digital de UltiMaker Cura.....</i>	84
Figura 62. Diseño digital de las piezas a simular.....	85
Figura 63. Modelado físico al finalizar la impresión 3D.....	85
Figura 64. Soporte, brazos y pines ensamblados.....	85
Figura 65. Bastidor de la máquina compactadora.....	86
Figura 66. Simulación de esfuerzos en el bastidor.....	88

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos Técnicos del PET.....	5
Tabla 2. Datos técnicos del LDPE.....	5
Tabla 3. Datos técnicos del PS.....	6
Tabla 4. Peso medido y densidad estimada de los Ecoladrillos.....	9
Tabla 5. Densidad mínima de los ecoladrillos.....	9
Tabla 6. Resultados del ensayo de compresión a 10 ecoladrillos.....	13
Tabla 7. Lista de exigencias.....	23
Tabla 8. Leyenda de opciones de solución.....	34
Tabla 9. Evaluación técnica de los conceptos de solución.....	39
Tabla 10. Evaluación económica de los conceptos de solución.....	39
Tabla 11. Parámetros considerados para el primer ciclo de compactado.....	45
Tabla 12. Parámetros considerados para el segundo y tercer ciclo de compactado.....	46
Tabla 13. Ensayos de compactación.....	47
Tabla 14. DAP para método manual.....	50
Tabla 15. DAP para método propuesto.....	51
Tabla 16. Resumen comparativo de los DAP.....	52
Tabla 17. Resumen comparativo de los DAPC.....	52
Tabla 18. Lista de planos.....	90
Tabla 19. Costos detallados de diseño.....	92
Tabla 20. Costos de elementos normalizados.....	92

Tabla 21. Costos de materia prima	93
Tabla 22. Costos de fabricación.....	94
Tabla 23. Costos Otros.....	95
Tabla 24. Costos totales	95
Tabla 25. Costos totales de replicación.....	95



INTRODUCCIÓN

Los ecoladrillos considerados en este estudio están formados por botellas de plástico PET de 3 litros rellenas con residuos plásticos compactados difíciles de reciclar. Esta técnica representa una interesante alternativa de solución transitoria ante la problemática de la contaminación ambiental y la producción masiva de plásticos de un solo uso.

El proceso constructivo de un ecoladrillo consiste en introducir y compactar los residuos plásticos dentro de la botella hasta formar un bloque con la suficiente rigidez y densidad para su aplicación en diferentes proyectos como bancas, muros y pequeñas estructuras civiles. Sin embargo, la experiencia de diferentes organizaciones ambientales como “Ecoladrillos Perú” y “Ecoladridos”, evidencia que, en la práctica, el proceso de compactado se realiza a través de herramientas improvisadas que presentan la suficiente esbeltez para aplastar los residuos. Además, estas herramientas deben presentar una geometría favorable para lograr ingresar a través del pico de las botellas y una longitud que le permita llegar hasta la base de las. Por ejemplo, se usan varillas de metal, baquetas, cucharas de madera, etc. Si bien estas herramientas permiten cierta compactación, presentan grandes limitaciones ya que no alcanzan uniformemente todo el volumen de la botella ni permiten comprimir eficientemente todos los tipos de plástico. Esto conlleva a que, al final del proceso constructivo, se obtienen ecoladrillos fácilmente deformables y de baja densidad debido a altos volúmenes de aire entre componentes. Este error en el proceso de elaboración es considerado muy grave ya que imposibilita la opción de construir cualquier proyecto a base de ecoladrillos.

Frente a esta problemática, esta tesis propone una investigación profunda sobre las propiedades mecánicas de los residuos plásticos a compactar, el análisis detallado del proceso constructivo de los ecoladrillos, y el estudio de tecnologías actuales relacionadas al proceso de compactado. Esto con la finalidad de identificar herramientas y procesos adecuados para el posterior diseño conceptual de un equipo compactador especializado. Este enfoque no solo permite comprender mejor los materiales y su comportamiento durante el compactado, sino también dimensionar el impacto positivo ambiental que tendría la implementación de una solución técnica adecuada. Una correcta investigación garantizará una selección óptima de herramientas, mecanismos y procesos constructivos, lo que se traduce en un equipo más eficiente.

La puesta en funcionamiento de este equipo busca mejorar la calidad final del ecoladrillo al asegurar una compactación más uniforme y eficiente. Además, permite optimizar los tiempos de producción y contribuir a la masificación de su uso en proyectos ecológicos. A largo plazo,

se espera que la implementación de una solución técnica adecuada fortalezca una cultura de sostenibilidad ambiental desde una perspectiva práctica, replicable y de bajo costo





CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo principal

Diseñar un equipo compactador de residuos plásticos que incorpore una herramienta especializada, capaz de ingresar por el pico de botellas PET de 3 litros y realizar un compactado eficiente, con el fin de mejorar la calidad final de los ecoladrillos, uniformizar el proceso constructivo, reducir los tiempos de producción y optimizar la ergonomía para los operarios.

1.1.2. Objetivos específicos

- Definir las propiedades mecánicas y características de los ecoladrillos a producir, así como recopilar información relevante requerida para el diseño y construcción de un equipo compactador.
- Determinar los procesos involucrados en la elaboración de un ecoladrillo y proponer una solución conceptual que integre un mecanismo capaz de ingresar por el pico de

una botella PET de 3 litros y compactar eficientemente el relleno de residuos plásticos para alcanzar las características mecánicas establecidas.

- Realizar el diseño técnico detallado del equipo compactador de plástico, seleccionando y dimensionando todos los mecanismos y componentes necesarios para cumplir con los requerimientos funcionales.
- Estimar los costos de fabricación del equipo compactador de plástico de acuerdo con el diseño propuesto y los precios vigentes del mercado.

1.2. METODOLOGÍA

En primer lugar, se plantea investigar las características mecánicas de los diferentes plásticos que componen un ecoladrillo tales como su densidad, dureza, resistencia a la tracción, compresión e impacto; así como también el comportamiento mecánico de un ecoladrillo como conjunto. A partir de esto, se determinan las características que se desea obtener en los ecoladrillos. Luego, se plantea describir a detalle el proceso constructivo de los ecoladrillos para entender mejor el cuello de botella en los procesos de corte y compactado. Después, se procede a investigar acerca de las teorías y tecnologías para la mejor selección de los procesos y herramientas.

En segundo lugar, se procede a iniciar el diseño conceptual de la estación cortadora-compactadora. Este diseño contempla la lista de exigencia, estructura de funciones, matriz morfológica y conceptos de solución. El diseño conceptual se basa en las investigaciones descritas en el párrafo anterior y tiene como objetivo la mejora continua del proceso constructivo de los ecoladrillos y la mejora de la calidad final de estos mismos. Además, la selección del diseño conceptual se basa principalmente en una evaluación técnico-económica. En tercer lugar, se diseña a detalle (planos y cálculos) todos los mecanismos y herramientas del diseño conceptual considerando parámetros geométricos, dimensionales y materiales. Todos los cálculos de diseño toman como punto de partida a la fuerza de compactación que el equipo debe ejercer sobre los residuos plásticos y dentro de la botella PET de 3 litros. La fuerza de compactación, la cantidad de veces que es aplicada sobre el relleno y la cantidad de relleno que se admite por ciclo se determinan experimentalmente a partir de un ensayo de compresión realizado en el Laboratorio de Materiales de la PUCP.

Finalmente, se realiza una estimación de los costos de fabricación y ensamble del equipo diseñado. Esta estimación de costo se divide en costos de diseño, logística, compra de elementos estándar y manufactura de elementos a medida. Todos estos costos toman como referencia el mercado actual al 2025.

1.3. MATERIALES DE ESTRUCTURA Y RELLENO DE UN ECOLADRILLO

1.3.1. Tetrafato de Polietileno (PET)

Este tipo de plástico es uno de los más comunes ya que compone a las botellas de agua, gaseosa, etc. Un kilo de PET se compone por 64% de petróleo, 23% de derivados líquidos del gas natural y 13% de aire (Garay, 2019, p. 24). Además, es un material reciclable; sin embargo, su calidad disminuye en cada ciclo de reciclaje.

Tabla 1. Datos Técnicos del PET

Propiedades	Unidad	Valor
Densidad	g/cm ³	1.34 - 1.39
Resistencia a la tensión	MPa	59 - 72
Resistencia a la compresión	MPa	76 - 128
Resistencia al impacto Izod	J/mm	0.01-0.04
Dureza	HRM	94-101

Nota: Extraída de “Tecnología de los Plásticos - PET”,
[<https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/05/pet.html>]

1.3.2. Polietileno de baja densidad (LDPE)

Este plástico se usa generalmente en los envoltorios de los alimentos como fideos y galletas, film y bolsas en general. Se encuentra compuesto principalmente por 16.2% de metano, 25% de etileno, 7% de ceras polietílicas y 29% de benceno, tolueno y xilenos (Chow, s/f). El reciclaje del LDPE se limita solo a ámbitos industriales. En condiciones de oscuridad no emite metano, pero bajo la luz del sol o rayos UV puede emitir hasta 4100 μ mol de metano (CH₄) por gramo al día (Zabala, 2019, p. 21).

Tabla 2. Datos técnicos del LDPE

Propiedades	Unidad	Valor
Densidad	g/cm ³	0.92
Índice de refracción	%	1.51
Alargamiento de rotura	%	400
Dureza	Sh D	41 - 46
Módulo elástico en tracción	GPa	0.1 - 0.3
Resistencia a la tracción	MPa	5 - 25
Resistencia al impacto Izod	J/m	>1000
Calor específico	J/K.kg	1900

Nota: Extraída de “Tecnología de los Plásticos - LDPE”,
[<https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/06/polietileno-de-baja-densidad.html>]

1.3.3. Poliestireno (PS)

La principal aplicación de este plástico son los recipientes de Tecnopor. El PS es muy liviano y resiste altos impactos. Lamentablemente, no es reciclable y es altamente contaminante. Emite desde 120 hasta 730 μmol de metano (CH_4) por gramo al día (Zabala, 2019, p. 21).

Tabla 3. Datos técnicos del PS

Propiedades	Unidad	Valor
Densidad	g/cm^3	1.04
Alargamiento de rotura	%	20 a 65
Dureza	Sh D	60 a 75
Módulo elástico en flexión	GPa	1.6 a 2.9
Módulo elástico en tracción	GPa	2 a 2.5
Resistencia a la tracción	MPa	20 a 35
Resistencia a la compresión	kPa	700
Resistencia al impacto Charpy	kJ/m^2	3 a 12

Nota: Extraída de “Tecnología de los Plásticos - PS”
[<https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/06/poliestireno.html>]

1.4. PROCESO CONSTRUCTIVO DE UN ECOLADRILLO

1.4.1. Recolección y segregación de residuos

Los ecoladrillos están compuestos principalmente por plásticos no reciclables o de difícil reciclado como los expuestos en la sección 1.3. Estos plásticos se usan cotidianamente en el hogar, trabajo, escuela, etc. Por ello, es importante realizar una correcta segregación de los residuos previo y durante el proceso constructivo de los ecoladrillos. Las botellas PET servirán como recipiente del ecoladrillo y los residuos de LDPE y PS servirán como relleno para el mismo.

1.4.2. Limpieza de residuos plásticos

En la mayoría de los casos, los plásticos recolectados han sido usados como recipientes o envoltorios de alimentos y bebidas; como, por ejemplo, botellas de gaseosa y envoltorios de mermelada. En estos casos, a pesar de que se ha consumido el contenido previo en su totalidad, los recipientes y envoltorios presentan residuos orgánicos de estos alimentos y bebidas. Por ello, se procede a lavar los plásticos que servirán de relleno para el ecoladrillo. Este lavado consiste en el enjuague de los plásticos con agua y detergente, y, con la ayuda de una esponja o con la presión misma del agua, se ejerce una leve fricción para eliminar completamente los residuos mencionados. La finalidad de esta limpieza es eliminar cualquier residuo orgánico adherido a los plásticos de relleno para evitar malos olores y la

posterior propagación de larvas y microorganismos por la descomposición de los mismos. Este paso asegura la salubridad y durabilidad de los ecoladrillos.

1.4.3. Secado de residuos plásticos

Luego de limpiar los plásticos, se procede al secado de los mismos. Este paso puede realizarse de manera natural a la intemperie. Sin embargo, también, puede realizarse con la ayuda de paños absorbentes o secadoras para acelerar el proceso. La finalidad de este paso es reducir al máximo la humedad de los plásticos, con la finalidad de evitar la propagación de mohos y hongos. El secado asegura, también, la salubridad y durabilidad de los ecoladrillos.

1.4.4. Triturado de plásticos relleno

Los plásticos de relleno deben asegurar un correcto compactado, por lo que se recomienda dividirlos. De acuerdo con la experiencia previa del voluntariado “Ecoladridos” y a las características mecánicas mostradas de los plásticos, se recomiendan diferentes tamaños de división. Para los LDPE se recomienda dividir hasta obtener un ancho de aproximadamente el doble del diámetro del pico de la botella usada como recipiente y una longitud máxima a la mitad de la misma botella. Para el PS, se recomienda un ancho igual al diámetro del pico de la botella y una longitud de, aproximadamente $\frac{1}{4}$ de la botella utilizada por ser un material más complicado de compactar. Esta división es iterativa para todo el relleno que se desee introducir y puede realizarse con la ayuda de cualquier herramienta que sea capaz de cortar a los plásticos relleno. En base a la experiencia de las organizaciones mencionadas, se conoce que este proceso es el que provoca mayor fatiga en los constructores de ecoladrillos.

1.4.5. Compactado de plásticos relleno

Los plásticos de relleno, previamente lavados, secados y cortados, se introducen a la botella PET, también lavada y secada, para ser compactados y empezar a formar el ecoladrillo. Es recomendable introducir y compactar estos residuos en varias etapas; es decir, no esperar a que se llene la botella para empezar a compactar. Por ejemplo, se recomienda llenar las botellas hasta aproximadamente los $\frac{3}{4}$ del volumen de la misma con residuos plásticos para realizar el primer compactado. Esta cantidad de plástico es empírica y se determinará más adelante en base a la experiencia. En base a la experiencia de las organizaciones mencionadas, se conoce que este proceso también provoca fatiga en los

constructores y afecta en mayor medida la calidad final de estos debido a que no existe una herramienta que se adecúe específicamente a este paso.

La finalidad del procedimiento de compactado por etapas del relleno, como se observa en la Figura 1, es asegurar las adecuadas características mecánicas en el ecoladrillo como densidad y rigidez. Estas son características indispensables cuando se requiere usar los ecoladrillos en diferentes procesos constructivos como muros, bancas y diferentes estructuras. Además, cabe resaltar que este proceso se encuentra fuertemente vinculado con el proceso de triturado, ya que una correcta división previa de los residuos facilita el compactado y disminuye la fatiga en los constructores.

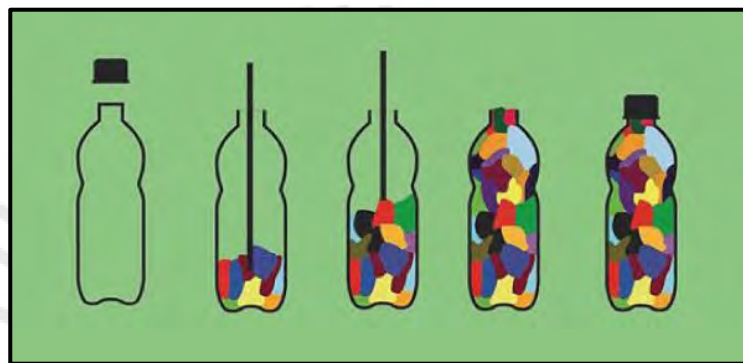


Figura 1. Proceso de compactación del ecoladrillo

Nota: Extraído de “Mi huella de CO₂ – Ecoladrillos, una solución para tu basura”, [https://www.mihuella.cl/2020/08/19/hecho-en-chile-eco-ladrillos-una-solucion-para-tu-basura/]

1.4.6. Sellado de ecoladrillo

Finalmente, después de todos los procesos de llenado y compactado necesarios para llenar la botella usada, es necesario sellar esta para evitar el ingreso de materia orgánica y humedad. El sellado se realiza normalmente con la tapa correspondiente a la botella usada. Este proceso también asegura la salubridad y durabilidad de los ecoladrillos, además de aumentar la rigidez y esbeltez del mismo.

1.5. ESTUDIOS PREVIOS DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DE LOS ECOLADRILLOS

La Facultad de la Ingeniería y Ciencias de la Universidad Adolfo Ibañez (Chile) junto a la Escuela de Ingeniería Civil de Lyles, División de Ingeniería Ambiental y Ecología de la Universidad de Purdue (E.E.U.U) realizaron un estudio para determinar las propiedades mecánicas de los ecoladrillos llamado “Ladrillos ecológicos: un sustituto sostenible de los materiales de construcción”. Para estos ensayos, se construyeron cuatro ecoladrillos, los

cuales fueron elaborados a base de plástico PET dentro de botellas de 500 mL. y mediante un método manual. Cabe resaltar que este método funciona mucho mejor en botellas de baja capacidad ya que permite un correcto compactado de los residuos dentro de las botellas.

1.5.1. Densidad

El volumen de las botellas se estimó a partir del principio de Arquímedes con el volumen de agua desplazada. Luego, se pesó la masa de la botella y del relleno, y se calcularon las densidades (Antico & Weiner, 2017, p. 3), las cuales se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4. Peso medido y densidad estimada de los Ecoladrillos

Muestra	Densidad del ecoladrillo (kg/m ³)	Densidad promedio del relleno (kg/m ³)	Volumen promedio del relleno (cm ³)
1	338.7	1.380	238
2	450.9	1.380	238
3	398.1	1.380	238
4	399.1	1.380	238

Nota: Extraído de “Ladrillos ecológicos: un sustituto sostenible de los materiales de construcción”

El valor promedio de la densidad de los ecoladrillos fue de **396.7 kg/m³** y alcanzaron el 29.2% de volumen del envase (Antico & Weiner, 2017, p. 5).

Además, la facultad de Ingeniería Civil y Ambiental de la University College Cork, Irlanda realizó otro estudio en su Laboratorio de Riesgos y Sistemas Dinámicos llamado “Caracterización experimental de los ecoladrillos de botellas PET”. Este ensayo se centra en la determinación de la densidad mínima para que un ecoladrillo pueda ser usado con fines “estructurales”. Este estudio realiza ensayos de resistencia a la compresión, aislamiento acústico y transmisión de luz a 10 ecoladrillos hechos con una botella de 500 mL. como recipiente y plástico PET como relleno (Taaffe et al., 2014). A partir de esto se obtiene el resultado expuesto en la Tabla 5.

Tabla 5. Densidad mínima de los ecoladrillos

Peso total mínimo (g)	Peso de la botella (g)	Peso del ecoladrillo (g)	Volumen del recipiente (mL)	Densidad del ecoladrillo (kg/m ³)
220	25	195	500	390

Nota: Extraído de “Caracterización experimental de los ecoladrillos de botellas PET”

1.5.2. Contracción térmica

El procedimiento del ensayo de contracción térmica y la estimación de la contracción de los ecoladrillos se adaptaron de un ensayo estandarizado para medir la contracción de las botellas plásticas (Antico & Weiner, 2017, p. 4). Para abordar estos cambios, se estima la contracción térmica radial ($\Delta\varepsilon_r$) a partir de la ecuación (1).

$$\Delta\varepsilon_r = \frac{r_{final} - r_{inicial}}{r_{inicial}} \quad (1)$$

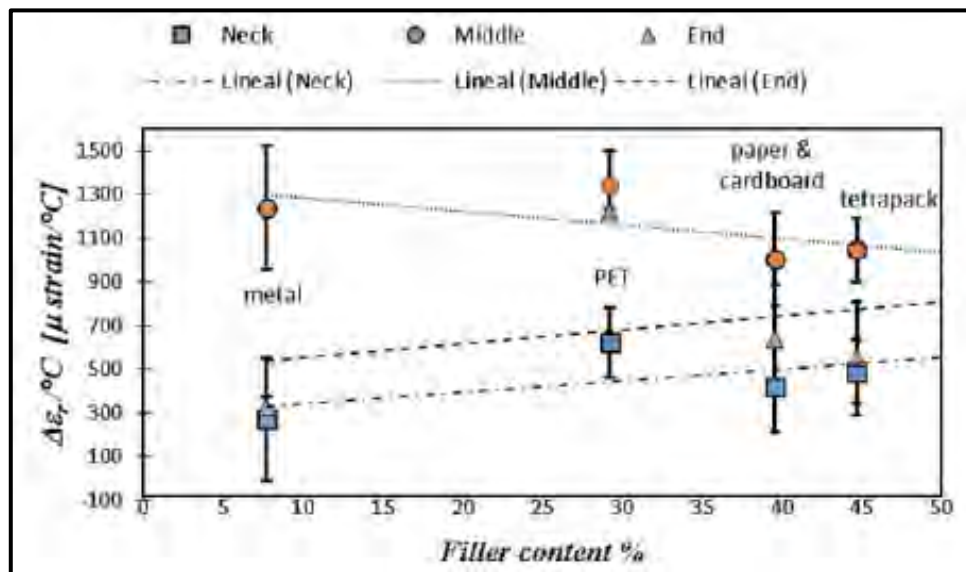


Figura 2. Valores promedio de $\Delta\varepsilon_r/C$

Nota: Medidas tomadas en el cuello, al medio y al final de la botella. Las barras de error indican los valores máximos y mínimos de las diferentes posiciones en los ecoladrillos. Extraído de “Ladrillos ecológicos: un sustituto sostenible de los materiales de construcción”.

En la Figura 2, para todos los casos, los símbolos cuadrados, redondos y triangulares representan las estimaciones de $\Delta\varepsilon_r/C$ cerca de las secciones del cuello, media y final de los ecoladrillos, respectivamente. En general, los valores medios de $\Delta\varepsilon_r/C$ en diferentes secciones del ecoladrillo convergen en un valor de aproximadamente $900 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$ a medida que el contenido del relleno se acerca al volumen del recipiente (Antico & Weiner, 2017, p. 6).

Se considera como muestras mejor representativas a las medidas que se toman en el medio y el final de la botella. A partir de esto, se observa que el valor promedio de contracción térmica para los ecoladrillo de relleno PET, con aproximadamente 30% de relleno, es de aproximadamente $1250 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$.

1.5.3. Módulo elástico

El módulo elástico presenta una importante relevancia en la ingeniería de diseño. Por ello, se calcula este parámetro a partir de un ensayo de indentación, en el cual se registra la profundidad de descarga (h_p) y la máxima profundidad de indentación (h_{max}), en la que se produce la carga máxima (F_{max}) y la pendiente en el estado inicial de la descarga (S) (Antico & Weiner, 2017, p. 4). La pendiente “ S ” es una medida de cuanta fuerza cambia por unidad de desplazamiento y representa la rigidez de contacto del sistema al iniciar la recuperación elástica. Luego se obtiene el gráfico de la Figura 3 a partir de calcular el módulo de elasticidad (E) con la ecuación (2).

$$E = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\pi}{A_c}} S \quad (2)$$

Donde:

A_c : Área de contacto entre el indentador y el material a F_{max}

S : Estado inicial de la descarga

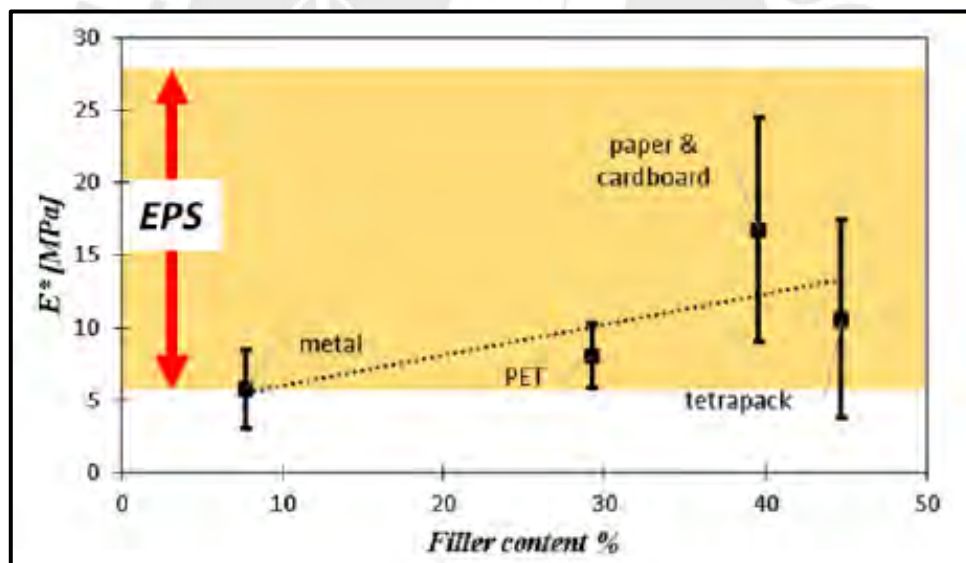


Figura 3. Valores promedio máximos y mínimos para el módulo elástico de los ecoladrillos

Nota: Medidas tomadas en el cuello, al medio y al final de la botella. El área sombreada representa el rango típico del módulo elástico del poliestireno expandido (EPS). Extraído de “Ladrillos ecológicos: un sustituto sostenible de los materiales de construcción”.

Los ecoladrillos muestran un incremento del módulo elástico (E) a medida que aumenta el contenido de relleno. Esto indica que, al igual que la contracción de los Eco-ladrillos, el módulo elástico es sensible al contenido de huecos de los Eco-ladrillos más que a la densidad del propio relleno (Tabla 4) (Antico & Weiner, 2017, p. 6). Por otro lado,

específicamente para los ecoladrillos con relleno PET y cuyo relleno ocupa 30% del volumen total de la botella, se observa un módulo elástico entre **6 y 9 MPa**.

1.5.4. Capacidad de recuperación

La deformación plástica de los polímeros puede estudiarse a través de ensayos de indentación descritos previamente (Antico & Weiner, 2017, p. 5). Además, se puede estimar la capacidad de recuperación o RR (*recover ratio*) siguiendo la ecuación (3).

$$RR = 1 - \frac{h_p}{h_{max}} \quad (3)$$

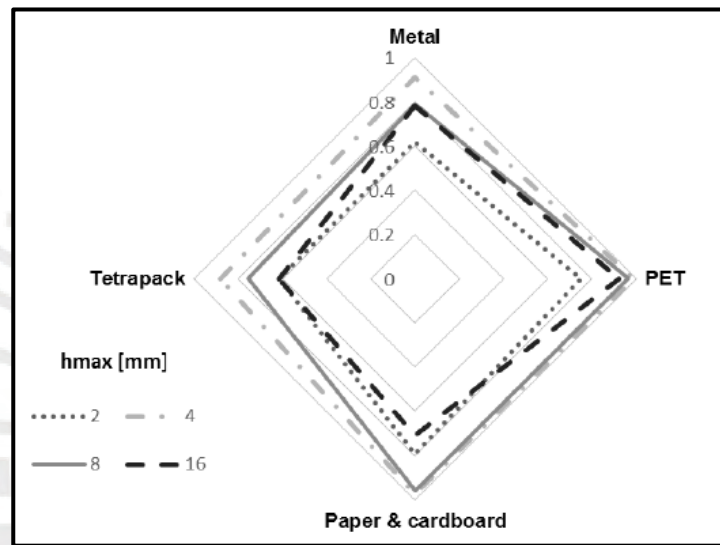


Figura 4. Valores de capacidad de recuperación (*Recovery Ratio*) para ecoladrillos analizados bajo cargas de indentación

Nota: Los niveles de carga de indentación aplicada son $h_{max} = 2, 4, 8, 16$ mm. para los diferentes ecoladrillos. Extraído de “Ladrillos ecológicos: un sustituto sostenible de los materiales de construcción”.

A partir de la Figura 4, se observa que la capacidad de recuperación de los ecoladrillos PET oscila alrededor de 0.92. Para valores bajos de h_{max} (2 mm) se observó durante el ensayo que el relleno se reordena dentro del contenedor del ecoladrillo provocando cambios en la estructura de vacíos bajo el indentador. Por el contrario, valores mayores de h_{max} (16 mm) provocaron el aplastamiento del Eco-ladrillo. Por estas razones se espera un comportamiento más plástico de la deformación de recuperación para los valores extremos de h_{max} en este trabajo. Específicamente para los ecoladrillos de este estudio, se espera un comportamiento elástico para cargas que oscilen entre $4 < h_{max} < 8$ mm (Antico & Weiner, 2017, p. 7).

1.5.5. Resistencia a la compresión

El ensayo para determinar la resistencia de un material se realiza a través de una máquina de compresión “Denison” a diez ecoladrillos de 500 ml con un área transversal de 0.0136 m² y rellenas de plástico PET. Se ubican las botellas en el centro de la máquina y se le aplica una precarga de 5 kN. Luego, se aplica la carga completa hasta que se detecta una caída repentina de la fuerza. La falla no es completa ya que la probeta se deforma progresivamente pero no se fractura (Taaffe et al., 2014). Los resultados de estos ensayos descritos se detallan en la Tabla 6.

Tabla 6. Resultados del ensayo de compresión a 10 ecoladrillos

Nº	Peso del ecoladrillos (g)	Fuerza de compresión (kN)	Esfuerzo (Mpa)	Densidad (kg/m ³)	Resistencia específica (kN.m/kg)
1	250	35.1	2.58	500	5.16
2	247	34.6	2.54	494	5.15
3	258	39.3	2.89	516	5.60
4	260	40.1	2.95	520	5.67
5	251	35.3	2.60	502	5.17
6	254	38.9	2.86	508	5.63
7	245	34.5	2.54	490	5.18
8	249	36.1	2.65	498	5.33
9	252	36.3	2.67	504	5.30
10	257	38.0	2.79	514	5.44

Nota: Tomado de “Experimental characterization of Polyethylene Terephthalate (PET) bottle Eco-bricks”

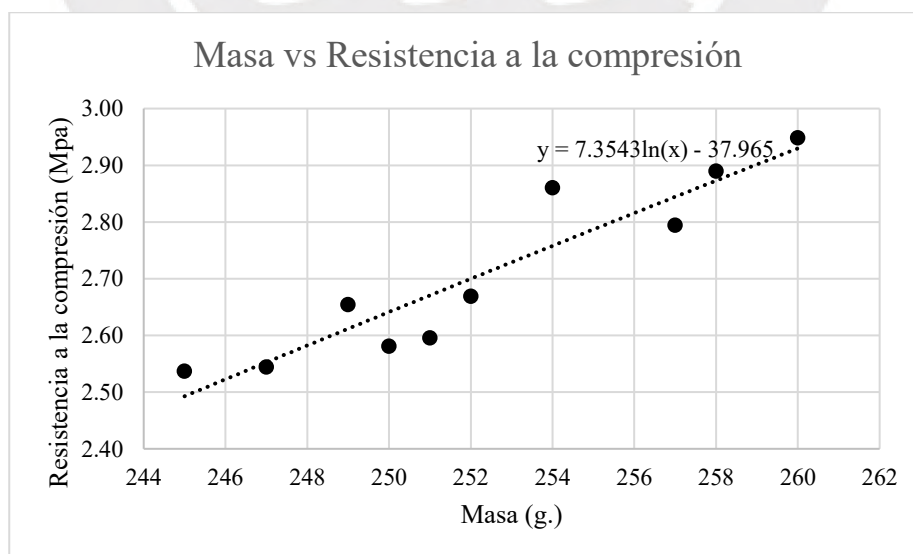


Figura 5. Gráfico de masa vs resistencia a la compresión

Para los 10 ensayos realizados, se observa que, en la Tabla 6, el promedio de resistencia a la compresión es de alrededor de **2.71 MPa para ecoladrillos de 500 mL**. Además, en la Figura 5 se observa que la masa y la resistencia a la compresión presentan una relación directamente proporcional representada con la ecuación (4).

$$y = 7.35 \ln(x) - 38 \quad (4)$$

1.6. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

Es fundamental conocer las tecnologías disponibles en el mercado actual nacional e internacional que faciliten el proceso constructivo de los ecoladrillos. Este análisis permitirá determinar el diseño óptimo del equipo propuesto. El presente estado de la tecnología se enfoca en aquellas tecnologías orientadas a los procesos de triturado y compactado de residuos plásticos, ya que estos son los pasos más críticos del proceso constructivo de los ecoladrillos. Además, estas etapas del proceso inciden directamente en la calidad final del ecoladrillo e implican un alto nivel de esfuerzo físico para los operarios involucrados

1.6.1. Tecnologías de compactado y formado

La compactación de residuos es una forma sencilla y eficaz de tratar los materiales de desecho en una multitud de empresas e industrias (Receco, 2023). La compactación de residuos permite brindar determinadas formas a los residuos dependiendo del recipiente que los albergue y el tipo de compactado que se aplique. Algunos beneficios de la compactación y el formado de residuos son la mejora en la distribución de espacio, reducción del transporte de residuos y disminución de los costos de la gestión de residuos (Receco, 2023).

a) Compactado hidráulico

Una prensa hidráulica se compone de dos cilindros que se conectan uno con el otro como se observa en la Figura 6. Esta prensa funciona bajo la ley de Pascal, la cual menciona que se aplica la misma presión en todas las direcciones de un sistema cerrado (BARDHAL, 2020). La fuerza que se genera a partir de esta presión es la que se usa para el proceso de compactado. El cilindro más grande es el pistón y el más pequeño es el émbolo.

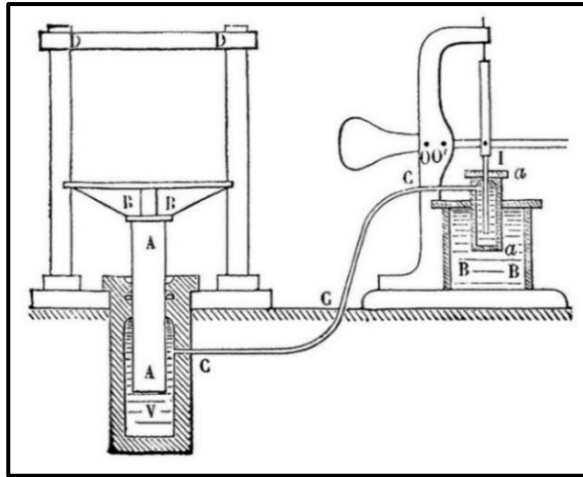


Figura 6. Esquema de prensa hidráulica

Nota: Figura tomada de "Continente Ferretero" [<https://continenteferretero.com/blog/post/prensas-hidraulicas.html>]

b) Compactado neumático

Las prensas neumáticas emplean un mecanismo similar al de las prensas hidráulicas; sin embargo, en lugar de comprimir un fluido hidráulico, funcionan mediante la compresión de aire para generar presión dentro del cilindro. Entre sus principales ventajas se encuentran la consistencia en la fuerza aplicada durante todo el recorrido del émbolo y velocidades de operación más altas, por lo cual son adecuadas para procesos repetitivos y de ciclo rápido. (SOLPRESS, 2021).

La Figura 7 muestra un esquema general del funcionamiento de una prensa neumática, donde el aire comprimido genera el desplazamiento del pistón.

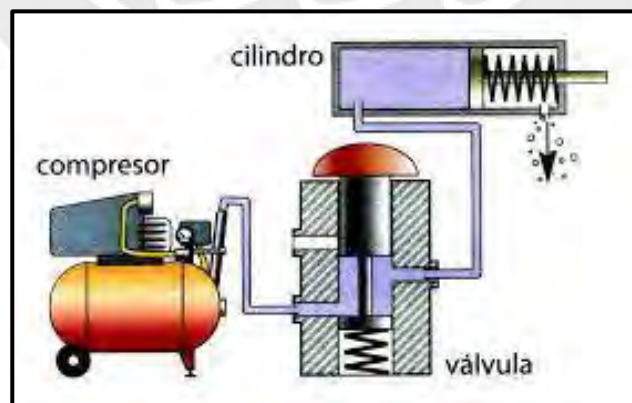


Figura 7. Esquema de prensa neumática

Nota: Figura tomada de "Neumática: El poder del aire" [<https://www3.gobiernodecanarias.org/medusa/ecoblog/mmormarf/files/2015/05/El-poder-del-aire.pdf>]

c) Compactado mecánico

Las prensas mecánicas emplean diferentes tipos de componentes mecánicos para ejercer fuerza, incluidas manivelas, mecanismos articulados, tornillos de bolas, tornillos de avance o de potencia, y accionamientos de piñón y cremallera. El movimiento radial de los componentes mecánicos se traduce en un movimiento lineal que, a su vez, se manifiesta como una fuerza de presión sobre la pieza de trabajo (SOLPRESS, 2021).

La Figura 8 muestra el esquema de una prensa mecánica, donde el accionar de la palanca produce el desplazamiento del émbolo. Además, la Figura 9 muestra el esquema de un taladro de banco, donde el desplazamiento del husillo es por transmisión de engranajes cuando se gira la manivela.

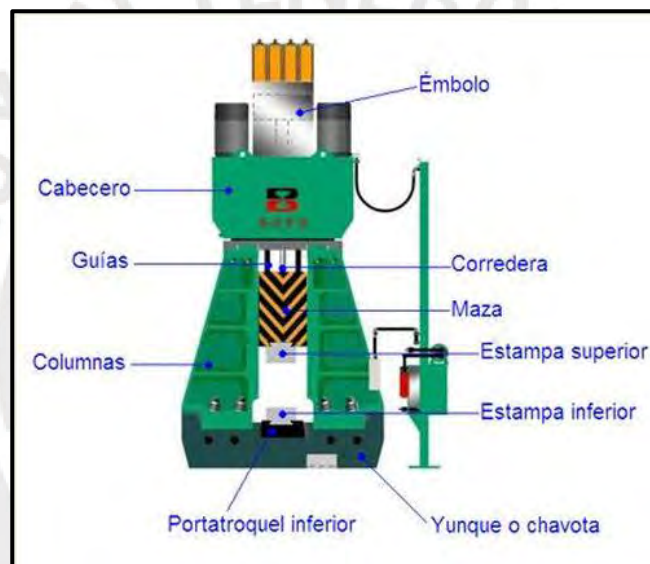


Figura 8. Esquema de prensa por transmisión articulada

Nota: Figura tomada de “BIRT- TFM08.- Procesos de fabricación por corte y conformado” [https://ikastaroak.ulhi.net/edu/es/DFM/TFM/TFM08/es_DFM_TFM08_Contenidos/website_124_mquinas_de_estampacin_martinetes_y_prensas.html]

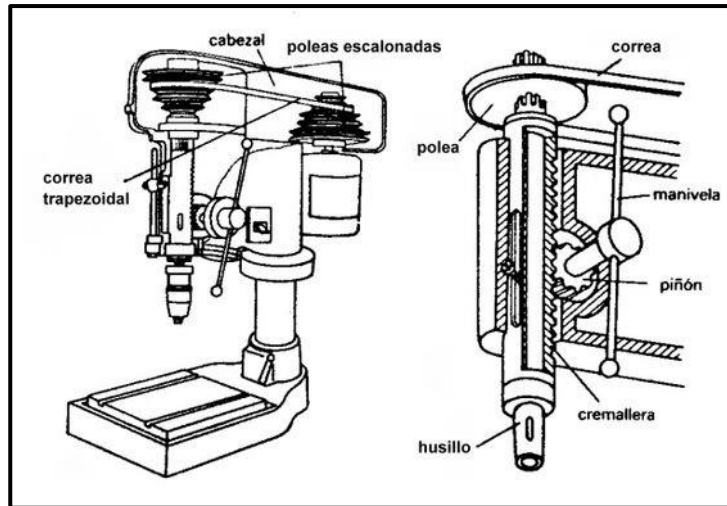


Figura 9. Esquema de taladro con avance de piñón y cremallera

Nota: Figura tomada de "De máquinas y herramientas"
 [https://www.demaquinasyherramientas.com/herramientas-electricas-y-accesorios/taladro-de-banco-introduccion]

d) Sinterizado de polímeros

El sinterizado es un proceso de conformado, el cual combina el proceso de compactado con calor añadido y un molde para obtener la geometría deseada como se observa en la Figura 10. Este proceso se usa generalmente en la pulvimetalurgia de metales. Sin embargo, se puede traducir este concepto a los ecoladrillos usando polímeros de reducido tamaño como material a compactar, la botella como molde y disminuyendo los niveles de calor añadido.

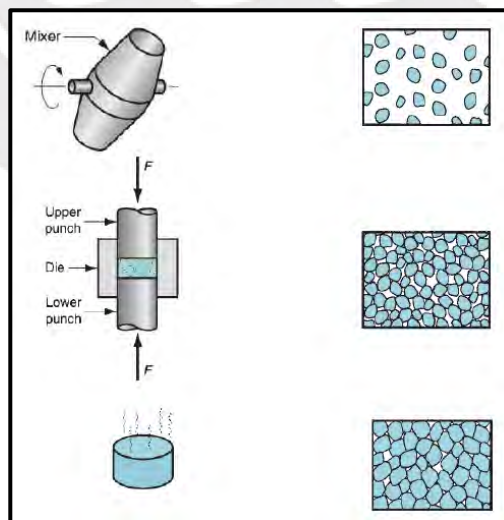


Figura 10 Esquema de proceso de sinterizado

Nota: Figura tomada de Clase 17 "Procesamiento de partículas" del curso de Procesos de manufactura 2

1.6.2. Tecnologías de corte y trituración de plástico

El plástico, en general, es un material de gran volumen y poca densidad; es decir, ocupa mucho espacio y pesa poco. El proceso de trituración nos proporciona un material homogéneo, independientemente de la forma y del tamaño que tengan originariamente (RECYTRANS, 2015). Por ello, es necesario dividir los residuos plásticos para facilitar su proceso de reciclaje. El proceso de corte y/o trituración del plástico consiste básicamente en ingresar los residuos por una tolva de alimentación para que sean divididos mediante un rotor de cuchillas, del cual varía su potencia y velocidad de giro según el modelo. Finalmente, el material dividido pasa por un tamiz o rejilla que únicamente permite el paso a los trozos de un tamaño deseado.

a) Molino de cuchillas

El molino de cuchillas (Figura 11) presenta un sistema de corte oblicuo a través de cuchillas que giran a velocidades entre 250 y 350 rpm, lo cual rige un principio de corte por rozamiento. Las cuchillas son, generalmente, de acero D-2 para garantizar alta resistencia al impacto y durabilidad de los filos de corte (Maquinova, 2022). Además, estas cuchillas reciben energía cinética de rotación a través de un sistema de poleas unido a un motor eléctrico (Hernández, 2023).

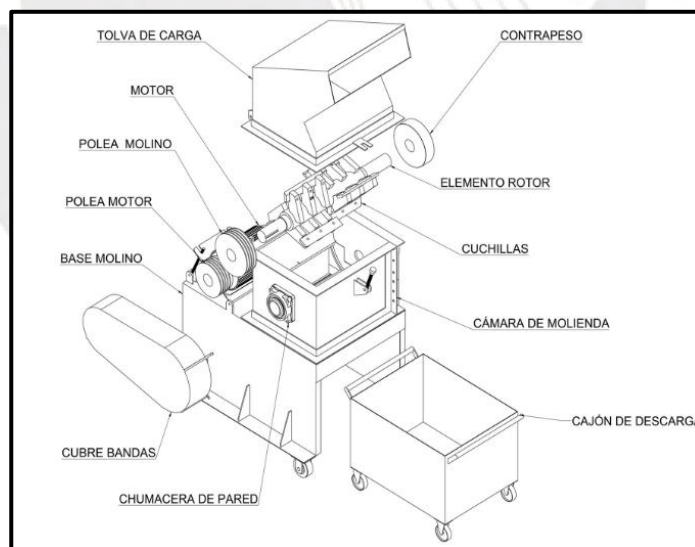


Figura 11. Molino de cuchillas

Nota: Figura tomada de “Maquinova” [<https://www.mezcladorasymolinos.com.mx/productos/molinos/de-cuchillas/>]

b) Molino de 2 ejes

El molino triturador de 2 ejes (Figura 12) está diseñado para una alta capacidad de corte con una baja velocidad (25 rpm) de sus herramientas de corte, las cuales están fabricadas en acero de alta aleación anti-desgaste (Hernández, 2023). Ambos ejes están compuestos por las cuchillas descritas y giran en sentidos opuestos, lo cual genera la trituración del plástico a través del principio de cizallamiento. Al igual que en el molino de cuchillas, la rotación se produce mediante un motor eléctrico.

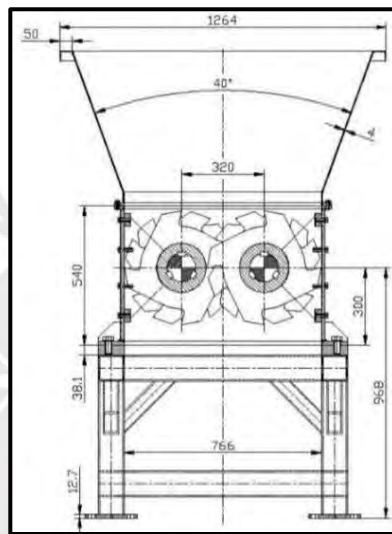


Figura 12. Molino de 2 ejes

Nota: Figura tomada de "Manahuia" [<https://reciclamanahuia.com/catalogo/molino-triturador-2-ejes>]

c) Molino mono-eje

El molino mono-eje (Figura 13) está diseñado para la trituración de polímeros de alto espesor y elevada resistencia al corte. Esta máquina trabaja mediante un cajón hidráulico que empuja el material contra el rodillo dentado que gracias a su rotación y a la acción de una contra cuchilla, efectúa la trituración del material. La salida del producto es cribada mediante una rejilla perforada que determina el tamaño final del triturado (Hernández, 2023). Este molino actúa mediante el principio de corte por fricción más compresión.

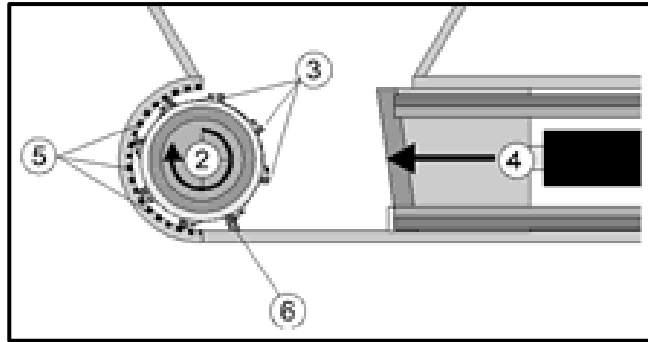


Figura 13. Molino mono-eje

Nota: Figura tomada de "ISVE RECYCLING" [<https://www.isverecycling.com/es/trituradoras-mono-arbol-molinos-serie-mr/>]

1.6.3. Tecnologías de pesaje

a) Celdas de carga

Las galgas extensiométricas (*strain gage*) miden deformaciones mediante cambios en la resistencia de una lámina de metal montada sobre un sustrato flexible. Al ejecutar corriente a través de la lámina, el cambio en resistencia, proporcional a tensiones o compresiones, se mide con un puente Wheatstone de cuatro sensores de galgas extensométricas, como se muestra en la Figura 14. Al montar la galga en una carcasa mecánica y aplicar fuerza, como el peso, se genera una celda de carga que mide la compresión o tensión relativa del objeto bajo prueba (Smith, 2020).

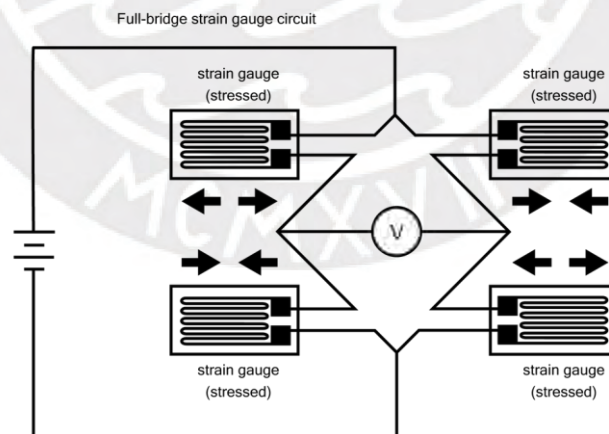


Figura 14. Sensor de galgas extensiométricas de puente completo

Nota: Figura tomada de "DEWESoft" [<https://dewesoft.com/es/blog/medicion-de-peso-con-celdas-de-carga>]

b) Dinamómetro

El dinamómetro consiste en un tubo cilíndrico con un resorte en el interior. El extremo superior generalmente se fija a un ajustador que se puede usar para calibrar el dispositivo. El otro extremo está conectado a un gancho en el que se pueden colgar objetos. A medida que se agregan los objetos, el resorte se estira y la fuerza resultante se puede leer desde la escala de fuerza o peso (RS Components, 2024).

La Figura 15 muestra el esquema de funcionamiento de un dinamómetro, donde se aprecia que la fuerza es proporcional al desplazamiento del resorte.

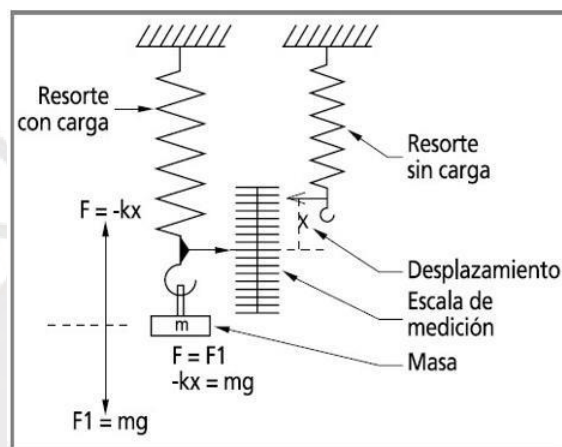


Figura 15. Balanza mecánica de resorte

Nota: Figura tomada de "Instrumentos de Laboratorio"
[<https://www.instrumentosdelaboratorio.net/2012/05/balanza-de-laboratorio.html>]



CAPÍTULO 2

DISEÑO CONCEPTUAL

Este capítulo tiene como objetivo determinar el concepto de solución óptimo para el equipo compactador de plástico para la construcción de ecoladrillos. Para determinar este concepto se plantea seguir la metodología del diseño propuesta por la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI 2221). Esta metodología inicia con la comprensión de la solicitud y el estado de la tecnología, los cuales fueron expuestas en el CAPÍTULO 1. El CAPÍTULO 2 presenta la continuación de la metodología mencionada y expone la lista de exigencias, abstracción, procesos técnicos y tecnológicos, estructura de funciones y matriz morfológica. A partir de esto, se delimitan los conceptos de solución preliminares y, finalmente, a través de un análisis técnico-económico, se determina el concepto de solución óptimo (Barriga, 2018).

2.1. SISTEMA PROPUESTO DE TRABAJO

De acuerdo con el proceso manual descrito acerca de la construcción de los ecoladrillos, en la sección 1.4, se observa que los pasos que requieren más tiempo y provocan mayor fatiga a los constructores son los pasos de triturado de residuos plásticos y compactado de este dentro de las botellas PET. El presente trabajo de investigación se enfoca específicamente en brindar

una mejora al proceso de compactado. Para esto, se busca diseñar un equipo con la herramienta adecuada capaz de ingresar por el pico de la botella y expandirse dentro de esta para lograr compactar los residuos a través de toda el área transversal de la botella a la altura que esta requiera. A partir de esta mejora se pretende mejorar la calidad final de los ecoladrillos, disminuir los tiempos de producción y facilitar la tarea a los operarios.

2.2. LISTA DE EXIGENCIAS

La presente sección muestra los principales requerimientos de diseño que debe cumplir el equipo compactador en los diferentes ámbitos establecidos (Tabla 7); como, por ejemplo, geometría, cinemática, fuerzas, energía, materia prima, señales, seguridad, mantenimiento, ergonomía, fabricación, transporte, mantenimiento, uso, plazos entre otros.

Tabla 7. Lista de exigencias

PROYECTO		Equipo compactador de residuos plásticos para la construcción de ecoladrillos	Fecha: 12/01/2025
CLIENTE:		Pontificia Universidad Católica del Perú Facultad de Ciencias e Ingeniería – Sección de Ingeniería Mecánica	Elaborado por: G.A.V
Fecha	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
12/01/25	E	FUNCIÓN PRINCIPAL: <ul style="list-style-type: none"> • Compactar residuos plásticos adecuadamente dentro de una botella plástica de 3 L. para formar ecoladrillos con densidad de 390 kg/ m³ • Compactar los residuos plásticos a través de toda el área transversal y largo de las botellas usadas como recipientes • Minimizar la capacidad de recuperación del relleno en cada ciclo de compactado • Mejorar la productividad, calidad y uniformidad del proceso de compactado en comparación a un proceso manual y altamente fatigante 	G.A.V
12/01/25	D	ENERGÍA <ul style="list-style-type: none"> • El equipo requiere una fuente de alimentación necesaria para activar todos sus mecanismos y realizar el compactado. Esta fuente puede ser manual o eléctrica monofásica 220 V y 60 Hz. 	G.A.V
12/01/25	E	MATERIA PRIMA <ul style="list-style-type: none"> • La materia prima de ingreso es residuos plásticos triturados con ancho del doble del diámetro del pico de la botella usada como recipiente y una longitud similar a la de la misma botella. Además, previamente lavados y secados. • Botella de plástico PET limpia y seca. 	G.A.V
12/01/25	D	SEÑALES <ul style="list-style-type: none"> • El equipo debe poseer señales de control para los diferentes procesos; como, por ejemplo, inicio, fin, parada de emergencia, reinicio y reposo. • El equipo debe poseer señales de alertas visuales y sonoras que adviertan cualquier anomalía en el proceso y eviten el daño de los mecanismos y herramientas. 	G.A.V

12/01/25	D	AUTOMATIZACIÓN <ul style="list-style-type: none"> El equipo debe poseer un mecanismo automático o semiautomático que permita la expansión de la herramienta dentro de la botella PET para realizar un correcto compactado. 	G.A.V
12/01/25	E	SEGURIDAD <ul style="list-style-type: none"> Los sistemas de seguridad del equipo deben asegurar las condiciones de acuerdo a la ley de salud y seguridad en el trabajo (Ley N°29783). 	G.A.V
12/01/25	E	ERGONOMÍA <ul style="list-style-type: none"> Los dispositivos de control del equipo deben ser de fácil accionamiento para el operario y deben encontrarse a su alcance. Lo posición de la botella PET debe encontrarse a una altura idónea para ser ubicada por el operario. Esta altura debe regirse a las recomendaciones brindadas en el manual del antropometrista del INEI. 	G.A.V
12/01/25	E	FABRICACIÓN <ul style="list-style-type: none"> La fabricación del equipo y sus sistemas debe ser factible en talleres locales y se utilizarán materiales de fácil adquisición. 	G.A.V
12/01/25	D	TRANSPORTE <ul style="list-style-type: none"> Será posible trasladar el equipo ensamblado en una camioneta de tolva abierta. 	G.A.V
12/01/25	D	MONTAJE <ul style="list-style-type: none"> El montaje e instalación del equipo debe realizarse a través de un proceso sencillo y seguro. 	G.A.V
12/01/25	E	MANTENIMIENTO <ul style="list-style-type: none"> Los componentes del equipo deben ser comerciales y fácilmente reemplazables, en especial las herramientas de uso frecuente. Los puntos de lubricación deben ser de fácil acceso para realizar este procedimiento conjunto a su limpieza 	G.A.V
12/01/25	E	USO <ul style="list-style-type: none"> Debe ser posible usar el equipo en diferentes ámbitos exteriores con condiciones climáticas de entre 15 y 25 °C exento de lluvias, garúas. 	G.A.V
12/01/25	E	COSTOS <ul style="list-style-type: none"> Se realizará el estimado de costos de fabricación del prototipo 	G.A.V

2.3. ABSTRACCIÓN

Para un adecuado estudio del proceso, es necesario identificar las entradas y salidas de materia, señales y energía del equipo a diseñar a través de una caja negra (*black box*), como se detalla en la Figura 16. Además, se presenta la conceptualización de los procesos secuenciales que realizará el equipo con sus respectivos sistemas y subsistemas.



Figura 16. Caja negra del sistema a diseñar

2.3.1. Entradas

- **Materia:** Botella PET y desechos plásticos triturados con ancho aproximadamente del doble del diámetro del pico de la botella usada como recipiente y una longitud máxima similar a la de la misma botella. Además, la botella y los desechos plásticos han sido previamente lavados y secados.
- **Señales:** Señales ingresadas por el usuario para el inicio y fin del proceso. Además, estándares de calidad que el producto final debe alcanzar como una densidad mínima de 390 kg/m^3 y el volumen de plástico que se debe ingresar en cada ciclo de compresión.
- **Energía:** Energía mecánica requerida para realizar el proceso de compactado de los desechos plásticos dentro de la botella.

2.3.2. Salidas

- **Materia:** Desechos plásticos adecuadamente compactados dentro de la botella para formar un ecoladrillo que cumpla, correctamente, con los estándares de calidad previstos.
- **Señales:** Indicadores sensoriales que avisarán al usuario el inicio y fin del proceso de compactado
- **Energía:** Energía disipada en forma de calor, ruido y vibraciones.

2.4. PROCESOS TÉCNICOS Y TECNOLÓGICOS

Se establecen los procesos técnicos y tecnológicos que realiza el equipo compactador, de acuerdo con las principales funciones y la secuencia de operaciones de la misma.

2.4.1. Preparación

- Revisar el correcto estado de los mecanismos de transmisión de potencia y de la herramienta de compactado.
- Revisar el cumplimiento de los estándares de lubricación del equipo.
- Energizar los sistemas y subsistemas del equipo adecuadamente.

2.4.2. Ejecución

- Posicionar adecuadamente la botella plástica, la cual será el recipiente para los desechos de relleno.
- Suministrar al proceso los desechos plásticos limpios, secos y con las dimensiones adecuadas, los cuales servirán de relleno al ecoladrillo.
- Ingresar la herramienta de compactado dentro de la botella.
- Compactar los desechos plásticos dentro de la botella de manera uniforme y en las diferentes direcciones.
- Retirar la herramienta de compactado de la botella.

2.4.3. Control

- Verificar que el proceso de compactado no dañe la botella PET.
- Controlar la velocidad de avance y longitud de carrea de la herramienta de compactado.
- Verificar si la botella ha sido llenada en su totalidad por desechos compactados.
- Verificar que la densidad final del ecoladrillo calce con los parámetros determinados.
- Verificar que el proceso sea suministrado adecuadamente con botellas PET y desechos plásticos.
- Controlar el proceso de inicio a fin y parada de emergencia en caso sea necesario.

2.4.4. Fase final

- Regresar herramienta de compactado a su posición inicial.
- Retirar ecoladrillo del equipo.
- Desenergizar el equipo o reiniciar la secuencia de operaciones.

2.5. APLICACIÓN DE LOS SISTEMAS TÉCNICOS Y SUS LIMITACIONES

2.5.1. Procesos manuales

Se plantea que los procesos manuales sean el accionamiento de los sistemas de control del equipo, la alimentación de las botellas con el relleno de residuos plásticos según requerimiento, el posicionamiento adecuado de las botellas, el retiro del producto final y la inspección de las condiciones finales de este.

2.5.2. Procesos mecánicos

Se plantea que los procesos mecánicos sean los movimientos de traslación de la herramienta de compactado, la energización del equipo y el retorno de la herramienta de compactado a su posición inicial.

2.5.3. Procesos automáticos

Se plantea que los procesos automáticos sean el encendido y apagado del equipo.

2.6. DETERMINACIÓN DE FUNCIONES

Las funciones a realizar por el equipo son las siguientes:

- ***F1 Posicionar botella:*** Se ubica y fija la botella en la posición correcta para que el equipo opere adecuadamente.
- ***F2 Pesaje de residuos plásticos:*** Se mide el peso de plástico deseado para introducir en la botella
- ***F3 Alimentar residuos plásticos:*** Se introducen los residuos plásticos dentro de la botella.
- ***F4 Energizar sistema de compactado:*** Se transforma la energía de la fuente a energía mecánica.
- ***F5 Transmitir potencia:*** Se ejerce potencia y movimiento sobre la herramienta de compactado.
- ***F6 Posicionar herramienta:*** Se introduce la herramienta de compactado dentro de la botella.
- ***F7 Compactar:*** Se inicia el proceso de compactado de residuos dentro de la botella.
- ***F8 Retirar herramienta:*** La herramienta de compactado sale de la botella y regresa a su posición inicial.
- ***F9 Inspeccionar ecoladrillo:*** Se verifica las características finales del ecoladrillo.
- ***F10 Retirar ecoladrillo:*** Se libera y retira el ecoladrillo terminado.

2.7. AGRUPACIÓN DE FUNCIONES

De acuerdo a las funciones base planteadas el ítem 2.6, estas se agrupan de 3 maneras diferentes y se obtienen diferentes flujos de procesos. La opción 1 se observa en la Figura 17, la opción 2 en la Figura 18 y la opción 3 en la Figura 19.

2.7.1. Opción 1:

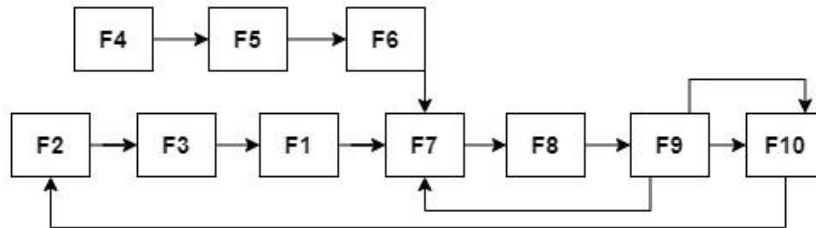


Figura 17. Opción 1 de agrupación de funciones

2.7.2. Opción 2:

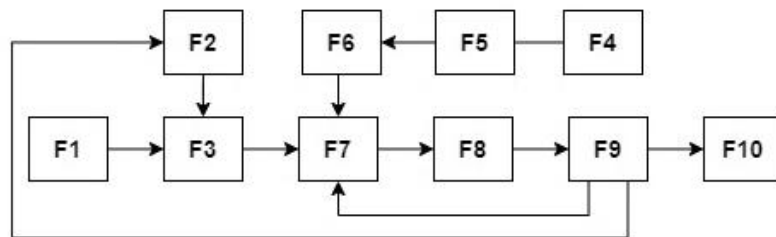


Figura 18. Opción 2 de agrupación de funciones

2.7.3. Opción 3:

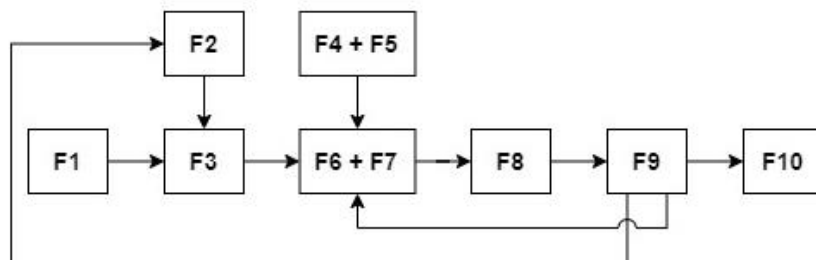


Figura 19. Opción 3 de estructura de funciones

2.8. ESTRUCTURA DE FUNCIONES

De acuerdo a las funciones base planteadas y sus respectivas agrupaciones, se plantean 3 diferentes opciones de estructura de funciones.

2.8.1. Opción 1

En la opción 1 (Figura 20), la materia de ingreso al proceso del equipo es la botella PET que contiene una determinada cantidad de residuos plásticos en su interior. No obstante, si se verifica que la botella requiere alimentación adicional de residuos plásticos, será necesario detener el equipo para realizar dicha carga y, posteriormente, reiniciar todo el proceso.

2.8.2. Opción 2

En la opción 2 (Figura 21) la botella PET y los residuos plásticos ingresan de manera independiente al proceso y se unen en F2 (alimentar residuos plásticos). Además, la transformación de energía, transmisión de potencia, posicionamiento de herramienta de compactado y compactación de residuos dentro de botella se realizan de manera independiente y secuencial.

2.8.3. Opción 3

En la Figura 22 se presenta la opción 3. De manera análoga que la opción 2, la botella PET y los residuos plásticos se unen en F2 (alimentar residuos plásticos). Sin embargo, la funciones de transformar energía y transmitir potencia se realizan de manera simultánea. De manera similar, la funciones de posicionar herramienta y compactar se agrupan por pertenecer a un mismo mecanismo.

2.8.4. Elección de estructura de funciones

Por un lado, la opción 1 requiere a varios procesos repetitivos del equipo de inicio a fin, ya que no permite la alimentación de los residuos durante el proceso y se tiene que retirar la botella del equipo. Esto resulta sumamente ineficiente y con un gran retraso en el tiempo de producción. Por otro lado, la segunda opción permite que, al finalizar el proceso del equipo, se extraiga de esta un ecoladrillo construido adecuadamente. Sin embargo, no es la más óptima debido a que todas sus funciones son independientes y secuenciales. Finalmente, la opción 3 resulta similar a la 2 con funciones correctamente posicionadas. Además, es más óptima debido a que se agrupan algunas de sus funciones por pertenecer a un mismo mecanismo. Todo esto permite un correcto flujo de la ejecución de funciones y obtener, al final, un ecoladrillo con los estándares de calidad y producción esperados. Por ello, se elige como estructura de función óptima a la opción número tres.

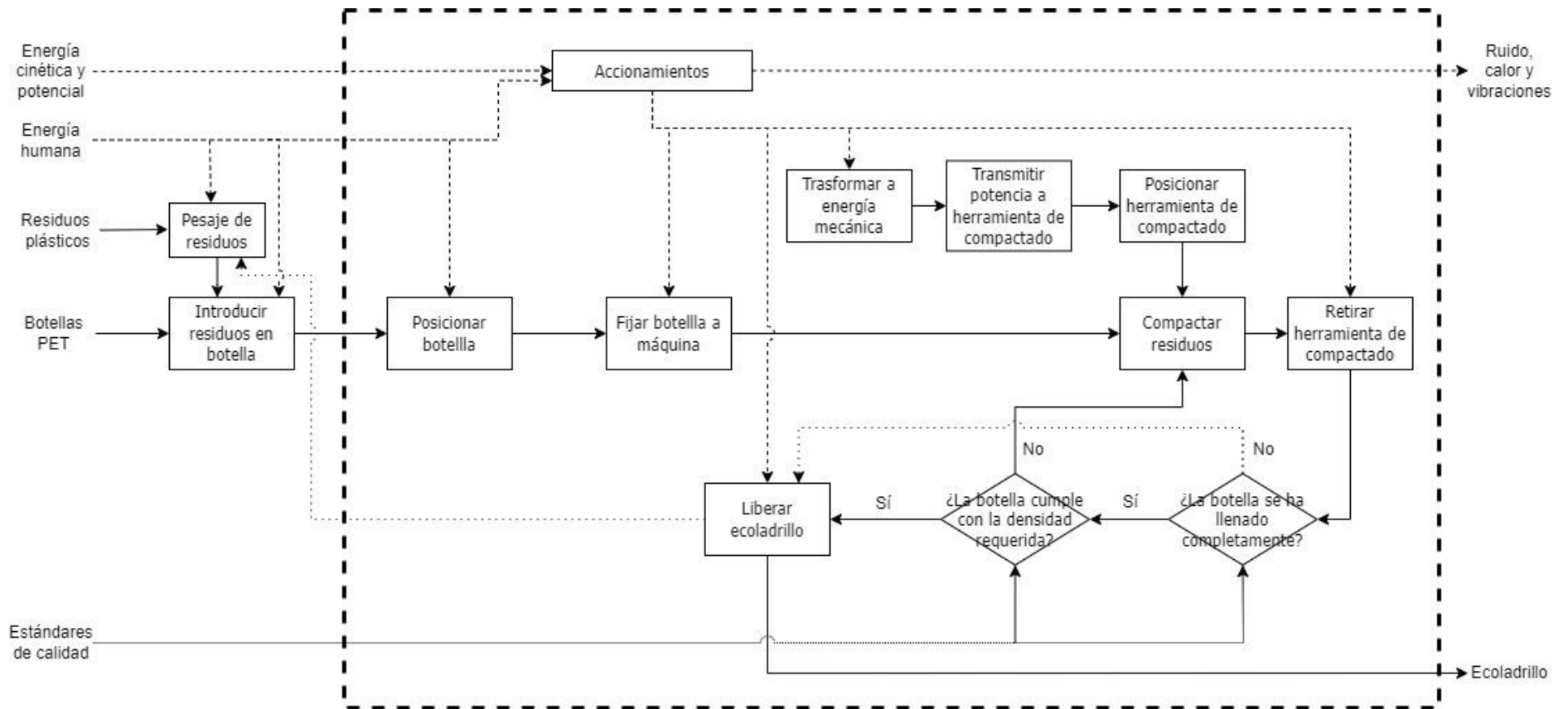


Figura 20. Estructura de funciones – Opción 1

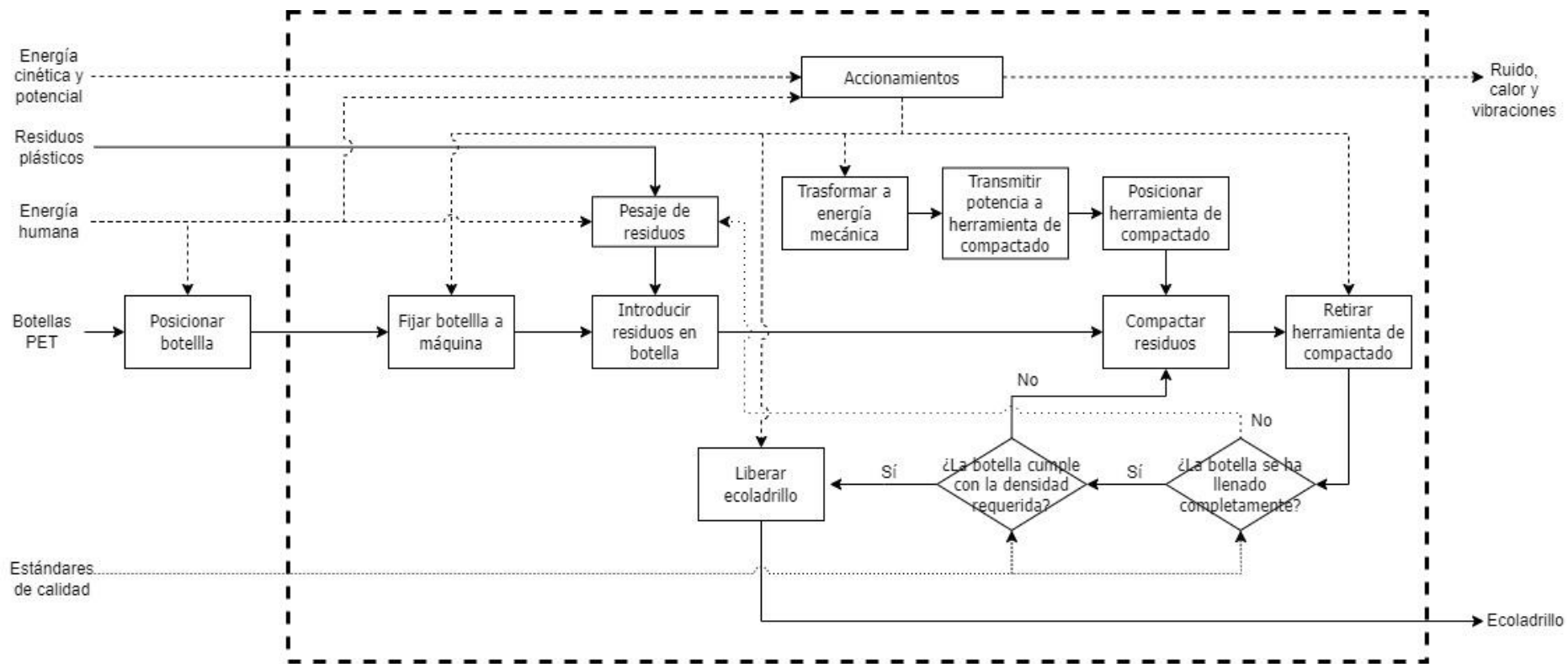


Figura 21. Estructura de funciones – Opción 2

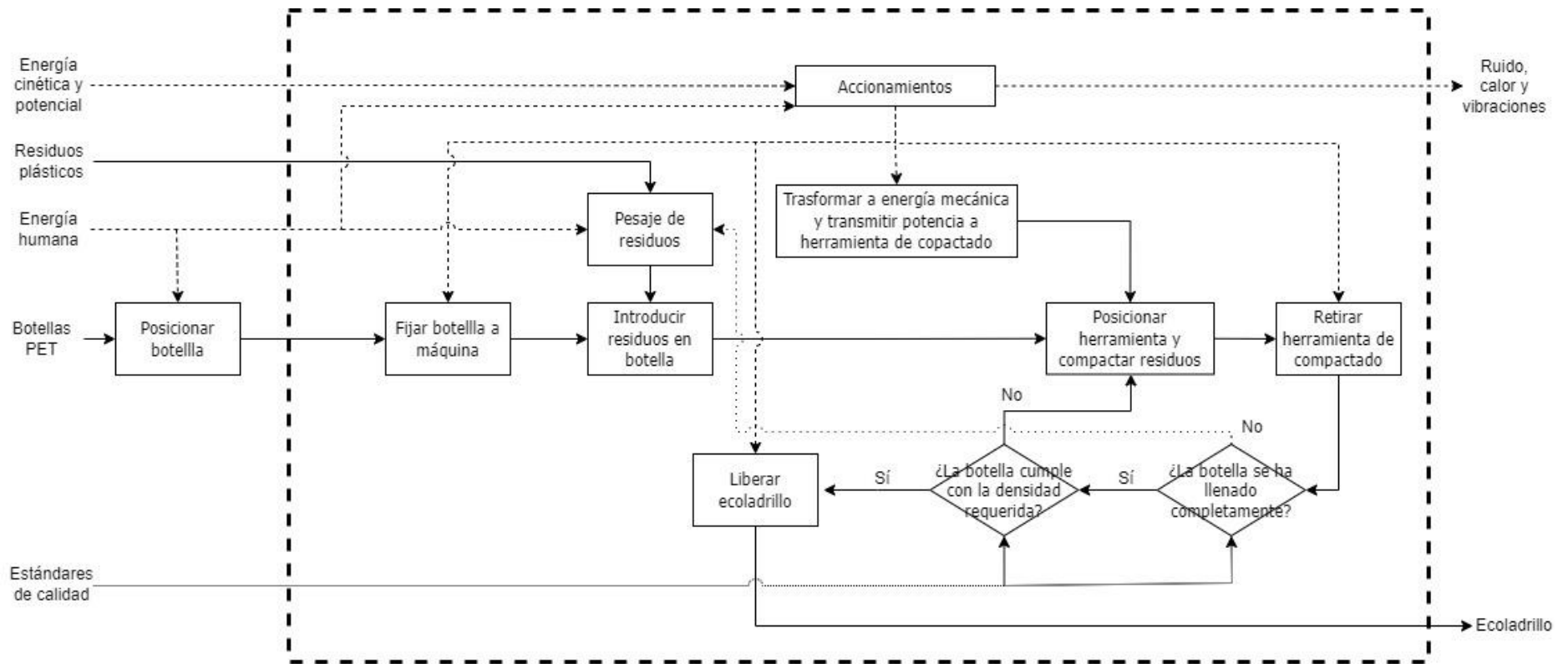
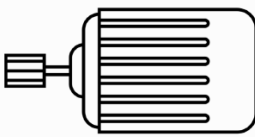

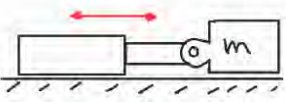

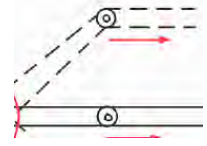
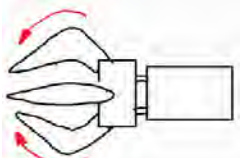
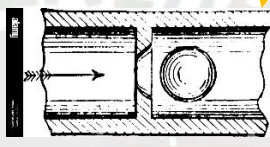
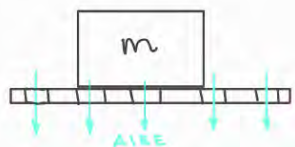
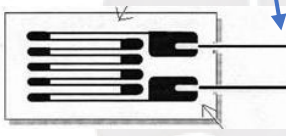
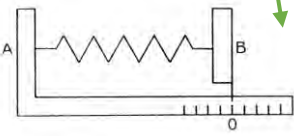
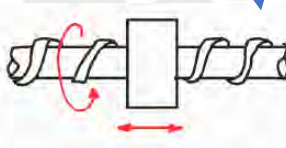

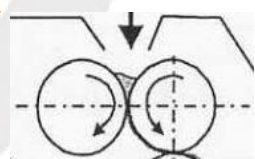
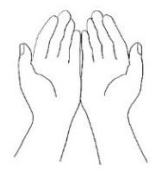
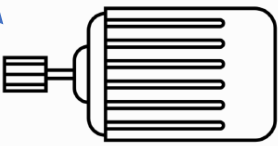
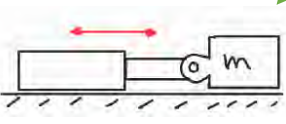
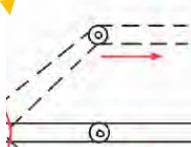
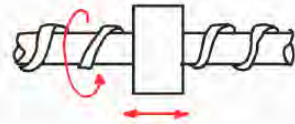


Figura 22. Estructura de funciones – Opción 3

2.9. MATRIZ MORFOLÓGICA

Funciones	Opción 1	Opción 2	Opción 3
Energizar sistema de sujeción de botella			
		Motor eléctrico	Manual
Transmitir potencia			
	Cilindro pistón	Bomba de succión	Bielas
Fijar botella			
	Pinzas	Contrapresión	Succión en vacío
Pesar residuos			
	Galga extensiométrica	Dinamómetro	
Introducir residuos			
	Tornillo sin fin	Manual	Rodillos + gravedad
Energizar sistema de compactado			
	Manual	Motor eléctrico	
Transmitir potencia			
	Cilindro pistón	Sistema de bielas	Tornillo sin fin

Posicionar herramienta			
	Piñón - Cremallera	Manual	Tornillo sin fin
Compactar residuos			
	Pinzas retráctiles	Masa expandible	Varilla rotatoria
Retirar herramienta de compactado			
	Sistema de bielas	Piñón - Cremallera	Tornillo sin fin
Liberar ecoladrillo			
	Contrapresión	Pinzas	Apagado de succión

Tabla 8. Leyenda de opciones de solución

Nº de opción	Color
Solución 1 (Azul)	
Solución 2 (Verde)	
Solución 3 (Amarillo)	
Solución 4 (Morado)	

2.10. SOLUCIÓN ÓPTIMA

2.10.1. Solución 1

La primera solución propuesta (Figura 23) fija la botella en posición horizontal a la mesa de trabajo a través de pinzas accionadas por pistones neumáticos. Además, la herramienta de compactación se posiciona en la zona de trabajo deseada a través de un carro direccionado por un tornillo sin fin. La herramienta de compactación es una varilla que compacta en diferentes direcciones al plástico gracias a la rotación que transmite el segundo tornillo sin fin. El avance longitudinal de la herramienta es proporcionado por el primer tornillo sin fin de posicionamiento y la alimentación de residuos se realiza a través del segundo tornillo sin fin más pequeño que realiza una primera compactación previa. Finalmente, una báscula digital se encuentra debajo de la botella para que mida el peso del plástico que ingresa antes de que sea compactado. Las ventajas son que los residuos ya ingresan con un compactado previo y que la herramienta puede compactar en diferentes direcciones. Las desventajas son que se necesita una compleja forma para la herramienta capaz de retraerse y desplegarse constantemente, y mantener su rigidez. Además, la alimentación a través del segundo tornillo sin fin aumenta significativamente la complejidad del diseño.

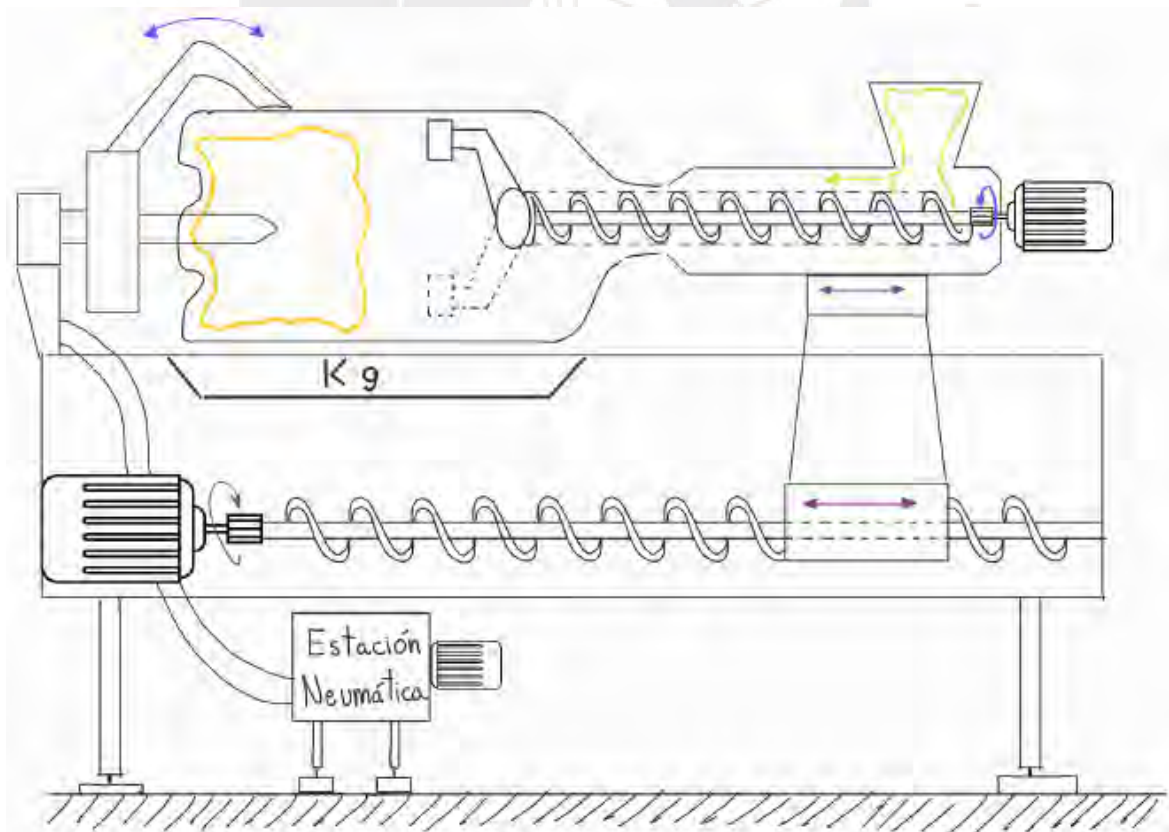


Figura 23. Solución 1

2.10.2. Solución 2

La segunda solución propuesta (Figura 24) fija a la botella en posición vertical a través de unas guías horizontales y una abrazadera de ajuste. A su vez, estas guías se encuentran conectadas a un dinamómetro para medir el peso del relleno de plástico que ingresa. La alimentación de la botella se realiza a través de un sistema de rodillos estriados que realizan un chancado previo. El posicionamiento del sistema de compactado y del sistema de alimentación es en posición vertical es a través de un mecanismo de piñón fijo y cremallera rotatoria, accionado por una manija y fuerza mecánica manual. Además, su posicionamiento horizontal es a través de guías deslizantes. La herramienta de compactado es un globo de forma final determinada, que se infla a través de una estación neumática. El movimiento longitudinal de esta herramienta se acciona a través de un pistón neumático y los residuos ingresan a través de una tolva que contiene cilindros estriados para compresión. Las ventajas son que la herramienta puede acaparar todo el interior de la botella y los residuos ingresan con una compresión previa. La desventaja es que la herramienta de compactado no brinda alta estabilidad ya que no es totalmente fija. Esto, con el pasar de los ciclos, puede llegar a dañar la estructura soporte del equipo.

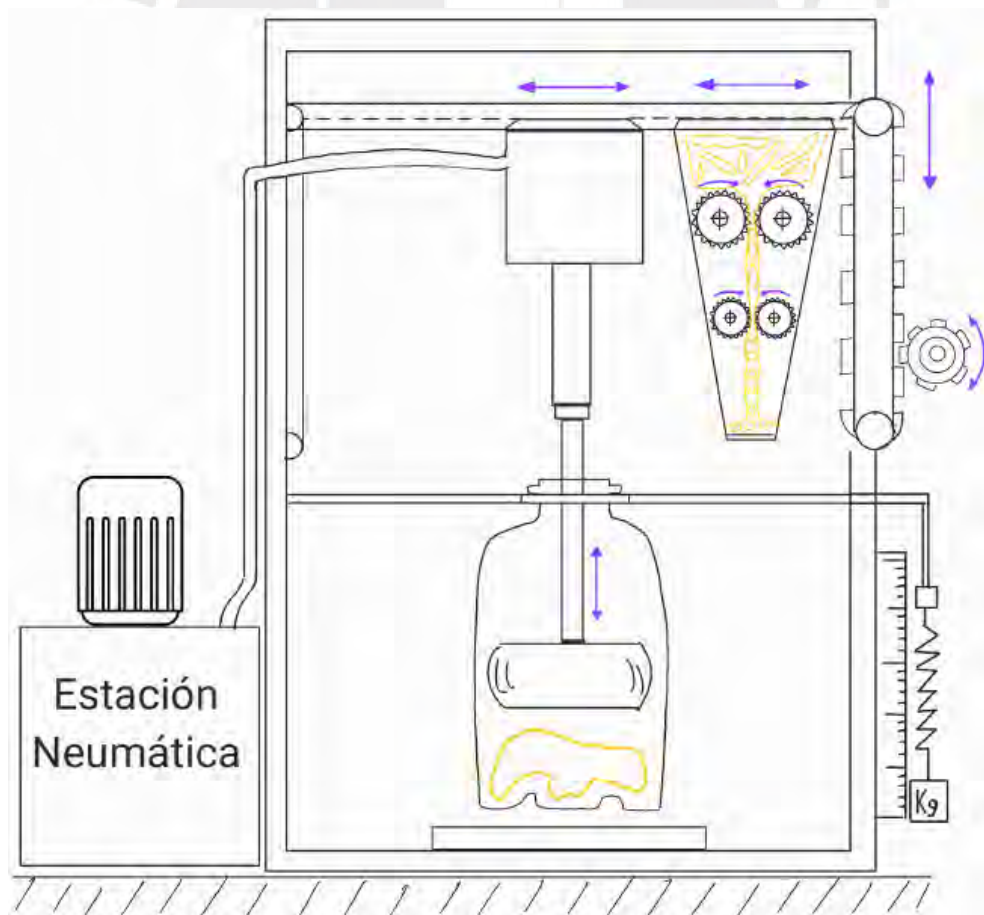


Figura 24. Solución 2

2.10.3. Solución 3

La tercera solución (Figura 25) propone una mesa giratoria con 3 estaciones de trabajo diferentes, cada una con una botella fijada a través de abrazaderas. En la primera estación se realiza la alimentación a través de tolva y cilindros estriados. Además, esta estación cuenta con una báscula digital en la parte inferior para medir la cantidad de plástico que ingresa. La segunda estación es donde se comprimen los residuos con un globo de forma final determinada y se infla a través de una estación neumática. Esta herramienta se acerca, ingresa y sale de la botella a través de un sistema de bielas los cuales se accionan manualmente. La tercera solo sería una zona de espera del ecoladrillo en construcción para un mejor aprovechamiento del espacio. Las ventajas son que la herramienta puede acaparar todo el interior de la botella y se puede trabajar con 3 botellas a la vez. La desventaja es la complejidad al hallar la manera de que las herramientas puedan acoplarse al trabajo de una mesa rotatoria sin entorpecer el proceso.

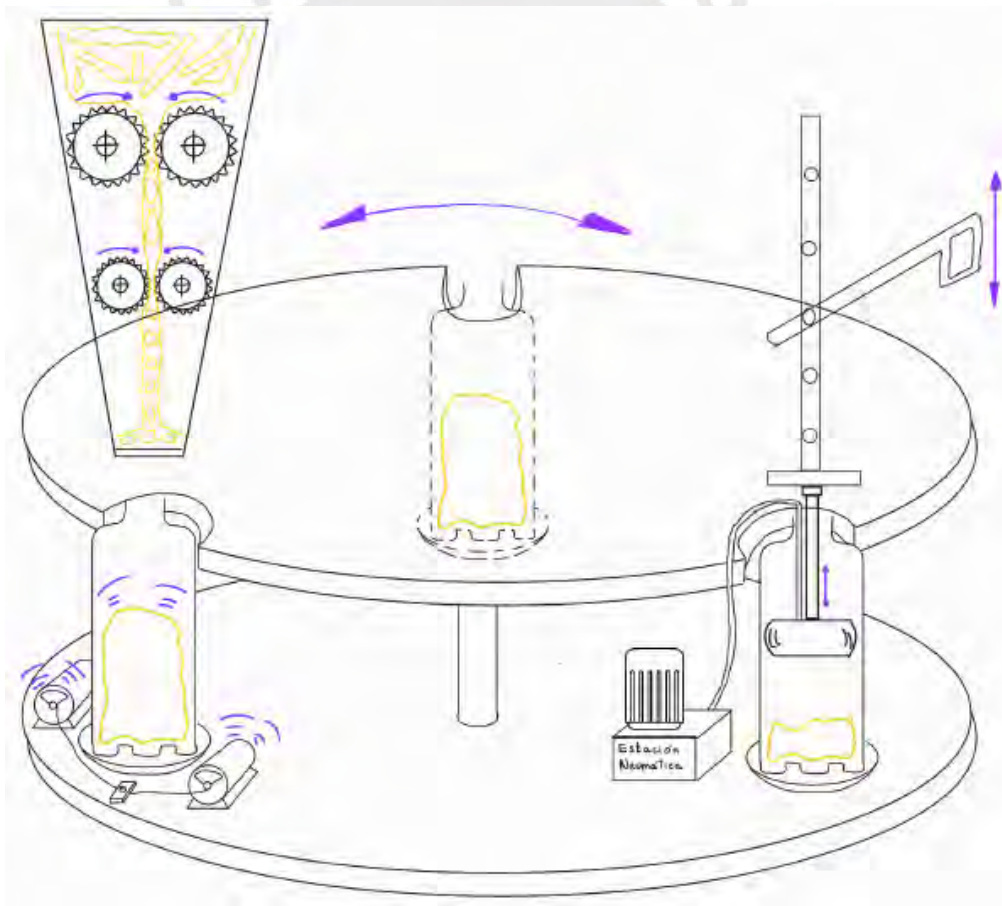


Figura 25. Solución 3

2.10.4. Solución 4

La cuarta solución (Figura 26) propone una mesa de trabajo más alargada y con 2 zonas de trabajo. En la primera estación se realiza el corte y previa compresión a los residuos plásticos, a través, de una cuchilla y un tornillo sinfin extrusor. Este sistema desemboca en una báscula digital para medir el peso del plástico previo a que sea ingresado en la botella. En la segunda estación se realiza la fijación de la botella en forma vertical. La botella es ubicada sobre un agujero de encaje en la mesa de trabajo y la herramienta de compactación es la que realiza la fijación por contrapresión. Luego, aquí, se procede a compactar con mayor intensidad los residuos a través de una herramienta expandible dentro de la botella plástica que abarca la mayor área posible. Esta herramienta se acerca, ingresa y sale de la botella a través de un sistema de cremallera deslizante y piñón fijo, el cual se acciona manualmente. Las ventajas son que la herramienta puede ingresar y salir por el pico de la botella, los residuos ingresan con una compresión previa y la simplicidad de los elementos. La desventaja es la complejidad de la herramienta de compactación para que pueda retraerse y expandirse para ingresar y salir por el pico de la botella y realizar, de igual manera, un adecuado compactado.

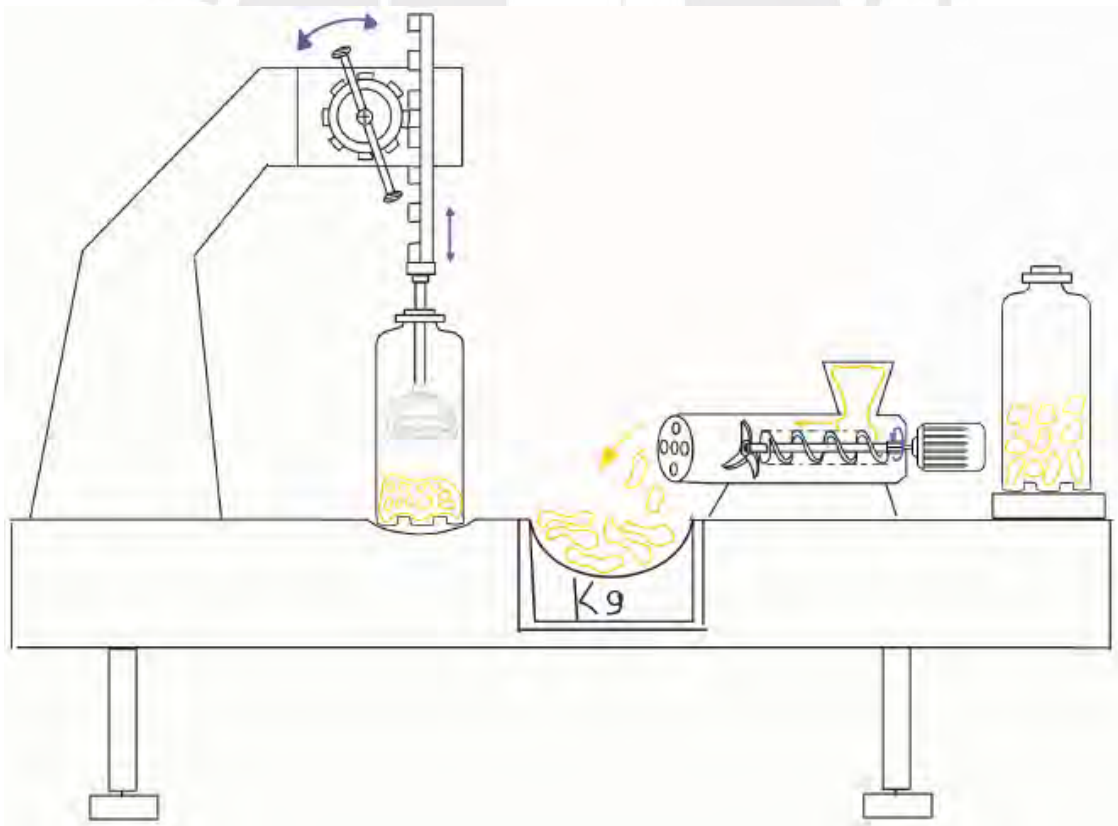


Figura 26. Solución 4

2.10.5. Elección de solución óptima

De acuerdo con los conceptos de solución planteados, se evalúa cada uno de estos en el ámbito técnico y económico. En esta evaluación, el rango de los puntajes va de 0 a 4, donde se tiene que 0=No satisface, 1= Aceptable, 2=Suficiente, 3=Bien, 4=Muy bien (ideal).

Tabla 9. Evaluación técnica de los conceptos de solución

Evaluación técnica del proyecto preliminar												
p: Puntaje obtenido en cada criterio de evaluación												
gi: peso que se da en función de la importancia del criterio de evaluación												
gp: peso ponderado en función del p y gi												
No.	Variantes de Concepto/Proyectos		Preliminar 1 (P1)		Preliminar 2 (P2)		Preliminar 3 (P3)		Preliminar 4 (P4)		Preliminar Ideal (P _{ideal})	
	Criterios de evaluación	gi	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función principal	4	3	12	3	12	4	16	4	16	4	16
2	Forma	3	2	6	2	6	2	6	3	9	4	12
3	Diseño	4	2	8	2	8	3	12	3	12	4	16
4	Seguridad	4	3	12	2	8	3	12	3	12	4	16
5	Ergonomía	3	3	9	3	9	4	12	3	9	4	12
6	Durabilidad	3	3	9	2	6	3	9	3	9	4	12
7	Estabilidad	3	2	6	2	6	3	9	4	12	4	12
8	Presición	3	2	6	4	12	3	9	4	12	4	12
9	Montaje	3	2	6	2	6	2	6	3	9	4	12
10	Tamaño	3	3	9	4	12	2	6	3	9	4	12
11	Mantenimiento	3	2	6	2	6	4	12	4	12	4	12
12	Fabricación	4	3	12	3	12	3	12	3	12	4	16
Puntaje acumulado		40	30	101	31	103	36	121	40	133	48	160
Valor técnico Xi			0.63		0.64		0.76		0.83		1	
Orden			4		3		2		1		-	

Tabla 10. Evaluación económica de los conceptos de solución

Evaluación económica del proyecto preliminar												
p: Puntaje obtenido en cada criterio de evaluación												
gi: peso que se da en función de la importancia del criterio de evaluación												
gp: peso ponderado en función del p y gi												
No.	Variantes de Concepto/Proyectos		Preliminar 1 (P1)		Preliminar 2 (P2)		Preliminar 3 (P3)		Preliminar 4 (P4)		Preliminar Ideal (P _{ideal})	
	Criterios de evaluación	gi	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Numero de piezas	3	3	9	2	6	2	6	3	9	4	12
2	Disponibilidad de piezas	4	3	12	3	12	3	12	4	16	4	16
3	Costos de operación	4	2	8	2	8	2	8	3	12	4	16
4	Costos de mantenimiento	3	3	9	2	6	3	9	3	9	4	12
5	Capacitación del personal	4	3	12	3	12	4	16	3	12	4	16
6	Costo de la tecnología	3	3	9	3	9	3	9	3	9	4	12
7	Costo energético	3	2	6	2	6	2	6	4	12	4	12
8	Costos de montaje	3	2	6	2	6	2	6	3	9	4	12
Puntaje acumulado		27	21	71	19	65	21	72	26	88	32	108
Valor económico Yi			0.66		0.60		0.67		0.81		1	
Orden			3		4		2		1		-	

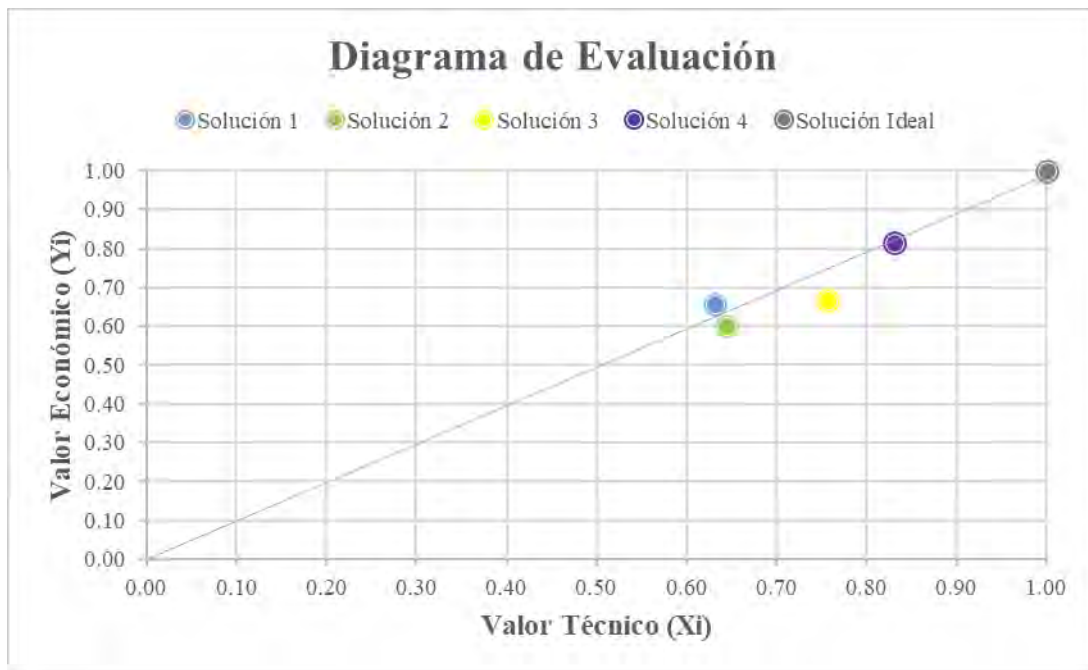


Figura 27. Diagrama de evaluación técnico- económica de los conceptos de solución

De acuerdo con la valoración técnico-económica planteada en la Tabla 9 y la Tabla 10, se obtiene la Figura 27. Aquí, se observa que la solución óptima es la cuarta debido a que es la que más se acerca al valor ideal (1:1); es decir, obtiene el mejor puntaje (0.83:0.81). Además, cumple con todas las necesidades y exigencias establecidas para el diseño de la compactadora de plástico.

CAPÍTULO 3

INGENIERÍA DE DETALLE

La solución óptima propuesta en el CAPÍTULO 2 muestra la estación de corte, pesado y compactado; sin embargo, este capítulo se centra en el diseño técnico detallado del equipo compactador de plástico dentro de una botella de plástico PET de 3 litros. Este diseño se basa en principios de la estática, cinética, energía, ingeniería de materiales y diseño de elementos mecánicos.

3.1. ESQUEMA GENERAL DE FUNCIONAMIENTO

A partir de la solución óptima seleccionada, se presenta el esquema general del equipo compactador a diseñar, en la cual se centrarán los cálculos y el diseño en general. En la Figura 28, se observa que el ecoladrillo se posiciona en el soporte del bastidor de la compactadora, donde se ingresan los residuos plásticos a la botella, lo cuales han sido previamente lavados, triturados y pesados. Después, se imprime energía mecánica, a través de un movimiento rotacional a la palanca. Esta energía se transmite a través del engranaje piñón hacia la cremallera, la cual convierte este movimiento rotacional en lineal. Inicialmente, la cremallera se encuentra totalmente retraída y los brazos se encuentran en posición normalmente abierta (horizontal). A partir del movimiento lineal, la cremallera comienza a descender (posición 1)

y con una ayuda manual se posicionan momentáneamente los brazos pivotantes en una posición cerrada (vertical) para que logren ingresar por el pico de la botella (posición 2). Luego de este ingreso, los brazos regresan a su posición normalmente abierta y continúan descendiendo junto con la cremallera (posición 3). Finalmente, luego de realizar la compactación deseada, se realiza el proceso inverso. Es decir, la palanca empieza a rotar en sentido contrario para retraer la cremallera y sacar los brazos compactadores del ecoladrillo y empezar nuevamente un ciclo de compactado. En la Figura 29 se observan las posiciones descritas previamente.

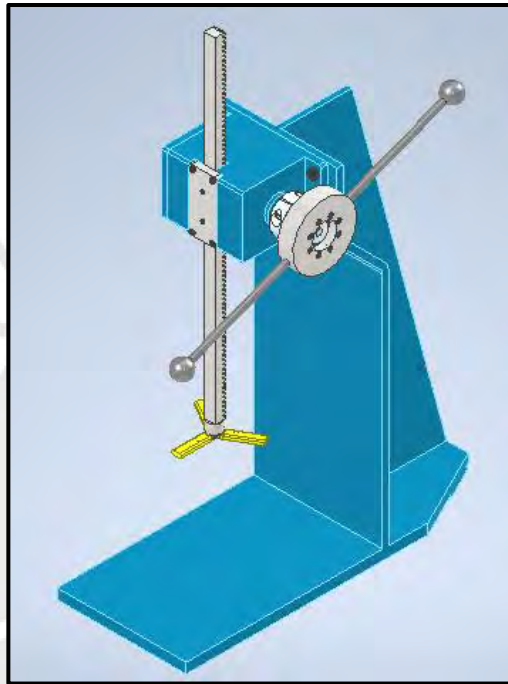


Figura 28. Vista general de la compactadora

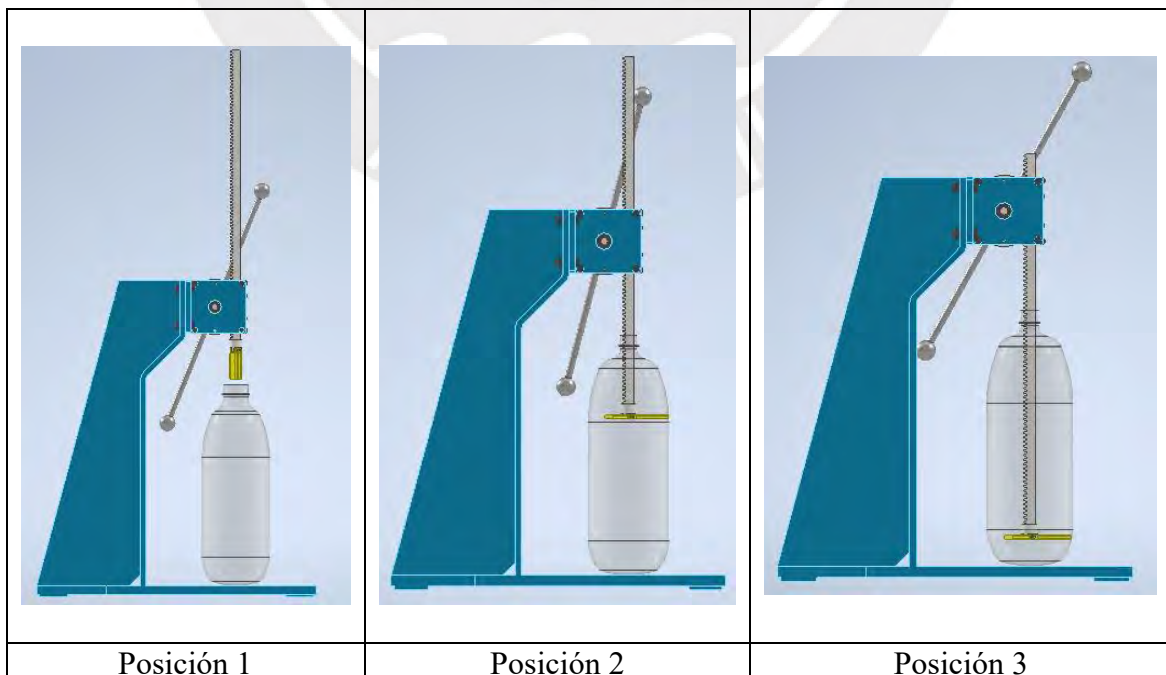


Figura 29. Posiciones de la compactadora

3.2. DENSIDADES Y MASAS

3.2.1. Método manual

Para este caso, se usa un ecoladrillo construido con el método manual (Tabla 14) a base de una botella de plástico PET de 3 L de capacidad y residuos plásticos. Se pesan el ecoladrillo y una botella de 3 L vacía para obtener las masas correspondientes. Además, empíricamente se determina que, en cada ciclo de compactado manual, ingresa aproximadamente 22 g de residuos plásticos. El cálculo completo se detalla en el ANEXO 2: Densidades y masas del ecoladrillo.

$$\begin{aligned} \text{Volumen de la botella PET:} & V_T = 3 L \\ \text{Masa de plástico en un ecoladrillo:} & m_{plasi} = 814 g \\ \text{Masa de plástico en un ciclo de compactado:} & m_{plas1cci} = 22 g \\ \text{Densidad de los ecoladrillos a base de plástico:} & \rho_i = \frac{m_{plasi}}{V_T} = 271.33 \frac{kg}{m^3} \\ \text{Nº de ciclos requeridos para llenar el ecoladrillo:} & N_i = \frac{m_{plasi}}{m_{plas1cci}} = 37 \end{aligned}$$

3.2.2. Nuevo método planteado

En el nuevo método (Tabla 15), donde se usa el concepto de solución planteado, debe cumplir con el requisito de construir un ecoladrillo con una botella de 3 L y una densidad mínima de 390 kg/m³. A partir de esto, se determina la masa requerida de residuos plásticos. Luego, se determina una secuencia de cantidad de plástico que ingresa por ciclo. Esta secuencia se determina de manera empírica a partir de la experiencia ganada en el ensayo de compresión que se explica detalladamente más adelante. El cálculo completo se detalla en el ANEXO 2: Densidades y masas del ecoladrillo.

$$\begin{aligned} \text{Masa de plástico de un ecoladrillo:} & m_{plasp} = V_T \cdot \rho_p = 1170 g \\ \text{Distribución de masa de plástico/cc:} & \begin{aligned} 1^\circ: & 5 \text{ ciclos de } 100 g \text{ c/u} \\ 2^\circ: & 6 \text{ ciclos de } 70 g \text{ c/u} \\ 3^\circ: & 5 \text{ ciclos de } 50 g \text{ c/u} \end{aligned} \\ \text{Nº de ciclos requeridos:} & N_p = 16 \\ \text{Masa de plástico promedio por cc:} & m_{plas1ccp} = \frac{m_{plasp}}{N_p} = 73.12 g \end{aligned}$$

Se observa que el método manual no cumple con la densidad requerida para un ecoladrillo. Además, en el método planteado, la cantidad de plástico que ingresa por ciclo de compactado es variable. Sin embargo, al finalizar todos los ciclos del nuevo proceso planteado se obtiene

356 g adicionales de plástico en comparación al método manual; es decir, un aumento de 143.7% en la densidad final. A partir de esto, se cumple con la masa de plástico necesaria para lograr la densidad requerida para un ecoladrillo.

3.3. ENSAYO DE COMPACTACIÓN

3.3.1. Elementos usados

Este ensayo se realizó en el Laboratorio de Materiales de la PUCP a través de una máquina de ensayos universales de la marca **Zwick/Roell modelo Z050**. Para este ensayo, se utilizó una botella PET de 3 L, cortada a las $\frac{3}{4}$ partes de su altura, como recipiente y residuos de plásticos PET, LDPE y PS como relleno, los cuales han pasado previamente por un proceso de limpieza y corte manual. Además, se utiliza una herramienta de compactación hecha de acero AISI 1020 (Figura 30), la cual se fabricó de acuerdo con las dimensiones que se detallan más adelante. Las 3 barras de sección rectangular inferiores de la herramienta simulan los brazos retractiles en posición extendida y el cilindro simula el soporte pivotante de los brazos. Además, la barra de la parte superior simula una parte de la cremallera como se observa en la Figura 30. Sin embargo, al momento de iniciar el ensayo, se constató que las mordazas de la máquina, encargadas de sujetar la herramienta de compactación, chocan con la botella cuando se inicia el descenso de la herramienta. Esta interferencia impide realizar el compactado del relleno y, por ende, el desarrollo del ensayo. Como alternativa de solución, se optó por soldar una varilla adicional de acero estructural para simular una longitud adicional de la cremallera, como se observa en la Figura 31, y así evitar la interferencia de elementos.

3.3.2. Ensayo

Este ensayo consiste en simular la construcción de un ecoladrillo con el concepto de solución seleccionado. Para esto, se ingresa diferentes cantidades de los residuos plásticos descritos dentro de la botella PET. Luego, la botella y los residuos se colocan en la máquina Zwick/Roell Z050 debajo de la herramienta de compactación, la cual es sujeta por las mordazas de la máquina. Esta configuración se observa en la Figura 32, a partir de la cual se realizan 3 ciclos de compactado a través de 8 ensayos de compactación.

Para el método manual descrito en la Tabla 14, se usa un operario de 60 kg junto con una varilla cilíndrica de madera de 30 cm de longitud y 11 mm de diámetro compactar los residuos plásticos dentro de la botella de 3 L. A partir de pruebas experimentales, se determina que el operario aplica en promedio una fuerza de 38 kgf sobre los residuos

plásticos a través de la varilla por cada ciclo de compactado. Sin embargo, con esta fuerza de compactación, los ecoladrillos no logran alcanzar la densidad final requerida, tal como se indicó en la sección 3.2. A partir de este análisis, se identifica que es necesaria una fuerza mayor para lograr una mejora de 143.7% en la densidad. Por ello, tomando en cuenta pérdidas en la transmisión de la fuerza, en el nuevo método planteado (Tabla 15), se considera una fuerza de compactación de 100 kgf, la cual será corroborada en este mismo ensayo.

En el primer ciclo se realizan 2 ensayos, y, a partir de la experiencia previa, se consideran inicialmente los parámetros de la Tabla 11. Con estos valores se configura la máquina de tracción para que la herramienta de compactación aplique 100 kgf por 10 segundos consecutivos sobre el relleno de la botella antes de detenerse. Además, entre el primer y segundo ciclo de compactado, la botella rota 150° sobre su eje.

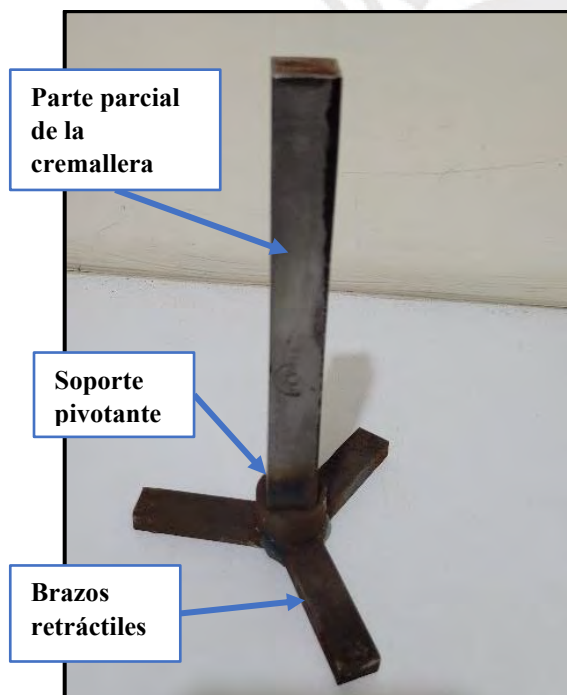


Figura 30. Simulación de herramienta



Figura 31. Extensión de herramienta

Tabla 11. Parámetros considerados para el primer ciclo de compactado

Parámetro	Abreviación	Valor
Fuerza de compactación	F_{comp1}	100 kgf
Tiempo de compactación	t_{comp}	10 s
Rotación de la herramienta	Ω_1	150°

Para el segundo y tercer ciclo, se realizan 3 ensayos para cada uno y se consideran los parámetros de la Tabla 12. A partir de esto, se determina la altura inicial para la herramienta, que simula la posición inicial de esta en el equipo compactador. Además, se configura que la herramienta de compactado detenga su recorrido apenas llegue a aplicar una fuerza de 100 kgf sobre el relleno y regrese a su posición inicial. Finalmente, entre cada ensayo de cada ciclo, la botella rota 100° sobre su eje debido a que ahora son 3 ensayos por ciclo y no solo 2 como en el primer ciclo.

Tabla 12. Parámetros considerados para el segundo y tercer ciclo de compactado

Parámetro	Abreviación	Valor
Fuerza de compactación	F_{comp2}	100 kgf
Rotación de la herramienta	Ω_2	100°
Altura de la herramienta	H_{ref}	240 mm

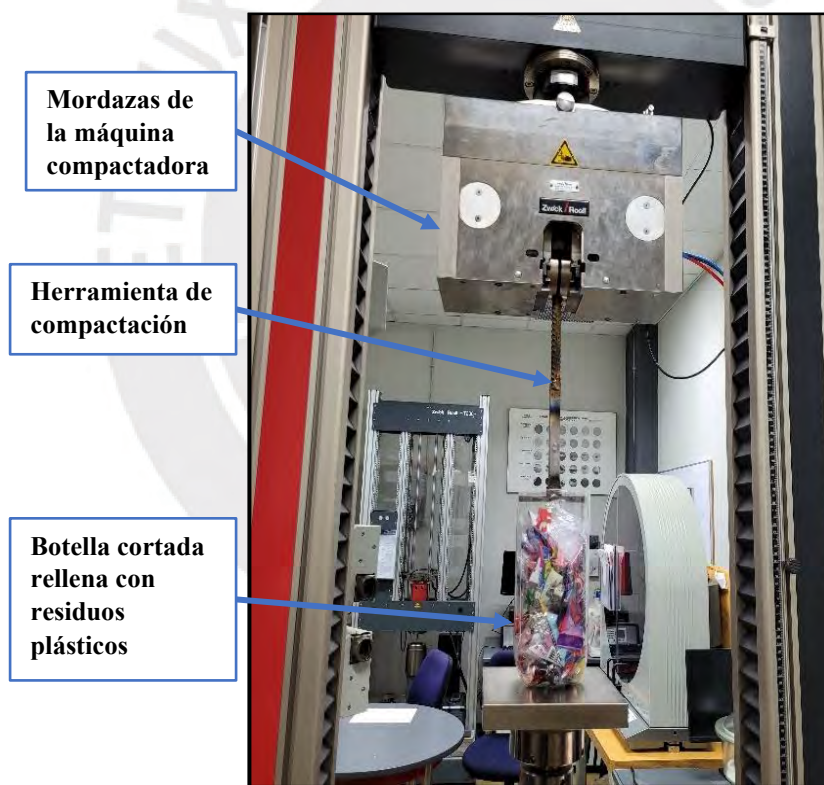


Figura 32. Configuración ensayo de compactación

3.3.3. Resultados

Para los 8 ensayos descritos previamente, se obtienen los resultados expuestos en la Tabla 13.

Tabla 13. Ensayos de compactación

N° ciclo	N° ensayo	Altura referencial H _{ref} (mm)	Distancia recorrida H _{rec} (mm)	Altura del relleno dentro de la botella H _{rell} (mm)	Plástico ingresado por ciclo (g)	Plástico acumulado (g)
1	1			16	60	60
	2			16	0	60
2	1	240	217.92	22.08	60	120
	2	240	218	22	0	120
	3	240	218.3	21.7	0	120
3	1	240	202.9	37.1	100	220
	2	240	205.6	34.4	0	220
	3	240	206.2	33.8	0	220

A partir de esta información, se grafica la cantidad de plástico acumulado al finalizar un ciclo vs la altura acumulada alcanzada por el relleno dentro de la botella PET al finalizar un ciclo en la Figura 33.

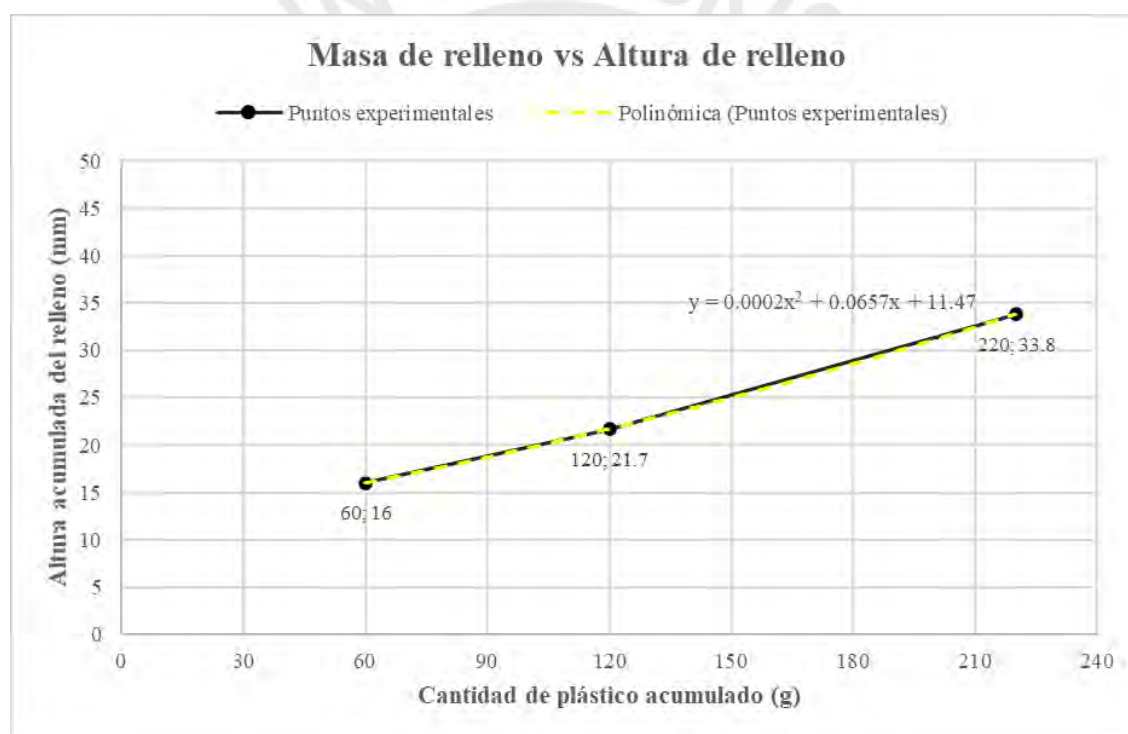


Figura 33. Gráfico de Masa de relleno vs Altura de relleno

Esta curva se aproxima a través de una función polinómica de segundo grado expuesta en la ecuación (5).

$$y = 0.0002x^2 + 0.0657x + 11.47 \quad (5)$$

Luego, al reemplazar la masa total de relleno plástico que ingresa al ecoladrillo, se obtiene la altura total que alcanza dicho relleno dentro de la botella PET. Este cálculo se encuentra detallado en el ANEXO 2: Densidades y masas del ecoladrillo.

Altura de botella PET de 3L: $h_b = 360 \text{ mm}$

Masa de plástico de 1 ecoladrillo: $m_{plasp} = 1170 \text{ g}$

Altura de relleno vs masa plástico: $h_{plasp} = 0.0002.m_{plasp}^2 + 0.0657.m_{plasp} + 11.47 = 362 \text{ mm}$

Para los ciclos 2 y 3, el software de la máquina Zwick/Roell Z050 detecta la fuerza aplicada por la herramienta en cada punto de su recorrido hasta llegar a los 100 kgf. Esta data se muestra en la Figura 34. Gráfico Hrec vs Fc.

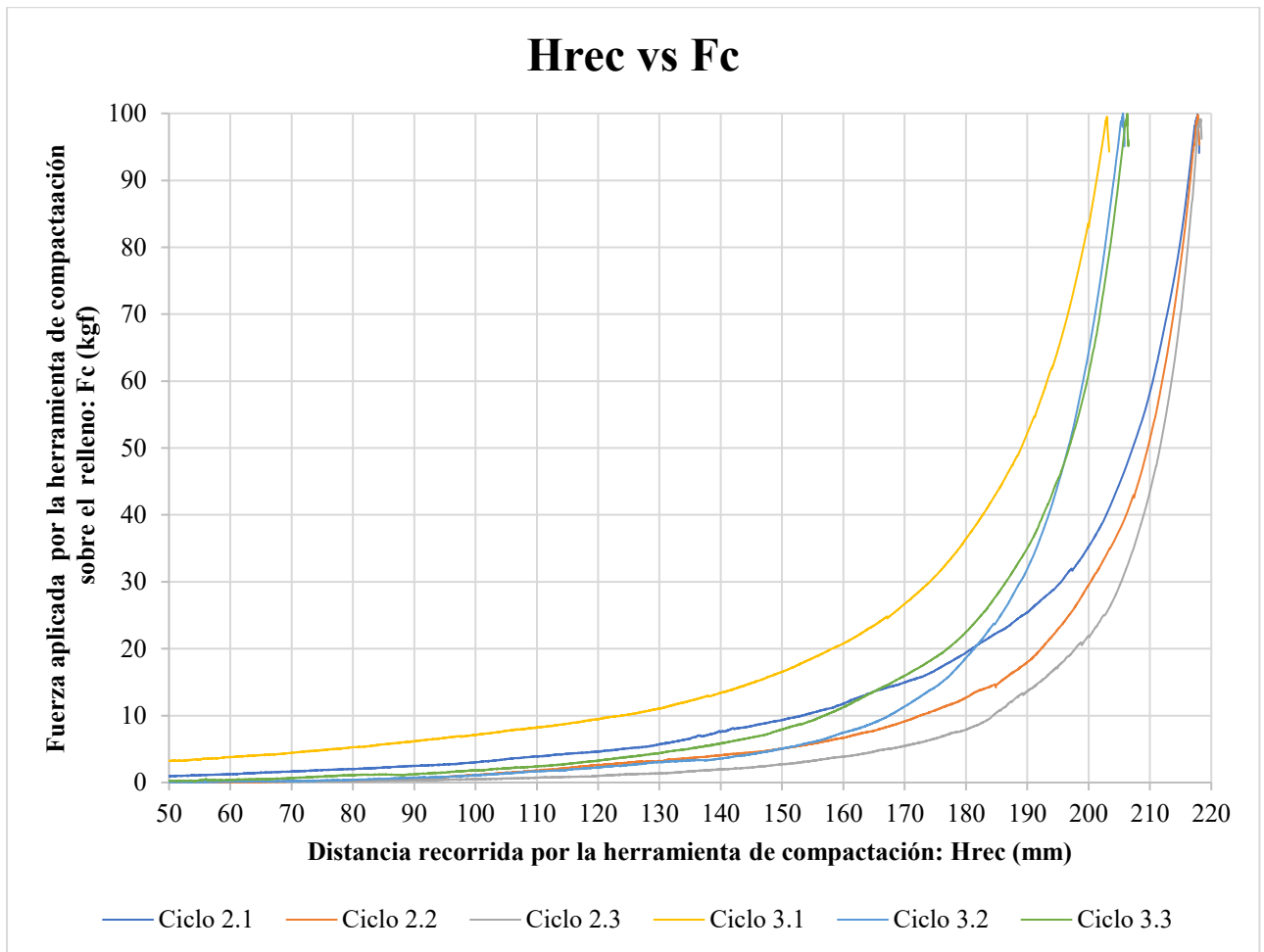


Figura 34. Gráfico Hrec vs Fc

En la Figura 34, por un lado, se observa que la diferencia de distancia recorrida entre el ciclo 2.1 y 2.3 es de tan solo 0.38 mm. Por otro lado, la diferencia entre los ensayos 3.1 y el 3.2 es de 2.7 mm, y la diferencia entre los ensayos 3.2 y 3.3 es de 0.6 mm. Es decir, con los ensayos 3.1 y 3.2 se alcanza el 81,81% de la reducción total de altura del ciclo 3.

3.3.4. Conclusiones

En primer lugar, se observa que, mediante la curva de la ecuación (5), el relleno deseado dentro de la botella PET para obtener una densidad de 390 kg/m^3 alcanza una altura de

362 mm. (h_{plasp}). Esta altura es muy próxima a la altura de la botella de 360 mm. (h_b), con lo cual se concluye que la fuerza de compactación (F_{comp}) de 100 kgf es la correcta.

En segundo lugar, a partir de la Figura 34, se observa que, en el segundo ciclo de compactado del ecoladrillo, ingresa al proceso 60 g de plástico y existe una diferencia de altura de relleno de solo 0.38 mm entre el primer y tercer ensayo. Es decir, se aproxima a su altura de relleno final en el primer ensayo. Además, en el tercer ciclo, ingresa al proceso 100 g de plástico y existe una diferencia de altura de relleno de 3.3 mm entre el primer y tercer ensayo. Sin embargo, el 81.81% de esta reducción total de altura toma lugar en la primera rotación; es decir, entre el primer y segundo ensayo del tercer ciclo. A partir de esto, se concluye que al inicio de la construcción del ecoladrillo, el ciclo de compactado admite mayor cantidad de plástico, la cual decae conforme se avanza la construcción de este. Con esta conclusión se afirma que la distribución de ingreso de masa variable de plástico es correcta.

Finalmente, se concluye que solo es necesaria una rotación por ciclo de compactado para alcanzar la altura mínima del relleno dentro de la botella. Es decir, por cada ingreso de plástico al ecoladrillo, se debe realizar 2 compactados a este relleno y una rotación de la botella de 100° aproximadamente entre cada compactado.

3.4. ESTUDIO DE TIEMPOS





3.4.1. Diagrama de análisis de procesos (DAP):

Se realiza el diagrama de análisis de procesos (DAP) para el método manual y el propuesto a partir del equipo seleccionado para diseñar. Estos DAP se han construido en base a un solo ciclo de compactado completo; es decir, desde que se recepciona los residuos plásticos lavados hasta que se compactan adecuadamente dentro de la botella y la herramienta usada es retirada de esta misma. Cabe resaltar que, para construir un ecoladrillo, se requieren varios ciclos de compactado, por lo que los DAP mostrados no arrojan como resultado final a los ecoladrillos mencionados. Además, las herramientas y procesos usados en cada método son diferentes, por lo que cada uno de estos acepta cantidades de plástico diferentes por ciclo de compactado.

Método manual

El DAP para el proceso manual, sigue los pasos descritos en el ítem 2.4. y se detalla en la Tabla 14.





Tabla 14. DAP para método manual

Descripción	Cant.	Tiempo (s)	Tiempo Total (s.)	Símbolo			
				 Operación	 Transporte	 Inspección	 Almacenmto.
Objeto: Residuos plásticos previamente lavados y secados Actividad: Rasgar, pesar, doblar y compactar los residuos plásticos hasta formar un ecoladrillo Nota: DAP para 1 ciclo de compactado. 22 g. de plástico por ciclo de compactado.							
Tomar residuo plástico	10	1	10	x			
Llevar residuo hacia zona de trabajo	10	1.5	15		x		
Rasgar residuo plástico en tiras	10	11	110	x			
Almacenar tiras de plástico	10	1.5	15				x
Coger plástico almacenado	1	1	1	x			
Llevar plástico almacenado hacia la balanza	1	2	2		x		
Pesar cantidad de plástico requerida (22 gr)	1	8	8	x			
Verificar que la cantidad de plástico sea la requerida (22 gr/ciclo)	1	3	3			x	
Sacar plástico previamente pesado de encima de la balanza	1	2	2	x			
Almacenar la cantidad de plástico pesada	1	1	1				x
Coger la botella PET	1	1	1	x			
Llevar botella PET hacia zona de trabajo	1	2	2		x		
Coger una tira de plástico	37	1	37	x			
Llevar una tira de plástico hacia zona de trabajo	37	1	37		x		
Doblar y machucar una tira de plástico	37	2	74	x			
Introducir residuo plástico en la botella PET	37	1.5	55.5	x			
Sujetar botella PET con una de las manos	1	1	1	x			
Coger herramienta rudimentaria de compactado	1	1	1	x			
Llevar herramienta rudimentaria de compactado hacia zona ingreso de la botella PET	1	1	1		x		
Introducir herramienta rudimentaria de compactado en la botella PET	1	2	2	x			
Compactar los residuos plásticos dentro de la botella PET en diferentes presiones	1	145	145	x			
Inspeccionar una adecuada compactación	1	5	5			x	
Sacar la herramienta de compactado y soltar la botella	1	2	2	x			
Soltar herramienta de compactado	1	1	1	x			
Total	204	198.5	531.5	15	5	2	2

Método planteado

El método propuesto se alinea a la solución óptima seleccionada y sus procesos correspondientes; es decir, los residuos plásticos lavados ingresan a la estación de corte y pre-chancado. Luego, estos residuos son ingresados al equipo compactador para formar el ecoladrillo. El detalle del DAP del método planteado se detalla en la Tabla 15.

Tabla 15. DAP para método propuesto





Descripción	Cant.	Tiempo (s)	Tiempo Total (s.)	Símbolo			
				 Operación	 Transporte	 Inspección	 Almacenmto.
Objeto: Residuos plásticos previamente lavados y secados Actividad: Cortar, chancar, pesar y compactar los residuos plástico hasta formar un ecoladrillo Nota: Para 1 ciclo de compactado. En promedio 73 g por ciclo de compactado.							
Encender máquina cortadora y ubicarse en zona de trabajo de corte y pesaje	1	3	3	x			
Coger e insertar residuos a máquina cortadora	1	10	10	x			
Cortar y pre-chancar residuos plásticos hasta obtener la cantidad requerida (73 g/ciclo)	1	150	150	x			
Apagar máquina cortadora	1	3	3	x			
Coger botella PET	1	1	1	x			
Llevar botella PET a zona de compactado	1	1	1		x		
Posicionar botella PET en posición adecuada	1	1.5	1.5	x			
Coger plástico pesado previamente	15	1	15	x			
Llevar plástico hacia zona de compactado	15	1	15		x		
Depositar residuos cortados y pre-chancados en la botella PET	15	3	45	x			
Posicionar herramienta de compactado dentro de botella PET	1	7	7		x		
Compactar residuos en botella PET	2	40	80	x			
Elevar herramienta y girar botella	1	4	4	x			
Inspeccionar una adecuada compactación	1	4	4			x	
Regresar herramienta de compactado a su posición inicial	1	12	12		x		
Soltar máquina de compactado	1	1	1	x			
Total	59	242.5	352.5	11	4	1	0

Resumen

En la Tabla 16, se observa que, con el método propuesto, se obtiene un ahorro considerable en la frecuencia de operaciones, transporte y almacenamiento por ciclo de compactado. En total, las operaciones disminuyen 145 pasos, lo cual representa una reducción del 71.1%. Además, los tiempos se reducen en 179 segundos, lo cual representa una reducción del 33.7%. También cabe resaltar que el proceso planteado acepta 143.7% más cantidad de

plástico que el proceso manual. A partir de esto, se puede decir que el nuevo proceso propuesto para la construcción resulta beneficioso para la producción y calidad de ecoladrillos.





Tabla 16. Resumen comparativo de los DAP

Resumen	Actual		Propuesto		Diferencia	
	Frec.	T (s)	Frec.	T (s)	Frec.	T (s)
Operación 	141	450.5	40	313.5	101	137
Transporte 	50	57	18	35	32	22
Inspecciones 	2	8	1	4	1	4
Almacenamientos 	11	16	0	0	11	16
TOTAL	204	531.5	59	352.5	145	179

3.4.2. Diagrama de análisis del paso de compactado (DAPC)

A partir de los DAP expuestos en el ítem anterior, se realiza una comparación de las operaciones exclusivas del proceso de llenado y compactado; es decir, del paso 11 al 24 del método manual y del paso 5 al 16 del método planteado. Esto se realiza para entender mejor la influencia del equipo compactador a diseñar dentro de los procesos.

Tabla 17. Resumen comparativo de los DAPC

Resumen	Actual		Propuesto		Diferencia	
	Frec.	T (s)	Frec.	T (s)	Frec.	T (s)
Operación 	118	319.5	36	147.5	82	172
Transporte 	39	40	18	35	21	5
Inspecciones 	1	5	1	4	0	1
Almacenamientos 	0	0	0	0	0	0
TOTAL	158	364.5	55	186.5	103	178

En la Tabla 17, se observa que el nuevo proceso de compactado representa una disminución de 65.2% en la frecuencia de operaciones y una disminución de 48.8% en el tiempo de operación respecto al proceso manual. A partir de esto, se corrobora que el proceso de compactado actual, además de disminuir los niveles de calidad de los ecoladrillos, representa un cuello de botella en el proceso de producción. También, pone en evidencia que el equipo compactador seleccionado para diseñar resulta beneficioso para la producción y mejora la calidad de los ecoladrillos.

3.4.3. Tiempo de operación

Se procede a calcular los tiempos necesarios para la producción de un ecoladrillo hecho de la botella descrita previamente con los dos procedimientos diferentes planteados en los diagramas DAP. El cálculo detallado se encuentra en el ANEXO 3: Tiempos de ciclo.

Con el método descrito inicialmente:

Tiempo de ciclo (experimental):	$T_{cy_i} = 531.5 s$
Tiempo de operación:	$T_{op_i} = 19665.5 s$
Tiempos frecuenciales:	$T_{f_i} = 80 s$
Tiempos suplementarios:	$T_{sup_i} = 18\%$
Tiempo asignado:	$T_{asg_i} = T_{op_i} \cdot (1 + T_{sup_i}) + T_{f_i} = 388.1 \frac{\text{min}}{\text{ecoladrillo}}$

Con el nuevo método planteado:

Tiempo de ciclo (esperado):	$T_{cy} = 364.5 s$
Tiempo de operación:	$T_{op} = 5832 s$
Tiempos frecuenciales:	$T_f = 105.8 s$
Tiempos suplementarios:	$T_{sup} = 9\%$
Tiempo asignado:	$T_{asg} = T_{op}(1 + T_{sup}) + T_f = 107.7 \frac{\text{min}}{\text{ecoladrillo}}$

Por un lado, a partir del análisis anterior, se observa que, bajo las condiciones que brinda el equipo propuesto, se genera una notable reducción de 280.4 minutos en los tiempos asignados. Esto, además, representa aproximadamente una reducción del 72.2% de los tiempos asignados.

Por otro lado, se observa que el tiempo asignado inicial se ha reducido en 4.67 horas. Sin embargo, el tiempo asignado esperado (1.8 horas) es aún un tiempo relativamente alto desde el punto de vista de la producción y manufactura. Esto se puede justificar de dos maneras. En primer lugar, se ha determinado que los ecoladrillos son construidos gracias al trabajo de ciudadanos voluntarios. Por ello, puede tardar 2 meses en promedio la construcción de un ecoladrillo de 3 litros, lo cual justifica su muy alto tiempo asignado inicial. Luego, las organizaciones ambientales y/o municipalidades se encargan de la recolección de estos ecoladrillos para brindarles un posterior uso. Sin embargo, como se plantea inicialmente, estos ecoladrillos no siempre cumplen con los requisitos de densidad y rigidez. Por ello, el nuevo tiempo de elaboración de aproximadamente 1 hora con 47 minutos puede dar lugar a nuevas alternativas para la construcción de ecoladrillos. Por

ejemplo, realizar convocatorias de voluntariados para 1 jornada de 7 horas dedicada a la construcción de ecoladrillos, lo cual asegura la construcción de 4 ecoladrillos de 3 L con excelentes propiedades mecánicas. En segundo lugar, desde el punto de vista de la producción, se puede plantear una posterior estación de trabajo que sea capaz de compactar varios ecoladrillos a la vez para justificar las horas hombre de un operario. Este último punto queda a disposición para un estudio y diseño futuro.

3.5. DISEÑO DE LA CREMALLERA

La cremallera (Figura 35) es el elemento del equipo que recibe la energía cinética rotacional del engranaje piñón y la transforma en energía cinética lineal para realizar el efecto de compactado en los residuos plásticos. Esta cremallera cuenta con un agujero en el extremo inferior, en donde se acopla el soporte de la herramienta de compactación.

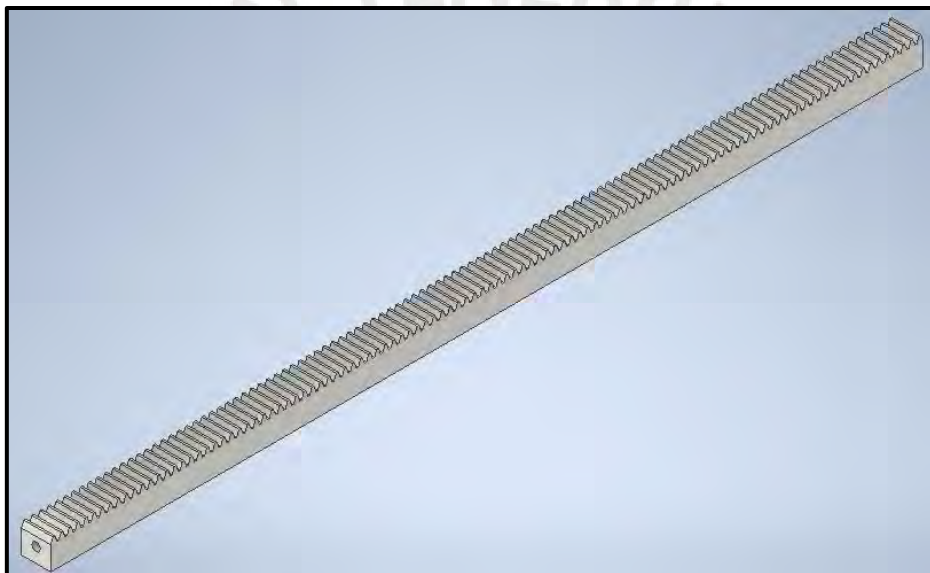


Figura 35. Vista general de la cremallera

3.5.1. Fuerza de compresión en la cremallera

La fuerza tangencial sobre los dientes de la cremallera es la misma fuerza de compactación que se aplica sobre el relleno (Figura 36).

Fuerza de compactación sobre el relleno: $F_{comp} = 100 \text{ kgf} = 980.66 \text{ N}$

Fuerza tangencial sobre la cremallera: $F_{tan} = F_{comp} = 980.66 \text{ N}$

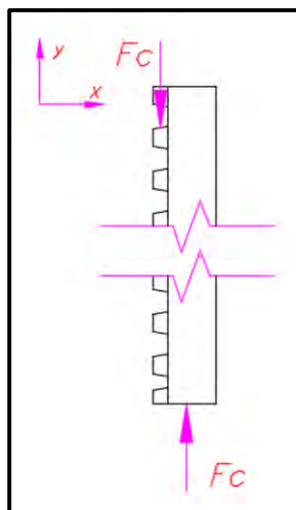


Figura 36. DCL de cremallera

3.5.2. Material y pre-dimensionamiento

Por un lado, los dientes de la cremallera deben soportar la fuerza de compactación, la cual es media baja. Además, debe presentar dureza superficial media-alta para evitar el desgaste al momento de realizar la correcta transmisión con los dientes del piñón y una buena maquinabilidad. A partir de esto, la marca Koom recomienda el acero **F-114**, también conocido como **DIN CK-45**, para cremalleras con aplicaciones generales sin grandes exigencias y cargas medio-pequeñas (KOOM, 2024).

Por otro lado, se debe seleccionar una cremallera cuyas dimensiones sean capaces de ingresar por el pico de la botella del ecoladrillo. Además, su longitud debe ser capaz de abarcar como mínimo la longitud total de una botella de 3 litros. A partir de esto, se proponen las siguientes dimensiones:

- Ancho de cremallera: $B = 17 \text{ mm}$
- Altura de cremallera: $A = 17 \text{ mm}$
- Longitud de cremallera: $L = 500 \text{ mm}$
- Área transversal de cremallera: $A_{\text{cremallera}} = A * B = 289 \text{ mm}^2$

3.5.3. Verificación por pandeo

La cremallera trabaja como un elemento esbelto sometido principalmente a compresión, por ello es necesario verificar su grado de esbeltez y determinar si falla por el efecto de pandeo antes que por la resistencia mecánica del material planteado. El cálculo de pandeo a detalle se encuentra en el ANEXO 4: Cremallera. Para este, se toman las siguientes consideraciones:

- La dimensión A trabaja al 80% de su capacidad para cálculos de pandeo debido al debilitamiento por los dientes.
- Se trabaja como un eje con ambos extremos empotrados.

Altura efectiva: $A' = 80\%A = 13.6 \text{ mm}$

Inercia en x: $I_x = \frac{B \cdot A'^3}{12} = 3563.56 \text{ mm}^4$

Longitud efectiva: $L_p = \frac{L}{2} = 0.25 \text{ m}$

Coefficiente de esbeltez: $\lambda_x = \frac{L_p}{\sqrt{\frac{I_x}{B \cdot A'}}} = 63.68$

Esfuerzo real aplicado: $\sigma_{real} = \frac{F_{comp}}{B \cdot A'} = 4.24 \text{ MPa}$

Esfuerzo límite según método europeo: $\sigma_{lim} = 907.35 - 4.21 * \lambda = 639.26 \text{ MPa}$

Factor de seguridad: $FS_{pandeo} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{real}} = 150.7$

Se observa que la cremallera no falla por pandeo cuando se le aplica la fuerza máxima de compresión de 100 kgf. Además, presenta un factor de seguridad de **150.7** antes de llegar a su esfuerzo límite.

3.5.4. Módulo de la cremallera

A una cremallera de acero AISI SAE 1045 bonificado, le corresponde un módulo de entre 2 y 3 de acuerdo con los diagramas de selección de Lewis y Herz (KOOM, 2024). Debido a las limitaciones de espacio descritas previamente, se opta $m = 2$. La resistencia de los dientes de la cremallera con este módulo seleccionado se justifica en el ANEXO 5: Engranaje piñón.

3.5.5. Relación entre ancho y módulo

De acuerdo con DIN 780, la relación entre el ancho de la cremallera y su módulo correspondiente debe encontrarse entre 5 y 15 para aceros endurecidos. Se realiza la verificación correspondiente y se corrobora que el módulo y espesor de la cremallera seleccionada son los adecuados.

Módulo de la cremallera: $m = 2 \text{ mm}$

Relación ancho-módulo: $\lambda_{bm} = \frac{B}{m} = 8.5 \in [5-15] \Rightarrow \text{Aceptado!}$

A partir de estos cálculos, se puede afirmar que es correcto seleccionar una cremallera concorde a las dimensiones planteadas inicialmente hecha de acero DIN CK-45. Además, no falla por pandeo.

3.6. DISEÑO DEL PIÑÓN

El engranaje piñón (Figura 37), recepciona la energía cinética rotacional impresa sobre la manivela y la transfiere a la cremallera. Es importante resaltar que este elemento debe ser diseñado de tal manera de que pueda engranar adecuadamente con la cremallera diseñada previamente ya que se encuentran en contacto directo. Además, el piñón debe calzar adecuadamente con el eje y funcionar como un cubo para este.

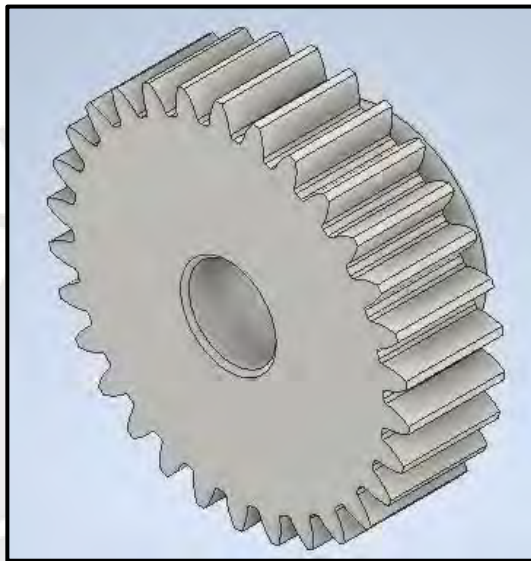


Figura 37. Vista general del piñón

3.6.1. Estática del piñón

Se analiza el momento que debe soportar el piñón para aplicar la fuerza necesaria de compresión sobre la cremallera (Figura 38).

Fuerza tangencial:

$$F_t = F_{comp} = 980.66 \text{ N}$$

Fuerza radial:

$$F_r = F_{tan} * \tan(20^\circ) = 356.93 \text{ N}$$

Fuerza total en el engranaje:

$$F_{eng} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 1043.6 \text{ N}$$

Momento aplicado sobre el engranaje: $M_1 = F_{comp} \times 30 \text{ mm} = 29.42 \text{ N.m}$

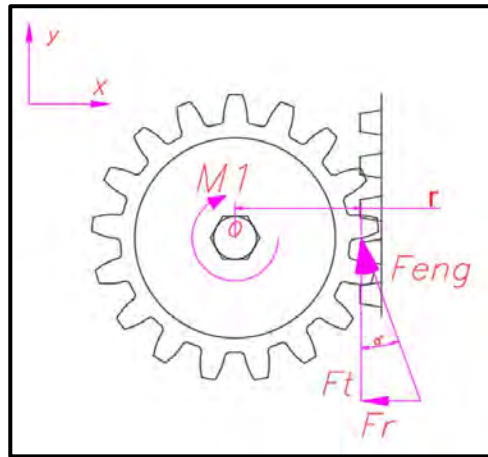


Figura 38. DCL del piñón

3.6.2. Material del piñón

El material del piñón debe cumplir con condiciones mecánicas similares expuestas para la cremallera. Sin embargo, se opta por un material ligeramente más blando para que el piñón sea el elemento crítico en desgaste, ya que su reemplazo es más sencillo. A partir de esto, la marca KOOM recomienda el acero bonificado F-1540, también conocido como **DIN 14NiCr14**, para piñones (KOOM, 2024).

3.6.3. Geometría del piñón

El piñón se encuentra en contacto directa con la cremallera durante la operación. Por ello, debe presentar el mismo módulo que esta. Para este caso en específico, el espacio no es una limitante como sí lo es el número mínimo de dientes. La selección y el catálogo se detallan en el ANEXO 5: Engranaje piñón. El piñón a diseñar presenta las siguientes características.

Ancho del diente:	$B = 17 \text{ mm}$
Ángulo de presión:	$\alpha = 20^\circ$
Módulo:	$m = 2 \text{ mm}$
Nº real de dientes:	$z_1 = 30$ ($> 18 \rightarrow$ Aceptado!)
Paso:	$p = m * \pi = 6.28 \text{ mm}$
Addendum:	$h_a = m = 2 \text{ mm}$
Deddendum:	$h_f = 1.25 * m = 2.5 \text{ mm}$
Diámetro primitivo:	$d_{p1} = m * z = 60 \text{ mm}$
Perímetro primitivo:	$P_p = d_{p1} * \pi = 188.5 \text{ mm}$
Cabeza de diente:	$A_d = m = 2 \text{ mm}$

Espesor de diente: $S = p * \frac{19}{40} = 2.98 \text{ mm}$

Radio de entalle: $R = \frac{p}{12} = 0.52 \text{ mm}$

3.6.4. Coeficiente de engrane e inclinación

Estos coeficientes sirven para conocer mejor la interacción entre el engranaje piñón y la cremallera cuando se encuentran en operación; además, son requisito para cálculos posteriores. Para el cálculo de los coeficientes, se aproxima el número de dientes de la cremallera con un número muy grande con fines operativos ya que en realidad se debe considerar como infinito. Además, debido a que nuestro modelo no presenta limitaciones de espacio, se considera una corrección nula entre el piñón y la cremallera. El cálculo completo de estos coeficientes se encuentra en ANEXO 5: Engranaje piñón.

Ángulo de hélice: $\beta = 0^\circ$

Nº de dientes de la cremallera: $z_2 \approx 10^6$

Módulo tangencial: $m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 2 \text{ mm}$

Ángulo de presión transversal primitivo: $\tan(\alpha_t) = \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \rightarrow \alpha_t = 20^\circ$

Distancias entre centros: $a_d = a' \approx 1000 \text{ m}$

Ángulo de presión transversal en rodadura: $\alpha'_t = a \cos\left(\frac{m_t}{2a'}(z_1 + z_2) * \cos(\alpha_t)\right) = 20^\circ$

Paso circular tangencial: $p_t = \pi * m_t = 6.28 \text{ mm}$

Paso transversal sobre la línea de acción: $p_{et} = p * \cos(\alpha_t) = 5.9 \text{ mm}$

Relación de transmisión: $u = \frac{z_2}{z_1} \approx 33333$

Segmento de engrane: $g_a = \frac{1}{2}(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{u}{|u|}\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}) - a' * \sin(\alpha'_t) = 10.73 \text{ mm}$

Coeficiente de engrane: $\xi_\alpha = \frac{g_a}{p_{et}} = 1.82$

Coeficiente de inclinación: $\xi_\beta = B \frac{\tan(\beta)}{p_t} = 0$

3.6.5. Resistencia a la fatiga por flexión en la raíz del diente

El engranaje y la cremallera trabajan a constante flexión cuando se transmite la fuerza de compresión del primer al segundo elemento. Además, debido a su geometría, la raíz de los dientes representa importantes concentradores de esfuerzos. Por ello, es importante realizar el análisis por flexión a la raíz del diente según la norma DIN 3990. Este análisis

se detalla en el ANEXO 5: Engranaje piñón y se obtienen los factores descritos a continuación. Cabe resaltar que el subíndice 1 hace referencia a los factores correspondientes al engranaje piñón y el 2 a los correspondientes a la cremallera.

Factor de forma:	$Y_{FA1} = 2.55$	$Y_{FA2} = 2.05$
Factor de concentración de tensión:	$Y_{SA1} = 1.68$	$Y_{SA2} = 2.25$
Factor de inclinación:	$Y_{\beta} = 1$	
Factor de engranaje:	$Y_{\xi} = 0.66$	
Factor de servicio:	$K_A = 1$	
Factor de acabado superficial en el redondeo de la raíz:	$Y_{Rrel.T1} = 0.96$	$Y_{Rrel.T2} = 0.96$
Factor de sensibilidad a la entalla del material:	$Y_{\delta Rel.T1} = 0.99$	$Y_{\delta Rel.T2} = 1.03$
Factor de tamaño:	$Y_X = 1$	
Factor de duración de vida:	$Y_{NT} = 1.7$	
Factor de corrección de la tensión para ruedas probadas:	$Y_{ST} = 2$	
Factor de seguridad mínimo ante la rotura y fatiga:	$S_{Fmin} = 1.7$	

A partir de estos factores, se determina las tensiones nominales en la raíz del diente, las tensiones admisibles del material y los factores de seguridad para el piñón (1) y la cremallera (2) respectivamente.

Tensión nominal:
$$\sigma_{FN1} = \frac{F_{comp}}{B * m} * K_A * Y_{Fa1} * Y_{Sa1} * Y_{\xi} * Y_{\beta} = 81.55 MPa$$

$$\sigma_{FN2} = \frac{F_{comp}}{B * m} * K_A * Y_{Fa2} * Y_{Sa2} * Y_{\xi} * Y_{\beta} = 87.81 MPa$$

Tensión admisible:
$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} * Y_{ST} * Y_{\delta relT1} * Y_{RrelT1} * Y_X * Y_{NT} = 851.86 MPa$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} * Y_{ST} * Y_{\delta relT2} * Y_{RrelT2} * Y_X * Y_{NT} = 632.83 MPa$$

Factor de seguridad:
$$FS_{raiz1} = \frac{\sigma_{FN1}}{\sigma_{FP1}} = 10.45 \quad FS_{raiz2} = \frac{\sigma_{FN2}}{\sigma_{FP2}} = 7.2$$

Se corrobora que $\sigma_{FN} \leq \sigma_{FP}$ en ambos casos, por lo que ni el piñón ni la cremallera fallan por fatiga a la flexión a la raíz del diente. Además, se observa que ambos presentan un factor de seguridad similar.

3.6.6. Resistencia a la fatiga por presión en el flanco del diente

El engranaje y la cremallera trabajan, también, a presión cuando entran en contacto uno con el otro durante la operación. De acuerdo con DIN 3990, se debe realizar un análisis por presión al flanco del piñón. Para esto, se debe determinar el elemento más blando entre

el piñón y la cremallera. Luego de comparar las durezas de sus materiales correspondientes, se determina que el elemento ligeramente más blando es el piñón. Este análisis se detalla en el ANEXO 5: Engranaje piñón y se obtienen los factores descritos a continuación. Cabe resaltar que el subíndice 1 hace referencia a los factores correspondientes al piñón y el 2 a los correspondientes a la cremallera.

Dureza de la cremallera:	$HB_{1440} = 278$
Dureza del piñón:	$HB_{1540} = 217 \rightarrow$ más blando
Factor de zona:	$Z_H = 2.5$
Factor de engrane:	$Z_\xi = 0.86$
Factor de ángulo de hélice:	$Z_\beta = 1$
Factor de duración del flanco:	$Z_{NT} = 1.6$
Factor de lubricación:	$Z_L = 1.015$
Factor de rugosidad:	$Z_R = 1.1$
Factor de apareamiento de los materiales:	$Z_W = 1.15$
Factor de velocidad:	$Z_V = 0.95$
Factor de tamaño:	$Z_X = 1$
Factor de elasticidad:	$Z_E = 189.8$
Factor de seguridad para evitar picaduras:	$S_{H\min} = 1.3$

A partir de estos factores, se determina la tensión nominal en el punto de rodadura del diente del piñón, la tensión admisible del material y el factor de seguridad correspondiente.

$$\begin{aligned} \text{Tensión nominal: } \sigma_{HN} &= \sqrt{\frac{F_{comp} \cdot K_A \cdot u + 1}{B \cdot d_{p1}} \cdot \frac{u + 1}{u}} \cdot (Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\xi \cdot Z_\beta) = 400.13 \text{ MPa} \\ \text{Tensión admisible: } \sigma_{HP} &= \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{H\min}} \cdot (Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X) = 1155.97 \text{ MPa} \\ \text{Factor de seguridad: } FS_{flanco} &= \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{HN}} = 2.89 \end{aligned}$$

Se observa que $\sigma_{HN} \leq \sigma_{HP}$ y se obtiene un factor de seguridad de 2.89; por lo que, se corrobora que los dientes no fallan por fatiga por presión en el flanco.

3.7. RODAMIENTOS

La función de los rodamientos es guiar las piezas con movimiento relativo una respecto a la otra y apoyarlas en relación a su entorno. En esta tarea se absorben las fuerzas y las transmiten a la construcción anexa, de este modo, establecen la conexión entre los componentes mecánicos estáticos y los móviles (Schaeffler Technologies, 2016, p. 9). Para el guiado y el

apoyo de un eje rotativo se requieren, como mínimo, dos rodamientos, dispuestos a una distancia determinada uno del otro. Según la aplicación, se selecciona un apoyo fijo y un apoyo libre (Schaeffler Technologies, 2016, p. 11). Para el caso de la maquina compactadora, los rodamientos (Figura 39) sirven de apoyo al eje, ayudan a disminuir las fuerzas de fricción y facilitan el movimiento rotacional de este.

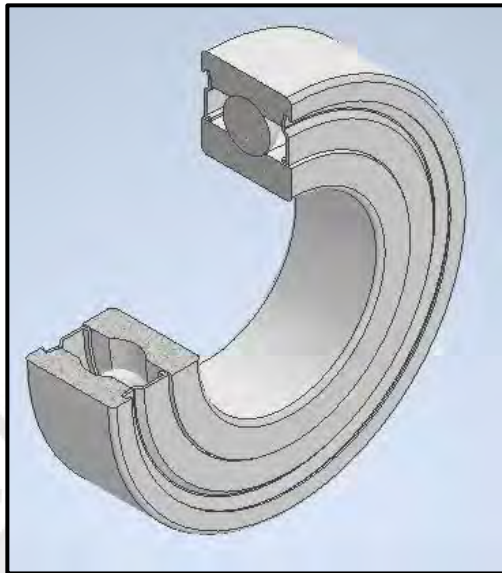


Figura 39. Vista 3/4 de rodamiento SKF 61901-2Z

Nota: Extraído de “SKF” [<https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61901-2Z>]

3.7.1. Estática del eje

Se analiza el eje en el momento de compresión máxima al interior del ecoladrillo; es decir, cuando el eje se encuentra cargado con el máximo momento torsor. Se asume un caso crítico en donde se aplica adicionalmente un 5% de la fuerza total del engranaje, pero en dirección axial, la cual es compensada por el rodamiento fijo (Figura 40).

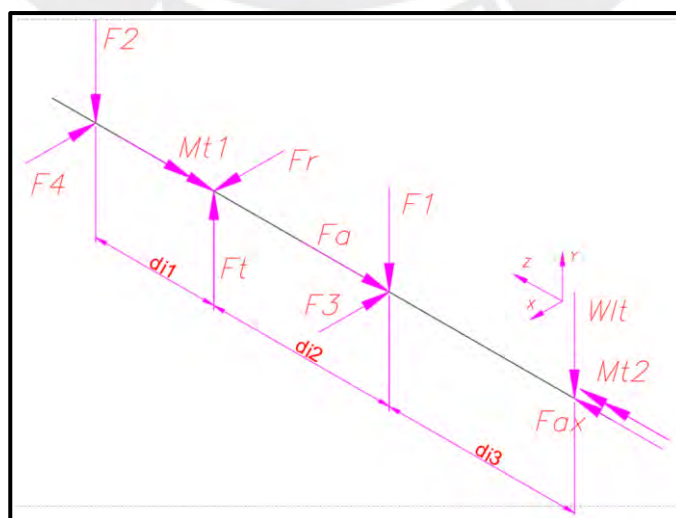


Figura 40. DCL del eje rotatorio

El esquema mostrado en la Figura 40 se simula en Inventor con la herramienta de simulación de ejes, como se muestra en la Figura 41, y se obtienen los resultados expuestos a continuación. El cálculo completo y la simulación del eje se encuentran expuestos en el ANEXO 6: Rodamientos y ANEXO 7: Eje Transversal respectivamente.

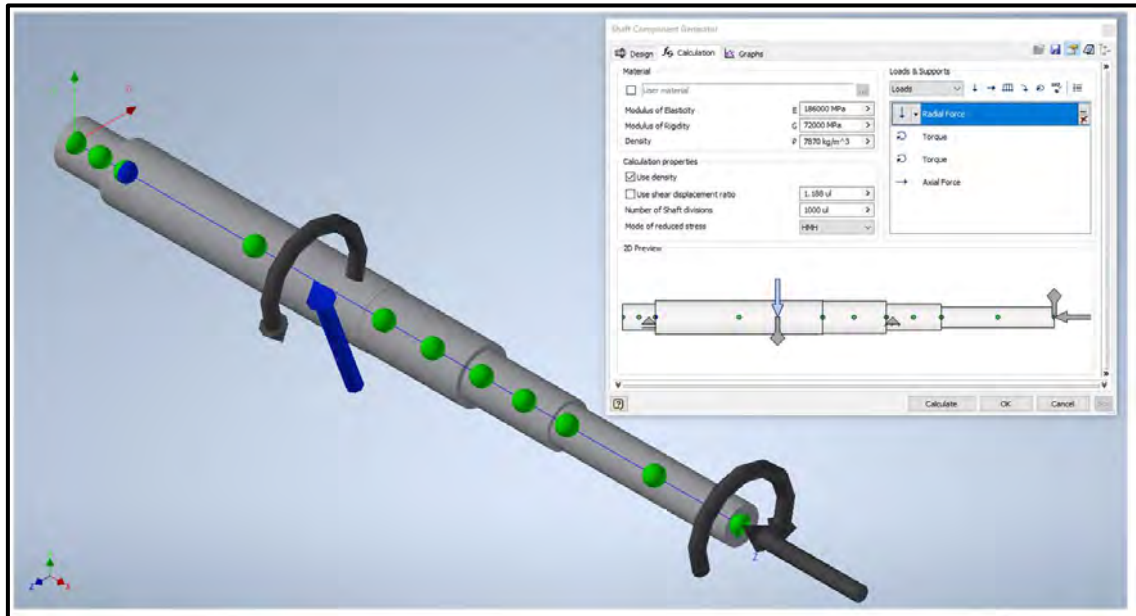


Figura 41. Simulación de eje en Inventor

Distancias conocidas:

Distancia del primer tramo: $di_1 = 58 \text{ mm}$

Distancia del segundo tramo: $di_2 = 52 \text{ mm}$

Distancia del tercer tramo: $di_3 = 73 \text{ mm}$

Fuerzas calculadas:

Fuerzas en el rodamiento izquierdo: $F_2 = 462.83 \text{ N}$

$F_4 = 168.73 \text{ N}$

$F_{rod2} = \sqrt{F_2^2 + F_4^2} = 492.63 \text{ N}$

Fuerzas en el rodamiento derecho: $F_1 = 515.65 \text{ N}$

$F_4 = 188.2 \text{ N}$

$F_{rod1} = \sqrt{F_1^2 + F_3^2} = 548.92 \text{ N}$

Momento torsor aplicado al eje: $M_{t2} = M_{t1} = M_1 = 29.42 \text{ Nm}$

Fuerza axial en el rodamiento: $F_a = F_{Ax} = 5\%F_{eng} = 52.18 \text{ N}$

3.7.2. Datos generales de funcionamiento

Debido a la magnitud y sentido de las fuerzas aplicadas sobre los apoyos del eje rotatorio, se decide que estos sean rodamientos rígidos de bolas de una sola hilera y con placa de protección en ambos lados. Este tipo de rodamientos soporta cargas axiales y radiales en

ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera (SKF, 2023). El detalle del rodamiento seleccionado se encuentra adjunto en el ANEXO 6: Rodamientos. Para el diseño propuesto se toman las consideraciones expuestas a continuación.

Velocidad de funcionamiento:	$n_{ro} = 60 \text{ rpm}$
Temperatura de trabajo:	$T_{trabajo} = 40^{\circ}\text{C}$
Vida nominal esperada:	20mil a 30mil horas
Contaminación del entorno:	Limpieza normal
Confiabilidad:	$Co = 90\%$

3.7.3. Geometría del rodamiento

El cálculo para la selección del rodamiento se realiza de manera iterativa hasta llegar al rodamiento adecuado para nuestra aplicación. Esta iteración se detalla en el ANEXO 6: Rodamientos y, finalmente, se selecciona el rodamiento 61901 – 2Z del catálogo de SKF. La disposición general de este rodamiento se muestra en la Figura 42 y presenta las siguientes características:

Diámetro interior:	$d_{ro} = 12 \text{ mm}$
Diámetro exterior:	$D_{ro} = 24 \text{ mm}$
Ancho:	$B = 6 \text{ mm}$
Diámetro medio:	$dm_{ro} = \frac{d_{ro} + D_{ro}}{2} = 18 \text{ mm}$
Capacidad de carga estática:	$C_o = 1.46 \text{ kN}$
Capacidad de carga dinámica:	$C = 2.91 \text{ kN}$
Carga límite de fatiga:	$P_u = 0.062 \text{ kN}$
Exponente para rodamiento de bolas:	$p_r = 3$
Relación de fuerzas:	$\frac{F_a}{F_{rod1}} = 0.095$
Factor de cálculo:	$f_o = 14.5$
Tipo de juego:	<i>Juego Normal CN</i>

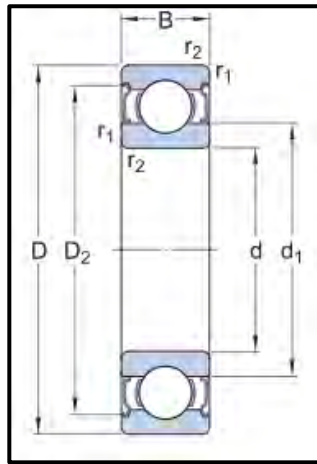


Figura 42. Disposición general del rodamiento 61901-2Z

Nota: Extraído de "SKF" [<https://www.skf.com/pe/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61901-2Z>]

A partir de esto, se calcula la carga dinámica equivalente máxima.

Factor de juego: $f_j = f_o \frac{F_a}{C_o} = 0.518$

Interpolando: $\frac{f_j - 0.345}{0.689 - 0.345} = \frac{f_e - 0.22}{0.26 - 0.22} \rightarrow f_e = 0.24$

Comprabación: $\frac{F_a}{F_{rod1}} \leq f_e \rightarrow P_{ro} = F_{rod1}$

Carga dinámica equivalente máxima: $P_{ro} = F_{rod1} = 548.92 N$

A partir de las condiciones de trabajo, las características geométricas y mecánicas, se calcula la vida en horas del rodamiento seleccionado. Este cálculo toma como referencia el procedimiento y tablas expuestas en el catálogo de SKF, el cual se detalla en el ANEXO 6: Rodamientos.

Factor de ajuste por fiabilidad: $f_{(Co)} : a_{c1} = 1$

Viscosidad nominal: $f_{(dm;n)} : \nu_1 = 370 \frac{mm^2}{s}$

Lubricante usado: $f_{(T;\nu_1)} : ISOVG 320$

Viscosidad real: $f_{(ISOVG 320)} : \nu_{real} = 320 \frac{mm^2}{s}$

Relación de viscosidad: $f_{(\nu_1;\nu_{real})} : \kappa_{lub} = \frac{\nu_{real}}{\nu_1} = 0.86$

Factor de contaminación: $f_{(Limpieza normal)} : \eta_c = 0.5$

Factor de modificación de vida útil: $f_{(\eta_c \frac{P_a}{P_{ro}}; \kappa_{lub})} : a_{SKF} = 0.85$

Vida útil modificada en rev:
$$L_{10m} = ac_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_{ro}} \right)^{Pr} \cdot 10^6 = 126.64 \times 10^6 \text{ rev}$$

Vida útil modificada en horas:
$$L_{10mh} = \frac{L_{10m}}{n_{ro}} = 35178.5 \text{ hrs} > [20000 - 30000]$$

Finalmente, se procede a realizar la comprobación de carga mínima. Este cálculo permite comprobar que la carga mínima aplicada a cualquiera de los rodamientos sea mayor a la carga mínima que provocaría el deslizamiento de las bolas internas del rodamiento.

Factor de carga mínima: $k_{ro} = 0.02$

Velocidad de referencia: $n_{ref} = 67000 \text{ rpm}$

Fuerza de carga mínima:
$$F_{rm} = k_{ro} \left(6 + \frac{4 \cdot n_{ro}}{n_{ref}} \right) \cdot \left(\frac{d_{m_{ro}}}{100} \right)^2 = 3.89 \text{ N}$$

Comprobación: $|F_{rod2}| > F_{rm} \rightarrow \text{Aceptado!}$

Se observa que el rodamiento seleccionado **61901-2Z** se encuentra sobredimensionado respecto a la vida útil esperada en aproximadamente 5200 horas y que las fuerzas aplicadas sobre estos no provocan resbalamiento. Se decide permitir este sobredimensionamiento del rodamiento debido a que presenta una geometría beneficiosa para el eje, la cual se detalla más adelante.

3.8. DISEÑO DE EJE TRANSVERSAL

El eje transversal (Figura 43) recibe la energía rotacional impresa en la palanca de aplicación y la transmite hacia el engranaje de transmisión, el cual se encuentra acoplado al eje a través de un pin. El eje se encuentra apoyado sobre dos rodamientos rígidos de bolas y, además, uno de sus extremos se encuentra acoplado a un limitador de torque, el cual sirve como soporte de la palanca de aplicación.

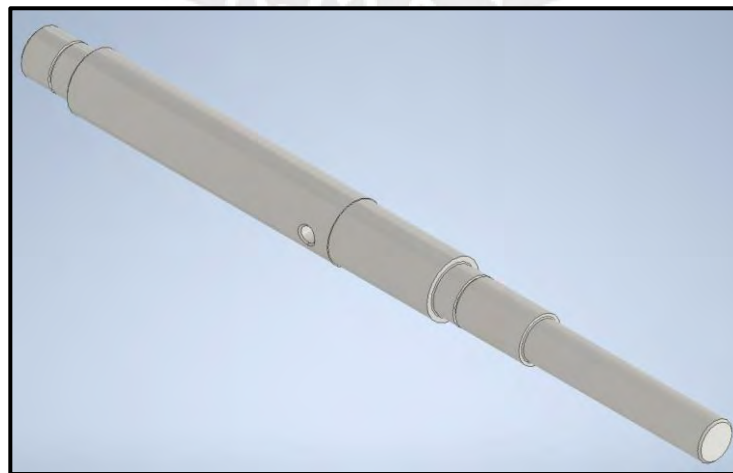


Figura 43. Vista general del eje

3.8.1. Material del eje

El eje soporta esfuerzos medios de compresión, corte, flexión y torsión medios bajos. Por ello, se recomienda un acero de gran tenacidad y baja dureza como el **AISI 1020** en estado de cementado, templado y revenido.

3.8.2. Geometría del eje

El diámetro del primer tramo del eje y los radios de entalle coinciden con el diámetro interior del rodamiento seleccionado. El segundo tramo del eje debe cumplir con diámetro necesario para un correcto acople con ajuste con el engranaje; este cálculo se detalla en el ANEXO 8: Pasador ranurado. El tercer tramo debe ser ligeramente inferior que el segundo tramo de tal manera que genere mínimos concentradores de esfuerzos en el cambio de sección y no roce en ningún momento con el engranaje cuando este sea montado sobre el eje. El cuarto tramo vuelve a corresponder al diámetro interior del rodamiento seleccionado. La reducción de diámetro del cuarto tramo del eje se justifica debido a que debe existir un tope cuando el limitador de torque se monte sobre este. Finalmente, el diámetro y espesor donde se ubicarán los anillos sigger, siguen las recomendaciones de la norma ANSI correspondiente a un eje de 12 mm. La posición de toda esta geometría descrita se esquematiza en la Figura 44. La geometría y referencias específicas se calculan a detalle en el ANEXO 7: Eje Transversal.

Primer diámetro del eje:	$d_1 = d_{ro} = 12 \text{ mm}$
Segundo diámetro del eje:	$d_2 = 15.5 \text{ mm} \in [14 - 15.8] \rightarrow \text{Aceptado!}$
Tercer diámetro del eje:	$d_3 = d_2 - 0.5 = 15 \text{ mm}$
Radio de entalle del resalte:	$r_{a1} = 0.3 \text{ mm} \leq 0.3 \text{ mm} \rightarrow \text{Aceptado!}$
Diámetro de ranura:	$d_4 = 10.85 \text{ mm}$
Espesor de ranura:	$e_4 = 0.7 \text{ mm}$
Quinto diámetro del eje:	$d_5 = 10 \text{ mm}$

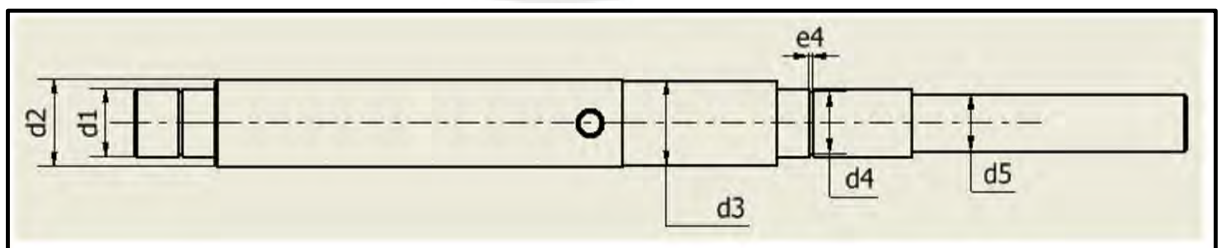


Figura 44. Esquema de los diferentes diámetros del eje

3.8.3. Verificación por fluencia y fatiga

Para asegurar el correcto funcionamiento del eje giratorio, se debe verificar su resistencia a la fluencia y a la fatiga. Estas verificaciones se deben realizar en las distintas secciones críticas del eje, las cuales son determinadas como tal debido a concentradores de esfuerzos, cargas altas y/o debilitamiento interno del eje. La posición de todas las secciones descritas se esquematiza en la Figura 45. Las verificaciones de las cinco secciones se detallan en el ANEXO 7: Eje Transversal.

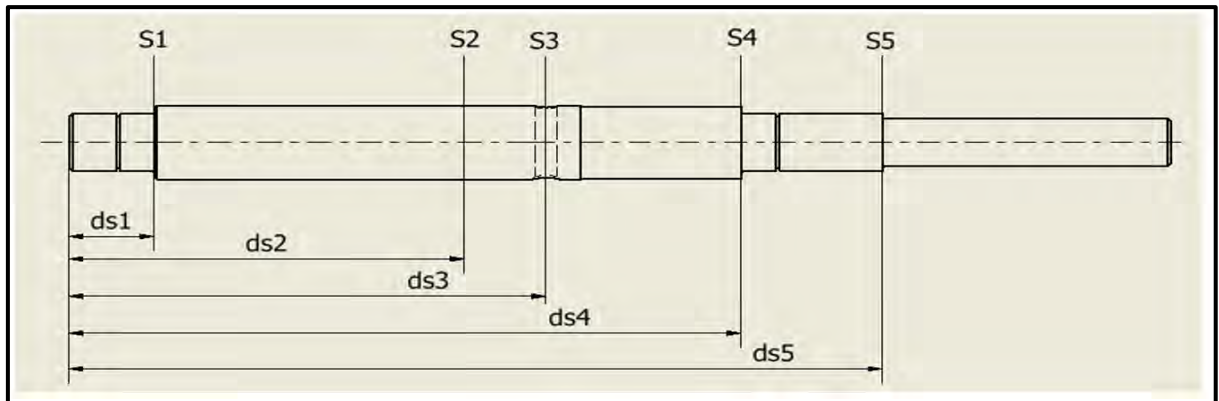


Figura 45. Esquema de las secciones críticas en el eje

Para el correcto desarrollo de las verificaciones por fluencia y fatiga, se toman las siguientes consideraciones:

Rugosidad:	$R_t = 10 \mu m$ (torneado fino)
Temperatura de trabajo:	$T = 40^\circ C$
Confiabilidad:	$Co = 90\%$
Distancia de la sección 5:	$d_{s5} = 144 mm$

Primero, se obtienen los esfuerzos actuantes en la sección 5 a partir de la herramienta de simulación de ejes en Inventor.

Esfuerzo por flexión:	$\sigma_{f5} = 0 MPa$
Esfuerzo cortante:	$\tau_{c5} = 0 MPa$
Esfuerzo por torsión:	$\tau_{t5} = 149.84 MPa$
Esfuerzo normal:	$\sigma_{e5} = 0.664 MPa$

Segundo, con estos esfuerzos, se calculan los esfuerzos superior, inferior, medio y alternante necesarios para calcular la resistencia a la fatiga. Cabe resaltar que, debido a la forma de trabajo del equipo compactador, todos los esfuerzos que actúan sobre la sección 5 se toman como pulsantes puros, es decir, con esfuerzos inferiores nulos.

Esfuerzo normal superior: $\sigma_{Ns5} = -\sigma_{N5} = -0.664 MPa$

Esfuerzo normal medio: $\sigma_{Nm5} = \frac{\sigma_{Ns5} + \sigma_{Ni5}}{2} = -0.332$

Esfuerzo normal alternante: $\sigma_{Nm5} = \frac{\sigma_{Ns5} - \sigma_{Ni5}}{2} = -0.332$

Esfuerzo de torsión superior: $\tau_{ts5} = \tau_{t5} = -149.84 MPa$

Esfuerzo de torsión medio: $\tau_{tm5} = \frac{\tau_{ts5} + \tau_{ti5}}{2} = -74.92 MPa$

Esfuerzo de torsión alternante: $\tau_{ta5} = \frac{\tau_{ts5} - \tau_{ti5}}{2} = -74.92 MPa$

Tercero, se calculan los coeficientes para las condiciones planteadas.

De superficie: $c_s = 0.9$

De tamaño para torsión: $c_{ts} = 1$

De tamaño para compresión: $c_{tN5} = 1$

De temperatura: $c_{temp} = 1.009$

De carga tipo axial: $c_{cargN} = 0.85$

De carga tipo torsión: $c_{cargt} = 1$

De confiabilidad: $c_c = 0.897$

De concentración de esfuerzos por compresión: $\beta_{N5} = 1.471$

De concentración de esfuerzos por torsión: $\beta_{t5} = 1.232$

Cuarto, se calculan los esfuerzos alternantes aumentados, y esfuerzos equivalentes.

Esfuerzo normal alternante aumentado: $\sigma'_{Na5} = \left(\frac{\beta_{N5}}{c_s \cdot c_{tN5} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargN} \cdot c_c} \right) \sigma_{Na5} = -0.71 MPa$

Esfuerzo de torsión alternante aumentado: $\tau'_{ta5} = \left(\frac{\beta_{t5}}{c_s \cdot c_{ts} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargt} \cdot c_c} \right) \tau_{ta5} = -113.3 MPa$

Esfuerzo equivalente medio: $\sigma_{meq5} = \sqrt{\sigma_{Nm5}^2 + 3(\tau_{tm5}^2)} = 129.76 MPa$

Esfuerzo equivalente alternante: $\sigma'_{aeq5} = \sqrt{\sigma'_{Nm5}^2 + 3(\tau'_{ta5}^2)} = 196.29 MPa$

Esfuerzo equivalente superior: $\sigma_{seq5} = \sqrt{\sigma_{Ns4}^2 + 3(\tau_{ts4}^2)} = 259.52 MPa$

Finalmente, se calcula los factores de seguridad con los esfuerzos calculados y las propiedades mecánicas del material del eje.

Factor de seguridad a la fatiga:
$$FS_{fat5} = \left(\frac{\sigma_{meq5}}{\sigma_{1020}} + \frac{\sigma'_{aeq5}}{\sigma_{Alt1020}} \right)^{-1} = 1.46$$

Factor de seguridad a la fluencia:
$$FS_{flu5} = \frac{\sigma_{F1020}}{\sigma_{seq5}} = 1.7$$

Se observa que el eje no falla ni por fluencia ni por fatiga; sin embargo, su zona crítica es la sección 5, que se encuentra a una distancia de 145 mm del extremo izquierdo. Además, con los cálculos realizados, se observa que el eje falla primero por fatiga, presentando un factor de seguridad de 1.46 en esta misma sección.

3.8.4. Selección del limitador de torque

La fuerza máxima de compresión aplicada sobre el relleno del ecoladrillo es de 100 kgf. Esta fuerza ha sido preestablecida como límite superior para proteger a los elementos del equipo compactador de daños mecánicos. Por ello, esta fuerza es limitada a través de un limitador de torque acoplado al eje transversal. Como su propio nombre lo dice, este elemento limita el torque suministrado al eje, el cual a su vez limita la fuerza de compactación. Los limitadores de torque ofrecen diferentes ventajas tanto para los fabricantes como para los procesos productivos; como, por ejemplo, reducción de factores de seguridad, máquinas con dimensiones óptimas, y reducción de gastos operativos y de mantenimiento (Mayr, 2016).

En el caso de la compactadora, se requiere un limitador de torque compacto y de bajo peso para que no genere deflexiones en el eje. Además, debe permitir que, cuando se produzca el desacople, la palanca de aplicación no se caiga. A partir de esto, se opta por el modelo **EAS-smartic flange design** de la marca Mayr, el cual se muestra en la Figura 46. Esta línea de limitadores presenta un modelo compacto, económico, confiable y un montaje muy sencillo (Mayr, 2015). Además, estos limitadores trabajan con desconexión de la carga a partir del principio de descenso de bola y una tecnología de reenclavamiento automático (Mayr, 2015). Finalmente, sus principales ventajas son que cuentan con unas propiedades mecánicas optimizadas y un amplio rango de ajuste de par de giro que va desde el 6% hasta el 100% del par de giro máximo admitido (Mayr, 2015).



Figura 46. Limitador de torque EAS-Smartic

Nota: Figura tomada de “Mayr: EAS-Smartic”
 [https://www.mayr.com/produkte/dokumentationen/kupplungen/eas-smartic/k_481_v10_en_20_01_2015.pdf]

A partir de lo expuesto, se procede a seleccionar un modelo en específico de la línea EAS-Smartic del catálogo correspondiente (Figura 47). La selección completa se ubica en el ANEXO 7: Eje.

Torque máximo permitido: $T_{\max} = M_1 = 29.42 \text{ Nm} \in [18 - 33] \text{ Nm} \rightarrow \text{Rango 6}$

Order Number						
_ / 4 8 1 . _ _ 5 . 0 / _ / _ / _						
△ △ △ △ △ △						
Size	Torque range	2	2 Keyway	Bore	Bore	With limit switch
01	Torque range	3	3 Clamping ring hub			
0	Torque range	4	4 Clamping ring hub + keyway	$\varnothing d^{H7}$	$\varnothing d_2^{H7}$	
1	Torque range	5				see page 10
2	Torque range	6				
	Torque range	7				
	Torque range	8				

Figura 47 Nomenclatura técnica para .EAS-Smartic

Luego, se establece que el diámetro del tramo del eje que se acopla con el limitador de torque vaya de acuerdo con los rangos establecidos en el catálogo. Además, para el caso de la compactadora, no es necesario un limit switch ya que el pare de la alimentación de energía es automático al tratarse de una alimentación manual.

Diámetro de eje: $d_5 = 10 \text{ mm} \in [10 - 22] \text{ mm} \rightarrow \text{Aceptado!}$

Se corrobora que el diámetro indicado para el eje es correcto y, finalmente, se tiene que el modelo seleccionado es el “EAS-smartic flange design 01/481.635.0/10/without limit switch” de la marca Mayr.

3.9. PASADOR ELÁSTICO RANUDARADO

El engranaje y el eje a diseñar se unen a través de un pasador elástico ubicado de manera transversal por estos dos elementos para que logren rotar coordinadamente. Para esto, se adiciona una masa con forma cilíndrica adyacente al engranaje para cumplir la función de cubo. Además, se perfora esta masa y el eje de manera coordinada para que puede ubicarse el pasador.

La función principal del pasador es realizar la fijación entre el engranaje y el eje. Por ello, se opta por usar un pasador elástico ranurado (Figura 48) comúnmente usado en numerosas aplicaciones de fijación (SPIROL, 2024). Este tipo de pasadores presenta un montaje sencillo ya que no trabaja por interferencia sino por presión, lo que permite tolerancias de orificio más amplias y resulta en reducción de costos de manufactura (SPIROL, 2024).



Figura 48. Vista general del pasador ranurado

Nota: Extraído de “Pasadores elásticos ranurados SPIROL” [https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/204125/Pasadores-elasticos-ranurados-SPIROL-es.pdf]

3.9.1. Material del pasador elástico ranurado

Este pasador no opera en un ambiente expuesto a agentes corrosivos, por lo que no es necesario un acero inoxidable, y basta con un acero de alto carbono y con un acabado liso. No puede ser de medio ni de bajo carbono ya que no se fabrican comercialmente pasadores ranurados de estos materiales. Por ello, se opta por un acero **AISI 1080**.

3.9.2. Geometría del pasador y del cubo

Se establece que el largo del pasador debe ser igual o menor que el diámetro del cubo. A partir de esto, se selecciona el pasador ranurado del catálogo SPIROL-ASME. Los diámetros del eje y del cubo se esquematizan en la Figura 49. La selección y verificación completa del pasador ranurado se encuentran desarrolladas en el ANEXO 8: Pasador ranurado.

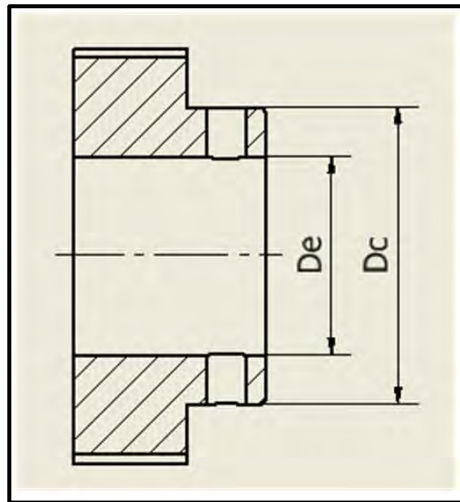


Figura 49. Esquema del cubo

Diámetro del eje:	$D_e = d_2 = 15.5 \text{ mm}$
Diámetro del cubo:	$D_c = 35 \text{ mm}$
Longitud del pasador ranurado:	$L_{pr} = D_c = 35 \text{ mm}$
Diámetro del pasador ranurado:	$d_{pr} = 4 \text{ mm}$

A partir de la geometría planteada, se establece que el diseño seleccionado del catálogo de SPIROL es el **SLTP4x35BK** y se procede a verificar la relación de dimensiones a partir de las recomendaciones de diseño del libro “Elementos de máquinas” de Kurt Paulsen.

Relación 1: $\frac{D_c}{D_e} = 2.3 \geq 2 \rightarrow \text{Aceptado!}$

Relación 2: $\frac{d_{pr}}{D_e} = 0.258 \in [0.2 - 0.3] \rightarrow \text{Aceptado!}$

Se observa que ambas relaciones cumplen con las condiciones de diseño; sin embargo, de igual manera se opta por realizar la verificación de esfuerzos en el pasador, eje y cubo.

3.9.3. Verificación de esfuerzos

El pasador se verifica por resistencia al corte (Figura 50), y el eje y el cubo se verifican por resistencia al aplastamiento (Figura 50). El cálculo completo de la verificación de esfuerzos se encuentra desarrollado en el ANEXO 8: Pasador ranurado.

Fuerza de corte en el pasador ranurado: $F_{c_{pr}} = \frac{M_1}{D_e} = 1898.06 \text{ N}$

Factor de seguridad al corte: $FS_{corte} = \frac{F_{c_{1080}}}{F_{c_{pr}}} = 6.48$

Presión en el cubo: $P_{cubo} = \frac{4.M_1}{(D_c^2 - D_e^2).d_{pr}} = 29.88 \text{ MPa}$

Factor de seguridad para el cubo: $FS_{cubo} = \frac{\sigma_{P.1540}}{P_{cubo}} = 22.93$

Presión máxima en el agujero del eje: $P_{eje} = \frac{6.M_1}{d_{pr}.D_e^2} = 183.68 \text{ MPa}$

Factor de seguridad para el eje: $FS_{eje} = \frac{\sigma_{P.1020}}{P_{eje}} = 2.4$

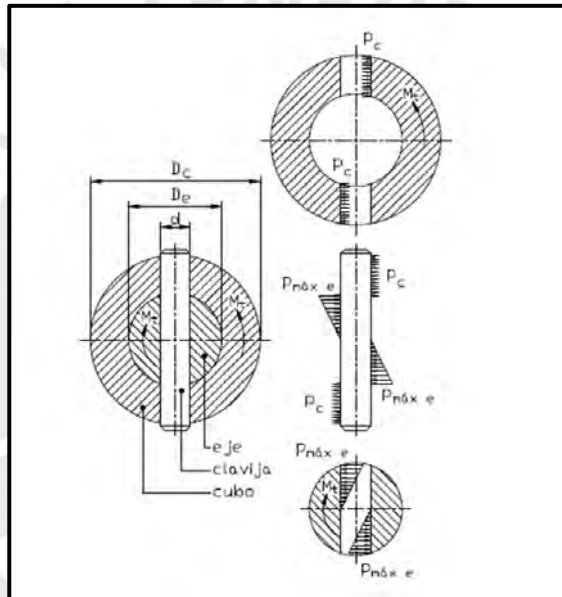


Figura 50. Distribución de esfuerzos en el eje, cubo y pasador ranurado

Nota: Figura tomada del libro de Kurt Paulsen "Elementos de máquinas 1, Capítulo 2 Uniones entre y cubo, p. 17"

A partir de los cálculos realizados, se determina que el pasador ranurado **SLTP4x35BK** no falla por corte, y el eje y el cubo tampoco fallan por aplastamiento. El caso crítico es el de eje sometido a aplastamiento en donde se obtiene un $FS=2.4$.

3.10. PALANCA DE APLICACIÓN

La palanca es el elemento que recibe la fuerza cinética rotacional de un sistema exterior para transferirlo al equipo compactador e inicie su accionamiento. La palanca está compuesta por 2 varillas y 2 perillas que se acoplan al eje a través de un asiento roscado. Esta configuración de elementos se muestra en la Figura 51.

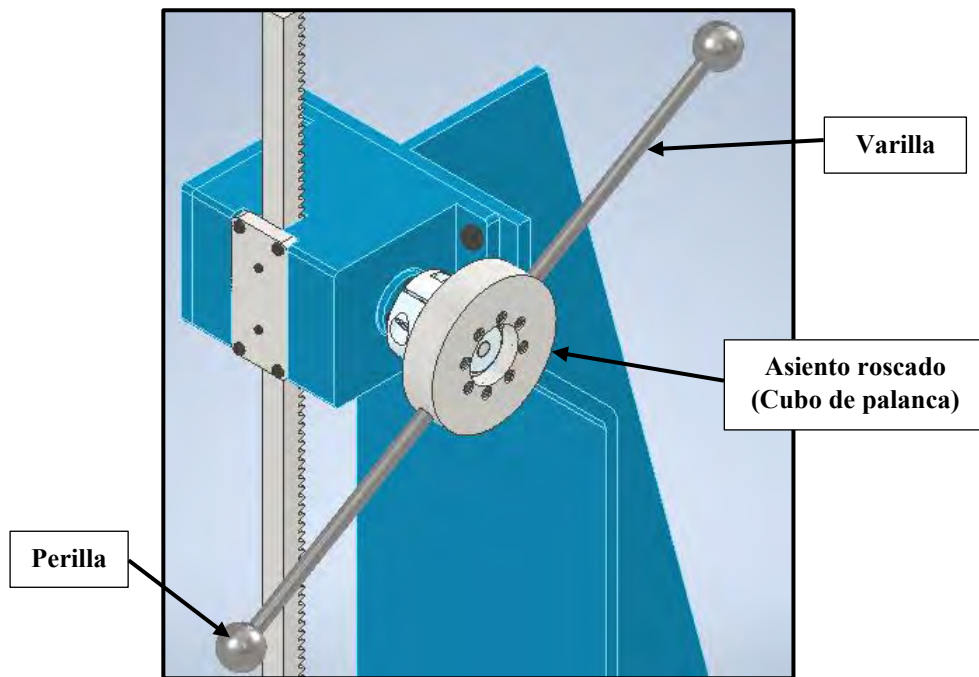


Figura 51. Vista general de la palanca

Las perillas, varillas y asiento roscado en conjunto ejercen el efecto de palanca sobre el piñón, por lo que la fuerza aplicada sobre las perillas será menor que la fuerza de compresión necesaria actuante sobre el engranaje. La fuerza que debe ser aplicada sobre la palanca para lograr una correcta compactación de residuos depende directamente de la longitud total de esta misma (Figura 52). El cálculo de la palanca se encuentra desarrollado en el ANEXO 9: Palanca.

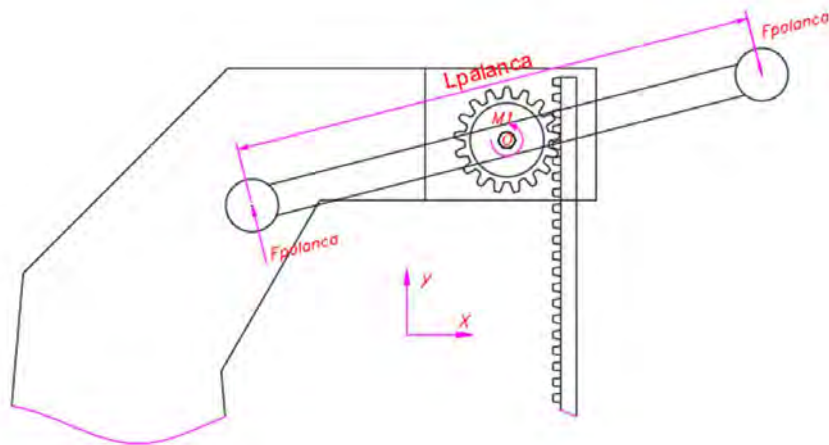


Figura 52. DCL de la manivela

Longitud de la palanca:

$$L_{palanca} = 450 \text{ mm}$$

Fuerza de aplicación en la palanca:

$$F_{palanca} = \frac{M_1}{L_{palanca}} = 65.4 \text{ N} = 6.67 \text{ kgf}$$

3.10.1. Material de la palanca

El asiento de la palanca presenta una geometría compleja para poder acoplarse al limitador de torque correctamente. Además, las perillas presentan una geometría esférica y tanto esta como las varillas tienen roscado interno y externos respectivamente. A partir de esto, se opta por el acero **AISI 1020** en estado de normalizado como material de estos elementos. Este material ofrece un excelente mecanizado y es adecuado para elementos de maquinaria de baja exigencia debido a su alta tenacidad y baja resistencia (Cia. General de Aceros, 2024).

3.11. DISEÑO DE LA HERRAMIENTA DE COMPACTACIÓN:

La herramienta de compactación (Figura 53) es el principal del equipo compactador ya que es el que realiza la acción de compactar los residuos plásticos dentro de la botella PET. Es decir, este elemento recibe la fuerza de compactación lineal que proviene de la cremallera y la imprime sobre los residuos plásticos. Este elemento debe ser capaz de ingresar por el pico de la botella y expandirse dentro de esta para abarcar la máxima área posible y realizar un mejor compactado. Para esto, la herramienta se compone de 3 brazos pivotantes unidos a un soporte a través de pines. El esfuerzo de compactación se distribuye entre los brazos y el soporte. Además, estos brazos se mantienen en una posición normalmente abierta a través de resortes de torsión internos. Finalmente, cabe resaltar que es posible desmontar la herramienta de compactación de la cremallera a través de un prisionero roscado.

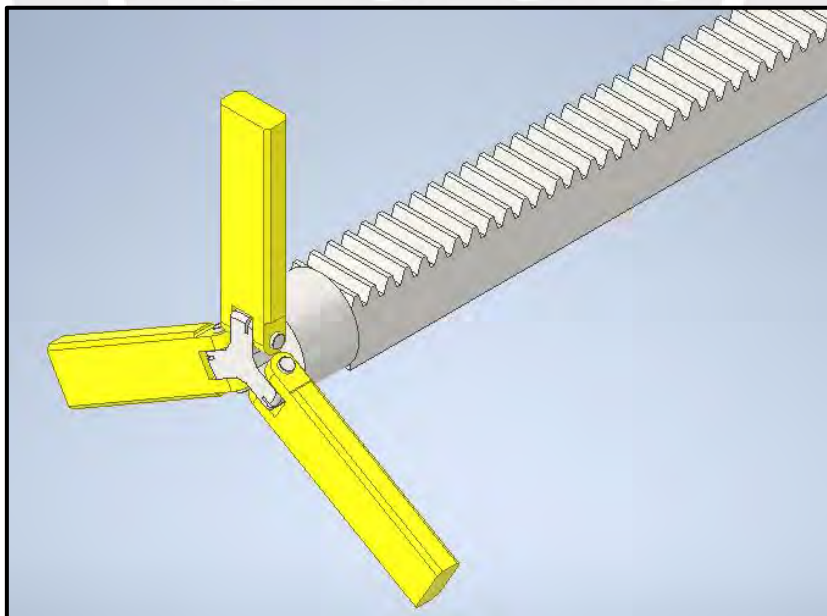


Figura 53. Vista general de la herramienta de compactación

3.11.1. Materiales unión brazo-soporte con pin

- El brazo y soporte pivote presentan pequeñas dimensiones geométricas, ya que todo el conjunto debe ser capaz de ingresar por el pico de la botella y soportar los esfuerzos de compactado. Para compensar la geometría limitada, se selecciona un acero de alta resistencia como el **VCL (AISI4140)**. Este acero presenta una aleación de cromo molibdeno, lo que le brinda muy alta resistencia a la tracción y a la torsión como también a cambios de flexión (BOHLER, 2024). Las tablas que especifican las propiedades mecánicas se encuentran adjuntas en el ANEXO 10: Herramienta de compactación.
- El pin de la unión es la pieza crítica para analizar ya que es la pieza más pequeña y debe soportar cargas medias-altas lo que eleva los esfuerzos que debe soportar. Para compensar la expuesto, se selecciona el acero **VCN (AISI4340)** con una temperatura de revenido de 460°C. Este acero especial de bonificación al cromo níquel molibdeno es muy altamente resistente a la tracción, torsión y cambios de flexión (BOHLER, 2024). Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a fragilidad de revenido (BOHLER, 2024). Las tablas que especifican las propiedades mecánicas se encuentran adjuntas en el ANEXO 10: Herramienta de compactación.
- Los resortes de torsión estarán sometidos a constantes esfuerzos de fatiga. Por ello, de acuerdo con Lee Spring, se recomienda el acero **ASTM A228** para la fabricación de resortes, el cual ha sido trefilado en frío y presenta alta resistencia tensil, lo que le otorga una buena memoria refractaria (Lee Spring, 2023).

3.11.2. Estática del brazo y la herramienta

➤ Distribución de la fuerza de compactación

Es necesario conocer la distribución de las fuerzas de compactación sobre cada uno de los brazos, para, luego, realizar el análisis mecánico de cada uno de estos. Por ello, se analiza la herramienta de compactación cuando esta ejerce la fuerza de compactación máxima hallada en el ensayo realizado en el laboratorio de materiales. Además, cabe resaltar que se desprecian las fuerzas ejercidas por los pesos de los componentes y de los resortes de soporte, los cuales se calcularán posteriormente, debido a su pequeña magnitud en comparación con las demás fuerzas que actúan sobre el cuerpo.

En base a la configuración propuesta anteriormente de los 3 brazos y el soporte, se ha demostrado experimentalmente que, aunque el relleno de plástico posee una geometría

irregular, este se ajusta y distribuye rápidamente para adaptarse a la geometría de la herramienta cuando se aplica la fuerza de compactación. Por ello, se toma la consideración de que los esfuerzos de compresión se distribuyen proporcionalmente a el área transversal de la herramienta de compactación (Figura 54). Este cálculo se detalla en el ANEXO 10: Herramienta de compactación.

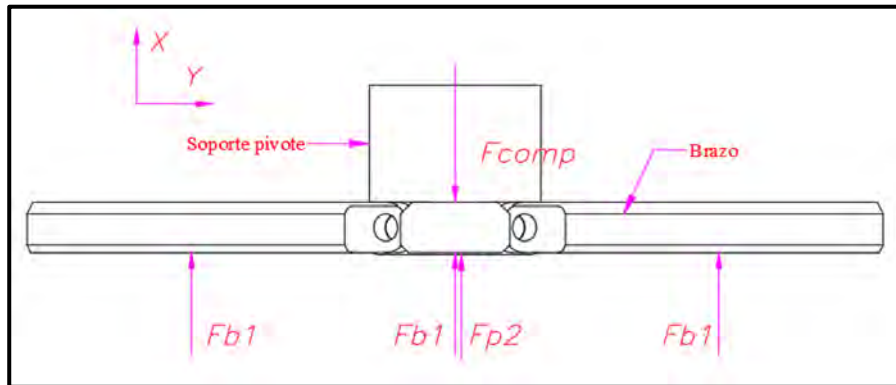


Figura 54. DCL de herramienta de compactación

Fuerza de compactación sobre el relleno:

$$F_{comp} = 980.67 \text{ N}$$

Fuerza ejercida sobre un brazo:

$$F_{b1} = \sigma_{herramienta} * A_{brazo} = 299.31 \text{ N}$$

➤ Equilibrio de un brazo compactador en reposo

Se analiza el equilibrio de un brazo de compactación cuando este se encuentra en su posición normalmente abierta y sin ejercer ninguna fuerza de compactación (Figura 55). Este cálculo se detalla en el ANEXO 10: Herramienta de compactación.

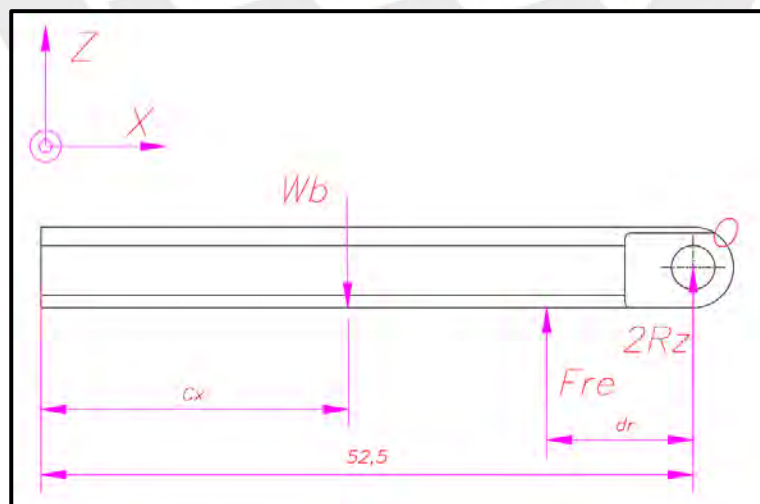


Figura 55. DCL de un brazo en posición normal abierta en reposo

Masa de un brazo: $M_b = 34 \text{ g}$.
 Centroide de un brazo respecto a x: $C_x = 25.56 \text{ mm}$
 Torque del resorte respecto a O: $T_r = M_b * g * (52.5 - C_x) = 8.98 \text{ Nmm}$

➤ **Estática en un brazo compactador en operación**

Se analiza el equilibrio de un brazo de compactación cuando este se encuentra en operación; es decir, cuando es sometido a las máximas fuerzas de compactación (Figura 56). De igual manera, en este caso, se desprecian las fuerzas del peso del brazo y del resorte de apoyo por sus pequeñas magnitudes. Este cálculo se detalla en el ANEXO 10: Herramienta de compactación.

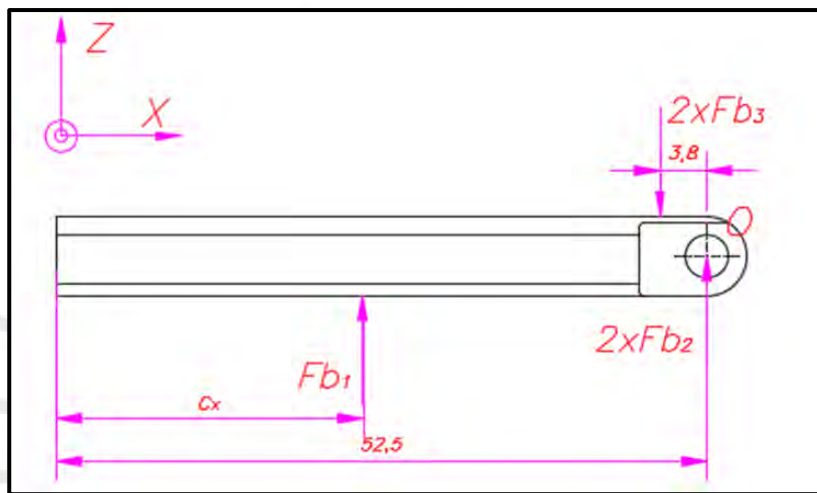


Figura 56. DCL de un brazo de compactación en operación

Sumatoria de momentos respecto al eje O:
$$F_{b3} = \frac{F_{b1} * (52.5 - C_x)}{2 * F_{b3} * 3.8} = 1061 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas respecto a eje z:
$$F_{b2} = \frac{2 * F_{b3} - F_{b1}}{2} = 911.34 \text{ N}$$

3.11.3. Diseño del resorte de torsión

Los resortes de torsión se enrollan alrededor de los pines de sujeción, usando estos mismos como árboles. Además. Sus extremos se insertan en el soporte pivotante y en los brazos compactadores para mantenerlos en una posición normalmente abierta.

Se procede a diseñar el resorte de torsión (Figura 57) de acuerdo con los límites geométricos proporcionados por la herramienta de compactación (soporte, brazos y pines). Además, se debe considerar que el resorte llegue hasta un ángulo máximo superior a 90° para que, cuando se encuentre en funcionamiento, no llegue a su torque límite y exista un

factor de seguridad aceptable. El cálculo completo del diseño del del resorte de torsión se encuentra expuesto en el ANEXO 10: Herramienta de compactación.

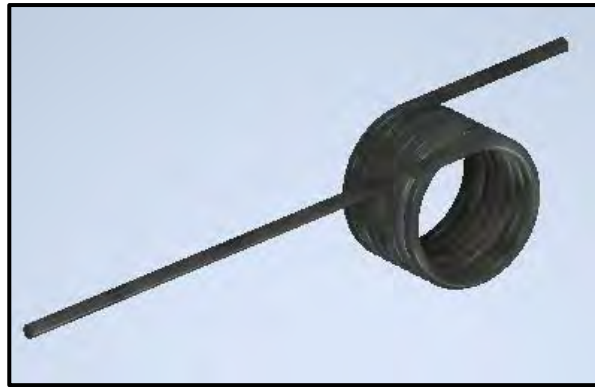


Figura 57. Resorte de torsión

A partir de las condiciones expuestas en el párrafo anterior, se procede a elegir el modelo **LTL021D 02 M** de la marca Lee Spring, el cual presenta la geometría expuesta a continuación.

Ángulo libre del resorte:	$\theta_{libre} = 180^\circ$
Diámetro exterior del resorte:	$D_{er} = 4.72 \text{ mm}$
Diámetro del alambre:	$d = 0.53 \text{ mm}$
Diámetro interno del resorte:	$D_{ir} = D_{er} - 2 * d = 3.66 \text{ mm} > 3.4 \rightarrow \text{Aceptado!}$
Diámetro medio del resorte:	$D_{mr} = D_{er} - d = 4.19 \text{ mm}$
Nº de espiras del resorte:	$N_r = 4$

Luego, se calcula la deformación inicial del resorte provocada por el peso de los brazos compactadores para conocer la posición normal de los mismos.

Constante de rigidez:
$$k_r = \frac{E_r * d^4}{D_{mr} * N_r * 10.8} = 90.17 \frac{Nmm}{rev}$$

Deformación inicial:
$$\theta_i = \frac{T_r}{k_r} = 35.86^\circ$$

Se observa que es una deformación aceptable para considerar la posición de los brazos compactadores como normalmente abierta. Además, esta deformación inicial será compensada con el par de fuerzas opuestas ejercidas, por un lado, por el movimiento de traslación de la cremallera y, por otro lado, por los residuos plásticos a compactar.

Ángulo máximo de torsión aplicado: $\theta_{apl} = 90^\circ$

Ángulo máximo de torsión permitido: $\theta_{max} = \frac{T_{max}}{k_r} = 112.78^\circ$

Torque máximo aplicado: $T_{apl} = \theta_{apl} * k_r = 22.54 \text{ Nmm}$

Factor de seguridad: $FS_r = \frac{T_{max}}{T_{apl}} = 1.25$

Por otro lado, se conoce que, cuando un resorte es deformado en su dirección normal de trabajo, el número de espiras aumenta y su diámetro interior disminuye. Por ello, se debe comprobar que, cuando este se encuentre en su punto máximo de compresión ($\theta = 90^\circ$), no se genere interferencia entre el resorte y el pin que, en este caso, actúa como árbol. A continuación, se muestran las nuevas dimensiones del resorte de torsión, luego de ser deformados 90° .

Diámetro medio: $D'_{mr} = \frac{D_{mr} * N_r}{N_r + 0.25} = 3.94 \text{ mm}$

Diámetro interior: $D'_{ir} = D'_{mr} - d = 3.41 \text{ mm}$

Separación entre resorte y pin: $D'_{ir} - D_b = 0.014 \text{ mm} \quad \geq 0 \rightarrow \text{Aceptado!}$

A partir de lo expuesto, se corrobora que el resorte modelo **LTL021D 02 M** de la marca Lee Spring de las dimensiones propuestas inicialmente y hecho del material ASTM228, cumple con las condiciones geométricas y dinámicas para mantener a los brazos compactadores en una posición normalmente abiertos dentro de las botellas PET y realizar una correcta compactación de los residuos plásticos.

3.11.4. Resistencia de la unión con pin

Se procede a verificar el pin por flexión y corte, y el soporte por aplastamiento. El esquema de la unión brazo-soporte se muestra en la Figura 58. El cálculo detallado de esta verificación se encuentra en el ANEXO 10: Herramienta de compactación.

Diámetro del pin: $d_{pin} = 3.4 \text{ mm}$

Longitud del pin: $l_{pin} = 12 \text{ mm}$

Ancho del agujero de c/u de los soportes de un brazo: $t_1 = 3 \text{ mm}$

Ancho de un agujero del soporte pivot: $b = 6 \text{ mm}$

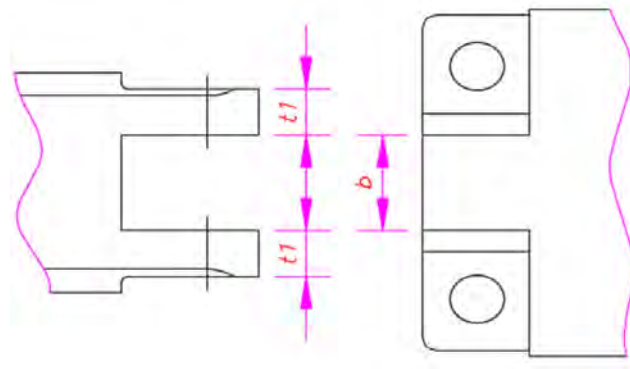


Figura 58. Esquema de la unión brazo-soporte con pin

De acuerdo con las dimensiones expuestas, se cumplen las siguientes recomendaciones:

Relación 1: $\frac{b}{d_{pin}} = 1.76 \notin [1.5 - 1.7] \rightarrow \text{No Aceptado!}$

Relación 2: $\frac{t_1}{b} = 0.5 \in [0.3 - 0.5] \rightarrow \text{Aceptado!}$

Se observa que una de las relaciones no se encuentra dentro del rango recomendado. Por ello, se procede a realizar la verificación de esfuerzos tanto del pin (Figura 59) como de los soportes (Figura 58).

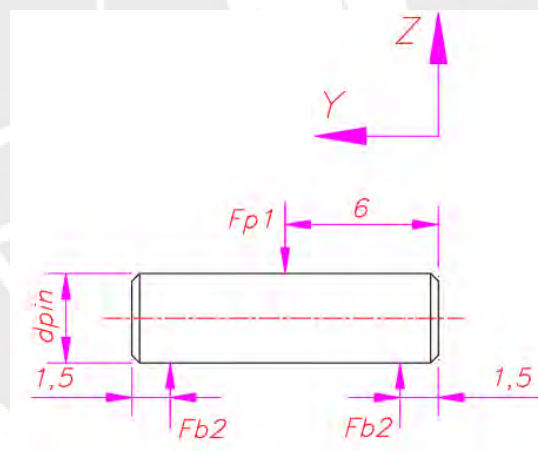


Figura 59. DCL del pin

Verificación a la flexión:

Esfuerzo de flexión máximo sobre el pin: $\sigma_{f \max} = \frac{32.M_{f \max}}{\pi.d_{pin}^3} = 1062.81 \text{ MPa}$

Factor de seguridad a la flexión: $FS_{flexion} = \frac{\sigma_{F_VCN}}{\sigma_{f \max}} = 1.42$

Verificación por corte:

$$\text{Esfuerzo de corte máximo sobre el pin: } \tau_c = \frac{4 * F_c}{\pi * d_{pin}} = 100.38 MPa$$

$$\text{Factor de seguridad al corte: } FS_{corte} = \frac{\tau_{VCL}}{\tau_c} = 11$$

Verificación por aplastamiento:

$$\text{Presión en el brazo de compactación: } P_{brazo} = \frac{F_{b2}}{d_{pin} * t_1} = 89.35 MPa$$

$$\text{Factor de seguridad para el brazo: } FS_{brazo} = \frac{\sigma_{P_VCL}}{P_{brazo}} = 9.35$$

$$\text{Presión en el soporte: } P_{pivote} = \frac{F_{p1}}{d_{pin} * (6 - 2.95)} = 175.76 MPa$$

$$\text{Factor de seguridad para el brazo: } FS_{pivote} = \frac{\sigma_{P_VCL}}{P_{pivote}} = 4.75$$

Se observa que el pin no falla por flexión ni por corte; además, el elemento móvil y el fijo tampoco fallan por aplastamiento ya que en todos los casos se obtienen factores de seguridad mayores a 1. El **caso crítico** es el de pin sometido a flexión en donde se obtiene un factor de seguridad de **1.42**.

A partir del análisis de esfuerzos y las recomendaciones de diseño expuestas anteriormente, se corrobora que la unión entre el brazo, pin y soporte pivotante presenta una geometría correcta y los materiales con las características adecuadas que permiten el correcto funcionamiento de la herramienta de compactación en sus diferentes posiciones.

3.11.5. Modelado a través de impresión 3D

El software 3D de Inventor ayuda a visualizar digitalmente la geometría final de las piezas de la herramienta de compactación, la cual se justifica a través de los cálculos expuestos previamente. Sin embargo, a pesar de tratarse de una muy buena aproximación, no se compara con tener las piezas físicamente y observar cómo interactúan entre sí.

A partir de lo expuesto, se decide por modelar los elementos que componen a la herramienta de compactación (soporte, brazos y pines) a través de impresión 3D. Esta impresión permite obtener las piezas de manera física a un coste y tiempo mucho menores en comparación con que si se fabricaran en metal. La impresión 3D se realiza en el laboratorio de manufactura digital “VEO” ubicado en el tercer piso de la biblioteca CIA

de la PUCP. Para el modelado. se utilizó una impresora 3D **Artillery - Sidewinder X1** cargado con filamento color blanco, como se observa en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

Primero, se trasladó el modelo digital de Inventor hacia el software **UltiMaker Cura** (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**) a través de un archivo “STEP” compatible con ambos programas. Segundo, se realizó la configuración de los parámetros necesarios en el **UltiMaker** (Figura 62) para asegurar una correcta impresión. Tercero, se llevó a cabo la impresión del modelo 3D de las piezas (Figura 63). Finalmente se procedió a limar los elementos y ensamblar el modelo impreso en 3D de la herramienta de compactación (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**).

Este modelamiento físico de la herramienta de compactación sirvió para tener una mejor idea de las dimensiones reales de las piezas. Además, ayudó a mejorar el diseño de las piezas considerando mejor su manufactura e interacción entre sí.

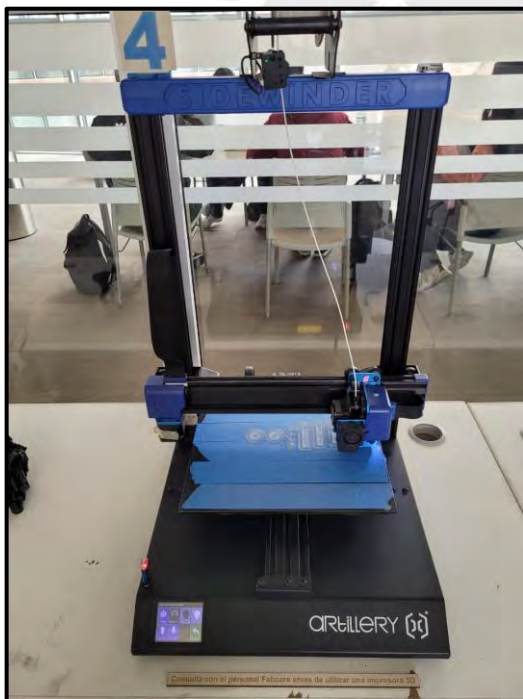


Figura 60. Impresora 3D Artillery - Sidewinder X1

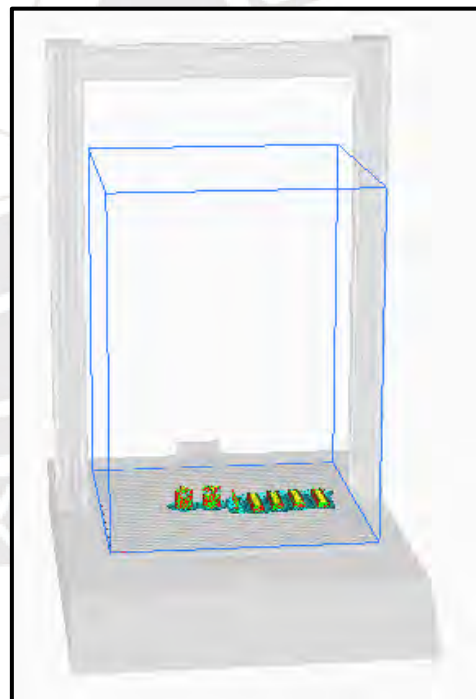


Figura 61. Entorno digital de UltiMaker Cura

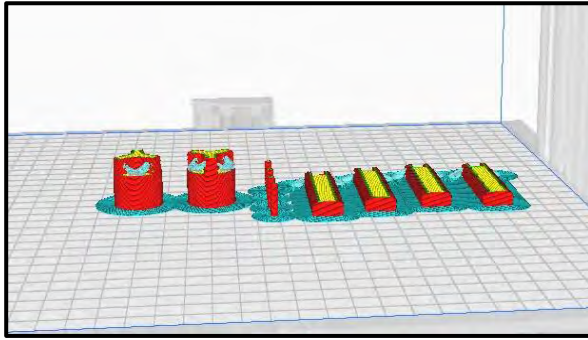


Figura 62. Diseño digital de las piezas a simular

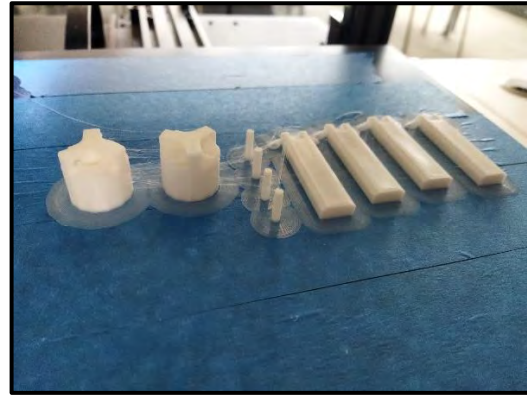


Figura 63. Modelado físico al finalizar la impresión 3D



Figura 64. Soporte, brazos y pines ensamblados

3.12. DISEÑO DEL BASTIDOR

El bastidor es parte fundamental del equipo compactador ya que es el elemento que sirve de soporte para todos los demás. Además, ayuda a absorber vibraciones y mantener la rigidez durante el funcionamiento. Este se encuentra compuesto principalmente por 5 partes: el cabezal, la placa lateral, dos tapas y el cuerpo. Los dos primeros sirven, además, de asiento para los rodamientos. Además, la placa y las tapas son elementos desmontables para facilitar el montaje y desmontaje de la máquina. La configuración previamente descrita se muestra en la Figura 65 y estos elementos se encuentran unidos al cuerpo del bastidor a través de pernos y pasadores de alineación.

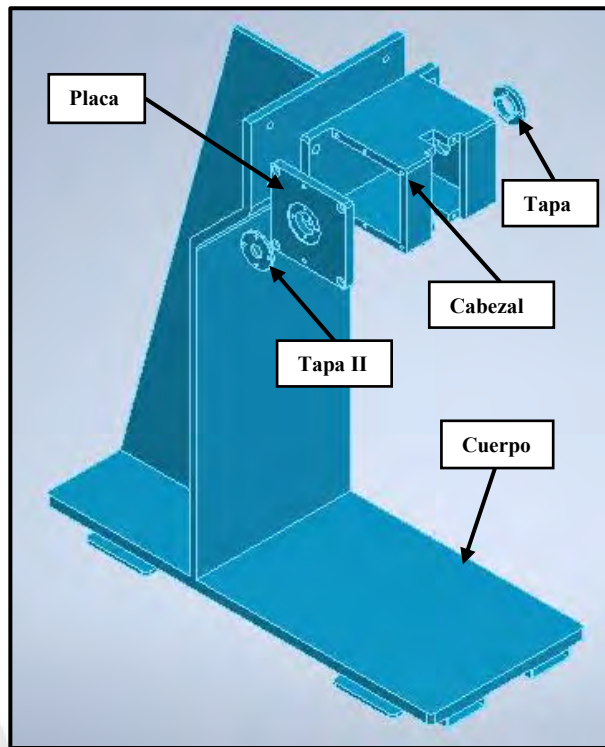


Figura 65. Bastidor de la máquina compactadora

3.12.1. Materiales del bastidor

Por un lado, el acero **A36** es un acero de bajo que carbono que presenta gran resistencia, durabilidad, alta soldabilidad y se dobla sin mayor complicación (MAX, 2024). Este material, se usa generalmente para construcciones estructurales, y fabricación de bastidores y chasis de maquinaria (MAX, 2024). Además, existen presentaciones de este acero en forma de láminas de acero, lo que lo hace ideal para el cuerpo, cabezal y placa lateral del bastidor de equipo compactador.

Por otro lado, las tapas del bastidor presentan una geometría mecanizada más compleja y agujero roscado. Por ello, el acero más adecuado para estos elementos es el acero **AISI 1020** normalizado al igual que la palanca de aplicación.

3.12.2. Simulación de esfuerzos

Es necesario conocer si es que el bastidor soporta las cargas aplicadas sobre el equipo compactador en su punto más cargado. La máxima carga sucede cuando se aplica la máxima fuerza de compresión (100kgf). A partir de esto, se opta por agregar dos tubos huecos en la base del cuerpo para mejorar la estabilidad y comento de inercia del bastidor.

La complicada geometría del bastidor dificulta el cálculo paso a paso por resistencia de materiales. Por ello, se opta por simular el bastidor en Inventor a través del entorno de

elementos finitos junto con las fuerzas y momentos a los que es sometido. El paso a paso de la simulación se encuentra en el ANEXO 11: Bastidor.

Para la simulación, primero, se establece los tipos de apoyo de equipo compactador. Para este caso, la placa posterior es fija y la delantera es libre. Segundo, se ingresa el momento aplicado sobre el eje y las fuerzas de acción y reacción aplicadas sobre la herramienta y la base del bastidor al momento de la compresión. Tercero, se analiza el punto de carga máxima; es decir, ninguna de las piezas realiza movimientos relativos entre sí. Por ello, se establece que todos los contactos sean del tipo adhesión. Cuarto, inventor crea automáticamente una malla que se acomode lo mejor posible a la geometría de nuestro modelo. Finalmente, quinto, se procede a correr la simulación de elementos finitos en inventor.

A partir de la simulación que se muestra en la Figura 66. Simulación de esfuerzos en el bastidor, se determina que el punto crítico del equipo es la unión con pin de la herramienta de compactación con 1017 MPA. Esta carga es muy próxima a la carga crítica calculada sobre el pin que es de 1062 MPA. Tomando en cuenta esta similitud, se afirma que nuestra simulación es correcta y muy cercana a la realidad.

Esfuerzo Von Misses en el punto más cargado: $\sigma_{\max_bast} = 12 \text{ MPa}$

Factor de seguridad para el bastidor: $FS_{\text{bastidor}} : \frac{\sigma_{F-A36}}{\sigma_{\max_bast}} = 18.33$

Luego, se observa que las zonas coloreadas de verde del bastidor son las más cargadas; sin embargo, no falla por fluencia debido a las fuerzas aplicadas durante la compactación.

3.12.3. Soldaduras y doblado

La placa del cuerpo del bastidor que se une al cabezal es la única que está hecha de una plancha doblada. El resto de planchas del cuerpo y de cabezal se encuentran soldadas entre sí para formar los elementos correspondientes.

Las planchas que forman al cuerpo y cabezal son de diferentes espesores. Por ello, se deben soldar entre sí con diferentes espesores de garganta. La plancha doblada del cuerpo debe cumplir con un radio mínimo y máximo de doblado para asegurar una correcta deformación y evitar concentradores de esfuerzos. Los espesores de garganta de las soldaduras y el radio de doblado recomendados se encuentran detallados en el ANEXO 11: Bastidor.

Espesores de garganta de las soldaduras del cuerpo:

$$a_1 = 3 \text{ mm} \quad a_3 = 4.5 \text{ mm} \quad a_5 = 3 \text{ mm}$$

$$a_2 = 6 \text{ mm} \quad a_4 = 4.5 \text{ mm}$$

Radio de dobléz para el cuerpo: $R_{dob} = \frac{3}{8} \text{ in}$

Espesores de garganta de las soldaduras del cabezal:

$$a_6 = 6 \text{ mm} \quad a_7 = 5 \text{ mm}$$

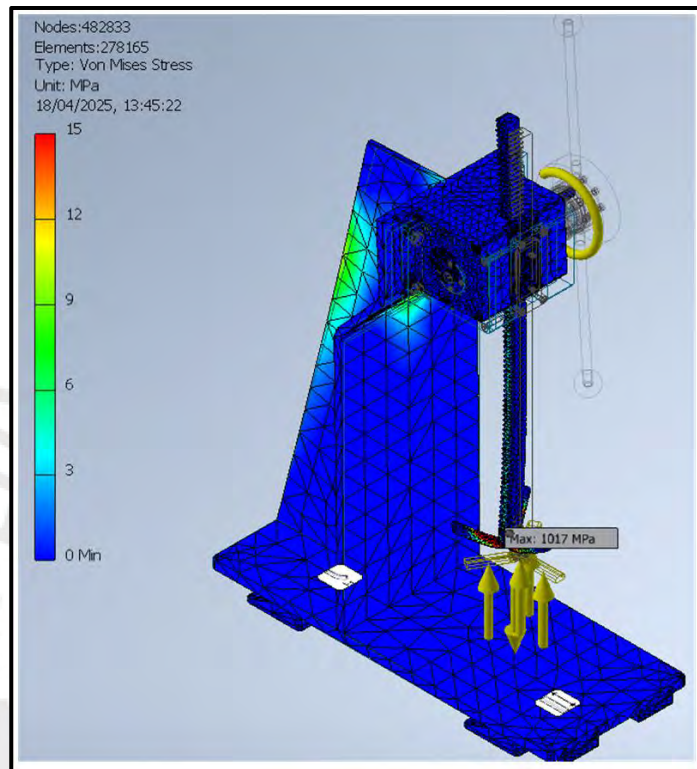


Figura 66. Simulación de esfuerzos en el bastidor

3.12.4. Selección de pasadores de alineación

La placa lateral sirve como asiento para uno de los rodamientos. Por ello, al momento de montarla junto con el bastidor se debe asegurar la alineación correcta de estos elementos para no generar sobre esfuerzos y desalineaciones sobre el eje. Los pernos de unión no aseguran esta alineación; por ellos, se recurre al uso de pasadores. De acuerdo con SPIROL, para estos casos, cuando existe la necesidad de alinear manualmente varios orificios, se recomienda el uso de pasadores sólidos (SPIROL, 2019). Adicionalmente, se conoce que los elementos a ser alineados sirven de soporte para el eje, el cual se encuentra sometido constantemente a torsión. De acuerdo con SPIROL, se recomienda el uso de pasadores moleteados con estrías rectas cuando se utiliza el pasador para transmitir esfuerzos de torsión (SPIROL, 2019).

Material del pasador

Es importante que el pasador sea más duro que el material que lo aloja, de lo contrario, se puede ocasionar una deformación del pasador durante la instalación (SPIROL, 2019). Por ello, se corrobora que, a partir del catálogo, el material tipo F (acero de bajo carbono) y grado UNS G10220 con acabado K (simple) cumple con la condición de ser más duro que el material del bastidor.

Geometría del pasador

Finalmente, se ingresa al catálogo de SPIROL y se selecciona el modelo **SLDP 4x24 FK KP200**. La selección detallada y catálogos del pasador se encuentran en el ANEXO 11: Bastidor. Este pasador presenta la siguiente geometría.

Diámetro nominal: $d_{ps} = 4\text{ mm}$

Longitud: $l_{ps} = 24\text{ mm}$

3.13. LISTA DE PLANOS

La Tabla 18 muestra el listado enumerado de los planos de ensamble y despiece necesarios para el diseño y ensamblaje del equipo compactador de plástico. Estos planos reflejan las dimensiones, materiales, métodos constructivos y métodos de unión determinados en el capítulo anterior.

Todos los planos nombrados en la Tabla 18 se exponen en el ANEXO 1: Planos de ensamble y despiece.

Tabla 18. Lista de planos

N°	Descripción	Código	N° de hojas
Ensamble			
1	EXPLOSION GENERAL	EX01-A1	1
2	ENSAMBLE GENERAL	EN01-A1	1
3	ENSAMBLE HERRAMIENTA	EN02-A3	1
Despiece			
4	CUERPO DEL BASTIDOR	DP01-A2	1
5	CABEZAL DEL BASTIDOR	DP02-A1	1
6	PLACA LATERAL	DP03-A3	1
7	TAPA LATERAL	DP04-A4	1
8	TAPA LATERAL II	DP05-A4	1
9	PLACA FRONTAL	DP06-A3	1
10	PLACA INTERNA	DP07-A4	1
11	CUBO DE PALANCA	DP08-A3	1
12	VARILLA DE PALANCA	DP09-A4	1
13	PERILLA DE PALANCA	DP10-A4	1
14	EJE	DP11-A3	1
15	ENGRANAJE CILÍNDRICO	DP12-A3	1
16	SOPORTE PIVOT	DP13-A3	1
17	BRAZO COMPACTADOR	DP14-A3	1
18	CREMALLERA	DP15-A3	1
19	PIN DE HERRMIENTA	DP16-A4	1
20	RESORTE DE TORSIÓN	DP17-A4	1



CAPÍTULO 4

COSTOS ESTIMADOS DE FABRICACIÓN

Este capítulo tiene como objetivo realizar una aproximación de los costos de fabricación de un prototipo del equipo compactador de plástico. Para obtener una cotización total lo más real posible, se opta por, primero, obtener subcotizaciones de los costos de diseño, elementos normalizados, elementos manufacturados según necesidad, y costos de ensamble, transporte y logística. Cabe resaltar que todos estos costos se estiman de acuerdo con el mercado nacional actual.

4.1. Costos de diseño

Este costo se basa en las horas hombre invertidas por el diseñador, en este caso el tesista, en todo el proceso de diseño del equipo compactador y se muestra en la Tabla 19. Luego de este proceso, se le entrega a la parte interesada los planos de ensamble y despiece, y el desarrollo de los cálculos mencionados.

Tabla 19. Costos detallados de diseño

Costos de diseño				
Nº	Descripción	Nº de horas	Costo por hora (S/hr)	Costo (S/.)
1	Tesista	200	S/ 25.00	S/ 5,000.00
Subtotal 1				S/ 5,000.00

4.2. Costos de elementos

4.2.1. Elementos normalizados

Se consideran elementos normalizados a los elementos que responden a un modelo específico de una marca específica que se comercializa en el mercado actual. A estos modelos y marcas determinados les corresponden determinadas propiedades como dimensiones y materiales, los cuales han sido seleccionados de acuerdo con los requerimientos de diseño. Los costos de este tipo de elementos se muestran en la Tabla 20.

Tabla 20. Costos de elementos normalizados

Costos de elementos normalizados							
Nº	Descripción	Marca	Modelo o Nº de parte	Norma	Cant.	Costo unitario (S/.)	Costo total (S/.)
1	Rodamiento de bolas	SKF	61901-2Z		2	S/ 78.90	S/ 157.80
2	Anillo seeger externo ø12			ANSI B 27.7M	2	S/ 0.90	S/ 1.80
3	Tuerca hexagonal M8			ISO 4032	4	S/ 1.45	S/ 5.80
4	Arandela 8			ISO 7091	4	S/ 1.20	S/ 4.80
5	Perno de cabeza hexagonal M8x30			ISO 4017	4	S/ 3.25	S/ 13.00
6	Perno de cabeza plana avellanada con ranura en cruz tipo H M5x25			ISO 7046-2	4	S/ 2.50	S/ 10.00
7	Perno de cabeza redonda con ranura en cruz tipo H M3 x 16			ISO 14583	4	S/ 0.50	S/ 2.00
8	Perno de cabeza redonda con ranura en cruz tipo H M4 x 20			ISO 14583	4	S/ 0.80	S/ 3.20
9	Pasador sólido moleteado recto 4x24	SPIROL	SLDP4x24FK-KP200		2	S/ 3.50	S/ 7.00
10	Limitador de torque	MAYR	EAS-SMARTIC 01/481.635.0/10		1	S/ 530.00	S/ 530.00
11	Perno de cabeza cilíndrica con ranura hexagonal M4 x 16			ISO 4762	8	S/ 0.90	S/ 7.20
12	Pasador elástico ranurado 4x35	SPIROL	SLTP4x35BK	ASME B18.8 4M	1	S/ 2.00	S/ 2.00
13	Perno de cabeza redonda con ranura en cruz tipo H M3x5			ISO 7045	2	S/ 0.40	S/ 0.80
14	Perno de cabeza redonda con ranura en cruz tipo H M3x10			ISO 7045	4	S/ 0.20	S/ 0.80
15	Resorte de torsion	LEE SPRING	LTL021D 02 M	ASTM A228	3	S/ 4.00	S/ 12.00
16	Perno de cabeza plana con ranura hexagonal interior M5x25			BS 4168	1	S/ 10.90	S/ 10.90
Subtotal 2							S/ 769.10

4.2.2. Elementos manufacturados según requerimiento

Se consideran elementos manufacturados a los elementos que no responden a ningún modelo ni marca comercializada en el mercado actual. Es decir, son fabricados de acuerdo con la geometría y materiales específicos para cada pieza, los cuales han sido establecidos en la etapa de diseño. Estas características se ven reflejadas en los planos de despiece de cada una de las piezas.

En primer lugar, para estos elementos se considera el costo por la materia prima usada para su construcción (Tabla 21). La cantidad de materia prima requerida para cada uno de estos elementos se obtiene a partir del peso de las piezas base de las que partirán cada elemento más un excedente de aproximadamente el 10 % considerado por mermas de los diferentes procesos de manufactura.

Tabla 21. Costos de materia prima

Costos de materia prima						
Nº	Descripción	Material	Cant.	Masa por unidad (kg.)	Costo por kg (S/kg)	Costo total (S/.)
1	Cuerpo de bastidor	ASTM A36	1	25	S/ 5.50	S/ 137.50
2	Cabezal de bastidor	ASTM A36	1	4.5	S/ 5.50	S/ 24.75
3	Placa lateral	ASTM A36	1	0.8	S/ 5.50	S/ 4.40
4	Tapa lateral	AISI 1020	1	0.65	S/ 5.50	S/ 3.58
5	Tapa lateral II	AISI 1020	1	0.5	S/ 5.50	S/ 2.75
6	Eje	AISI 1020	1	0.4	S/ 5.50	S/ 2.20
7	Engranaje	DIN 14NiCr14	1	0.7	S/ 25.00	S/ 17.50
8	Cremallera	DIN CK45	1	1.4	S/ 30.00	S/ 42.00
9	Placa frontal	AISI 1020	1	0.35	S/ 5.50	S/ 1.93
10	Placa interna	AISI 1020	1	0.09	S/ 5.50	S/ 0.50
11	Cubo de palanca	AISI 1020	1	1.6	S/ 5.50	S/ 8.80
12	Varilla de palanca	AISI 1020	2	0.15	S/ 5.50	S/ 1.65
13	Perilla	AISI 1020	2	0.15	S/ 5.50	S/ 1.65
14	Brazo compactador	AISI 4140 VCL/241HB	3	0.05	S/ 30.00	S/ 4.50
15	Pin	AISI 4340 VCN/248HB	3	0.003	S/ 35.00	S/ 0.32
16	Soporte pivot	AISI 4140 VCL/241HB	1	0.08	S/ 30.00	S/ 2.40
Subtotal 3						S/ 256.41

En segundo lugar, se consideran los costos de fabricación que reflejan la transformación de la materia prima en partes de la máquina (Tabla 22). Para esto, se ha identificado los procesos necesarios para fabricar cada elemento y el costo por hora de cada proceso. Además, cabe resaltar que estos costos abarcan hora hombre, hora máquina y herramientas.

Tabla 22. Costos de fabricación

Costos de fabricación						
N°	Descripción	Procesos de fabricación	Tiempo (hr.)	Cant.	Costo por hora (S/hr)	Costo total
1	Cuerpo de bastidor	Fresado de planchas	6	1	S/ 70.00	S/ 420.00
		Doblado de plancha 3	0.5	1	S/ 40.00	S/ 20.00
		Taladrado de plancha 3	0.75	1	S/ 40.00	S/ 30.00
		Cortado de tubos	0.25	1	S/ 30.00	S/ 7.50
		Trazado y armado por puntos de soldadura	2.5	1	S/ 100.00	S/ 250.00
		Soldadura GMAW/GTAW	3	1	S/ 150.00	S/ 450.00
		Enderezado y limpieza mecánica	1.5	1	S/ 40.00	S/ 60.00
2	Cabezal de bastidor	Fresado de plancha 5	1.75	1	S/ 70.00	S/ 122.50
		Taladrado de plancha 5	0.75	1	S/ 40.00	S/ 30.00
		Fresado de plancha 10	1.5	1	S/ 70.00	S/ 105.00
		Mandrinado plancha 10	2	1	S/ 70.00	S/ 140.00
		Taladrado plancha 10	1	1	S/ 40.00	S/ 40.00
		Fresado plancha 6 y 9	3	1	S/ 70.00	S/ 210.00
		Corte planchas 6 y 9	1	1		S/ -
		Taladrado planchas 6 y 9	1	1	S/ 40.00	S/ 40.00
		Fresado planchas 7 y 8	2	1	S/ 70.00	S/ 140.00
		Trazado y armado por puntos de soldadura	4	1	S/ 100.00	S/ 400.00
		Soldadura GMAW/GTAW	2	1	S/ 150.00	S/ 300.00
		Enderezado y limpieza mecánica	1	1	S/ 40.00	S/ 40.00
		3	Placa lateral	Fresado	1.75	1
Taladrado	1.5			1	S/ 40.00	S/ 60.00
4	Tapa lateral	Torneado	2	1	S/ 50.00	S/ 100.00
		Taladrado	1	1	S/ 40.00	S/ 40.00
5	Tapa lateral II	Torneado	2	1	S/ 50.00	S/ 100.00
		Taladrado	1	1	S/ 40.00	S/ 40.00
6	Eje	Torneado	3	1	S/ 50.00	S/ 150.00
		Taladrado	0.75	1	S/ 40.00	S/ 30.00
7	Engranaje	Torneado	1.5	1	S/ 50.00	S/ 75.00
		Taladrado	0.5	1	S/ 40.00	S/ 20.00
		Tallado de dientes	2.5	1	S/ 90.00	S/ 225.00
8	Cremallera	Fresado	3	1	S/ 70.00	S/ 210.00
		Tallado de dientes	5	1	S/ 90.00	S/ 450.00
		Taladrado	0.75	1	S/ 40.00	S/ 30.00
9	Placa frontal	Fresado	2.5	1	S/ 70.00	S/ 175.00
		Taladrado	1	1	S/ 40.00	S/ 40.00
10	Placa interna	Fresado	0.75	1	S/ 70.00	S/ 52.50
11	Cubo de palanca	Torneado	2.5	1	S/ 50.00	S/ 125.00
		Taladrado	1.5	1	S/ 40.00	S/ 60.00
12	Varilla de palanca	Torneado	0.5	2	S/ 50.00	S/ 50.00
		Roscado exterior	0.5	2	S/ 50.00	S/ 50.00
13	Perilla	Torneado de esfera	1.75	2	S/ 50.00	S/ 175.00
		Taladrado y roscado	1	2	S/ 40.00	S/ 80.00
14	Brazo compactador	Fresado	3	3	S/ 70.00	S/ 630.00
		Taladrado	0.75	3	S/ 40.00	S/ 90.00
15	Pin	Torneado	0.5	3	S/ 50.00	S/ 75.00
16	Soporte pivot	Preparación y programación CNC	2	1	S/ 75.00	S/ 150.00
		Maquinado CNC	2	1	S/ 140.00	S/ 280.00
Subtotal 4						S/ 6,490.00

4.3. Costos de transporte y ensamble

Cuando se tienen todas las piezas terminadas y/o compradas en los diferentes proveedores, es necesario reunirlos en un solo lugar, lo que acarrea un costo de transporte y logística. Finalmente, se requiere ensamblar todas las piezas para formar el equipo compactador, lo que se refleja en un costo de ensamblaje. Estos costos se muestran en la Tabla 23.

Tabla 23. Costos Otros

Costos Otros		
Nº	Descripción	Costo (S/.)
1	Costos de transporte y logística	S/ 100.00
2	Costos de ensamble	S/ 125.00
Subtotal 4		S/ 225.00

4.4. Costo Total

Luego de obtener los sub-costos planteados, se procede a sumar dichos montos para obtener el costo total de fabricación del prototipo del equipo compactador (Tabla 24).

Tabla 24. Costos totales

Costos Totales		
Nº	Descripción	Costo (S/.)
1	Costos de diseño	S/ 5,000.00
2	Costos de elementos normalizados	S/ 769.10
3	Costos de materia prima	S/ 256.41
4	Costos de fabricación	S/ 6,490.00
5	Costos Otros	S/ 225.00
Total		S/ 12,740.51

Se observa que este costo total incluye los costos de diseño, los cuales se venden solo una vez a cada fabricante (costo fijo). Por ello, en el caso de que un proveedor y/o empresa decida replicar más de una vez la construcción del equipo compactador, el costo de diseño ya no debe ser considerado. A partir de esto, los costos totales de replicación se muestran en la Tabla 25.

Tabla 25. Costos totales de replicación

Costos Totales de Replicación		
Nº	Descripción	Costo (S/.)
1	Costos de elementos normalizados	S/ 769.10
2	Costos de materia prima	S/ 256.41
3	Costos de fabricación	S/ 6,490.00
4	Costos Otros	S/ 225.00
Total		S/ 7,740.51

CONCLUSIONES

- El equipo diseñado cumple con el objetivo principal al integrar una herramienta adecuada. Esta herramienta retraída ocupa un área transversal de 367 mm^2 , lo que le permite ingresar por el pico de las botellas de 3 litros. Además, es capaz de expandirse en el interior de la botella hasta llegar a ocupar un área transversal de 1956 mm^2 para compactar adecuadamente los residuos plásticos y, finalmente, retraerse nuevamente para salir sin dificultad. La geometría compleja de la herramienta se respalda mediante cálculos de resistencia mecánica de la cremallera, piñón, brazos, pines y resortes, lo que asegura su funcionalidad y confiabilidad estructural.
- Los procesos definidos con el equipo diseñado permiten optimizar el proceso de producción de ecoladrillos. El tiempo total de un ciclo de compactado con el método propuesto es de 353 s, lo cual representa una reducción de 179 s respecto al método manual (532 s). Asimismo, el tiempo total de fabricación disminuye de 6.5 h a 1.8 h por ecoladrillo, lo que representa una reducción del 72.2%.
- La calidad final de los ecoladrillos mejora significativamente con el nuevo diseño, el cual permite compactar 356 gramos adicionales de residuos por unidad. Este resultado representa un aumento del 143.7% en la cantidad de plástico admitido respecto al proceso inicial y eleva la densidad del ecoladrillo de 3 litros de 271.3 kg/m^3 a 390 kg/m^3 , valor establecido como la característica final deseada.
- El diseño del equipo y de la herramienta garantiza un compactado eficiente de los residuos dentro de la botella de 3 litros. En cada ciclo de compactado, la herramienta aplica dos veces una fuerza de 100 kgf con una rotación de 100° entre cada aplicación. Esta fuerza de salida se logra mediante un torque de 30 N.m. en la manivela de accionamiento, equivalente a 6.7 kgf en cada extremo, lo que valida la ergonomía y la funcionalidad del sistema.
- Las dimensiones generales del equipo compactador (500 mm x 986 mm x 200 mm) permiten su integración con una estación de trabajo móvil para la producción de ecoladrillos, lo que facilita su transporte mediante vehículos tipo camioneta de tolva abierta. Asimismo, el diseño y la disposición del equipo dentro de la estación de trabajo móvil favorecen la aplicación ergonómica del torque en la manivela, lo que contribuye a reducir la fatiga física del operario y optimizar el proceso de fabricación.

- Los costos totales de fabricación ascienden a aproximadamente 12740 soles por unidad; sin embargo, estos se reducen de manera inversamente proporcional a la cantidad de equipos construidos ya que los costos de diseño se prorratean. Como resultado, los costos de replicación del equipo se reducen a 7740 soles por unidad. Además, la mayoría de proveedores de elementos normalizados y fabricados ofrecen precios más bajos en función del volumen de compra, lo que contribuye a una mejor economía a escala.



BIBLIOGRAFÍA

- Alvarez, M. (2021). *Elementos de máquinas 2*. Lima: Oficina de Publicaciones para la Docencia. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Antico, F., & Weiner, M. (2017). *Ladrillos ecológicos: un sustituto sostenible de los materiales de la construcción*. Chile. doi:10.7764
- BARDHAL. (2020). *BARDHAL Industria*. Obtenido de <https://www.bardahlindustria.com/como-funcionan-las-prensas-hidraulicas/#:~:text=Funcionamiento%20de%20la%20prensa%20hidr%C3%A1ulica&text=El%20sistema%20funciona%20generando%20presi%C3%B3n,que%20cualquier%20objeto%20sea%20presionado>.
- Barriga, B. (2018). *Métodos de diseño en ingeniería mecánica*. Lima: Oficina de Publicaciones para la Docencia. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Biltra. (2023). *Tratamientos térmicos Biltra*. Obtenido de <https://www.biltra.com/ofertas-cotizaciones-y-consultas-tecnicas-biltra/aceros-de-cementacion/>
- Bodycote. (2022). *Bodycote*. Obtenido de <https://www.bodycote.com/services/heat-treatment/hardening-and-tempering/induction-hardening/>
- BOHLER. (Agosto de 2024). *BOHLER VCL*. Obtenido de <https://www.bohlerperu.com/app/uploads/sites/138/2019/09/VCL.pdf>
- BOHLER. (Agosto de 2024). *BOHLER VCN*. Obtenido de <https://www.bohlerperu.com/app/uploads/sites/138/2019/09/VCN.pdf>
- Chow, S. (s/f). *Petroquímica y Sociedad*. Biblioteca Digital del ILCE. Obtenido de Polímeros derivados del petróleo: http://bibliotecadigital.ilce.edu.mx/sites/ciencia/volumen1/ciencia2/39/html/sec_16.html
- Cia. General de Aceros. (Septiembre de 2024). Obtenido de https://www.cga.com.co/wp-content/uploads/2020/07/Ficha_T%C3%A9cnica_Aceros_Grado_Ingenier%C3%ADa_1020.pdf
- Garay, J. J. (2019). *Reciclado de Plástico PET*. Arequipa. Obtenido de http://repositorio.ucsp.edu.pe/bitstream/UCSP/16146/1/BOLA%C3%91OS_ZEA_JUA_PET.pdf
- Hernández, D. F. (2023). *DISEÑO DE UN MOLINO TRITURADOR PARA POLÍMEROS TERMOPLÁSTICOS PARA LA EMPRESA INDUSTRIA RECUPLAST S.A.S.* Colombia.
- KOOM. (Enero de 2024). *KOOM*. Obtenido de <https://www.mecapedia.uji.es/catalogos/engranaje/spitkoom.1.pdf>
- Lee Spring. (24 de Febrero de 2023). *Materiales Resortes*. Obtenido de Lee Spring: https://www.leespring.mx/es/materiales-resortes?language_content_entity=es#view-field-mat-material-table-column--3
- Maquinova. (2022). *MAQUINOVA*. Obtenido de <https://www.mezcladorasymolinos.com.mx/productos/molinos/de-cuchillas/>

- MAX. (Agosto de 2024). *MAX Acero Monterrey*. Obtenido de <https://maxacero.mx/blog/ques-es-el-acero-a36-usos-y-propiedades/>
- Mayr. (20 de Enero de 2015). *Limitadores de torque EAS-Smartic*. Obtenido de https://www.mayr.com/produkte/dokumentationen/kupplungen/eas-smartic/k_481_v10_en_20_01_2015.pdf
- Mayr. (12 de Febrero de 2016). *Limitadores de torque*. Obtenido de https://www.mayr.com/produkte/dokumentationen/imagebroschueren/sicherheitskupplungen/img_402_v07_es_12_02_2016.pdf
- Paulsen, K. (2020). *Elementos de máquinas 1*. Lima: Oficina de Publicaciones para la Docencia. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Paulsen, K. (2020). *Resistencia de materiales 2*. Lima: Oficina de Publicaciones para la Docencia. Pontificia Universidad Católica del Perú.
- Receco. (01 de 2023). *Receco*. Obtenido de <https://gestorderesiduosmadrid.es/mejora-la-gestion-de-desechos-con-la-compactacion-de-residuos/#:~:text=La%20compactaci%C3%B3n%20de%20residuos%20representa,el%20cart%C3%B3n%20y%20el%20pl%C3%A1stico.>
- RECYTRANS. (12 de 05 de 2015). *RECYTRANS soluciones globales para el reciclaje*. Obtenido de <https://www.recytrans.com/blog/trituracion-de-plastico/>
- RS Components. (2 de enero de 2024). *RS*. Obtenido de <https://es.rs-online.com/web/c/prueba-y-medida/medicion-de-peso-y-fuerza/dinamometros-de-resorte/>
- Schaeffler Technologies. (2016). *Manual de montaje, Montaje de rodamientos*. Barcelona.
- SKF. (Agosto de 2023). *SKF*. Obtenido de 6005-2Z: <https://www.skf.com/au/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6005-2Z>
- Smith, G. M. (9 de marzo de 2020). *DEWESoft*. Obtenido de <https://dewesoft.com/es/blog/medicion-de-peso-con-celdas-de-carga>
- SOLPRESS. (03 de 03 de 2021). *SOLPRESS*. Obtenido de <https://solpressbcn.com/tipos-de-prensas-industriales/>
- SPIROL. (Febrero de 2019). *SPIROL-Pasadores Sólidos*.
- SPIROL. (Abril de 2024). *SPIROL - Pasadores elásticos ranurados*. Obtenido de <https://mx.spirol.com/productos/pasadores-elasticos-ranurados/#:~:text=Los%20Pasadores%20El%C3%A1sticos%20Ranurados%20son,o%20simplemente%20como%20pasadores%20el%C3%A1sticos.>
- Taaffe, J., O'Sullivan, S., Rahman, M. E., & Pakrashi, V. (2014). *Experimental characterisation of Polyethylene Terephthalate (PET)*. ELSEVIER.
- Zabala, A. (2019). *Gestión de Residuos con el Sistema de Ecoladrillos*. Universidad Internacional de La Rioja (UNIR). Lima: ISSU. Obtenido de https://issuu.com/guarguero84/docs/sistema_de_gesti_n_de_residuos_con_ecoladrillos

ANEXOS

ANEXO 1: Planos de ensamble y despiece

ANEXO 2: Densidades y masas del ecoladrillo

ANEXO 3: Tiempos de ciclo

ANEXO 4: Cremallera

ANEXO 5: Engranaje piñón

ANEXO 6: Rodamientos

ANEXO 7: Eje Transversal

ANEXO 8: Pasador ranurado

ANEXO 9: Palanca

ANEXO 10: Herramienta de compactación

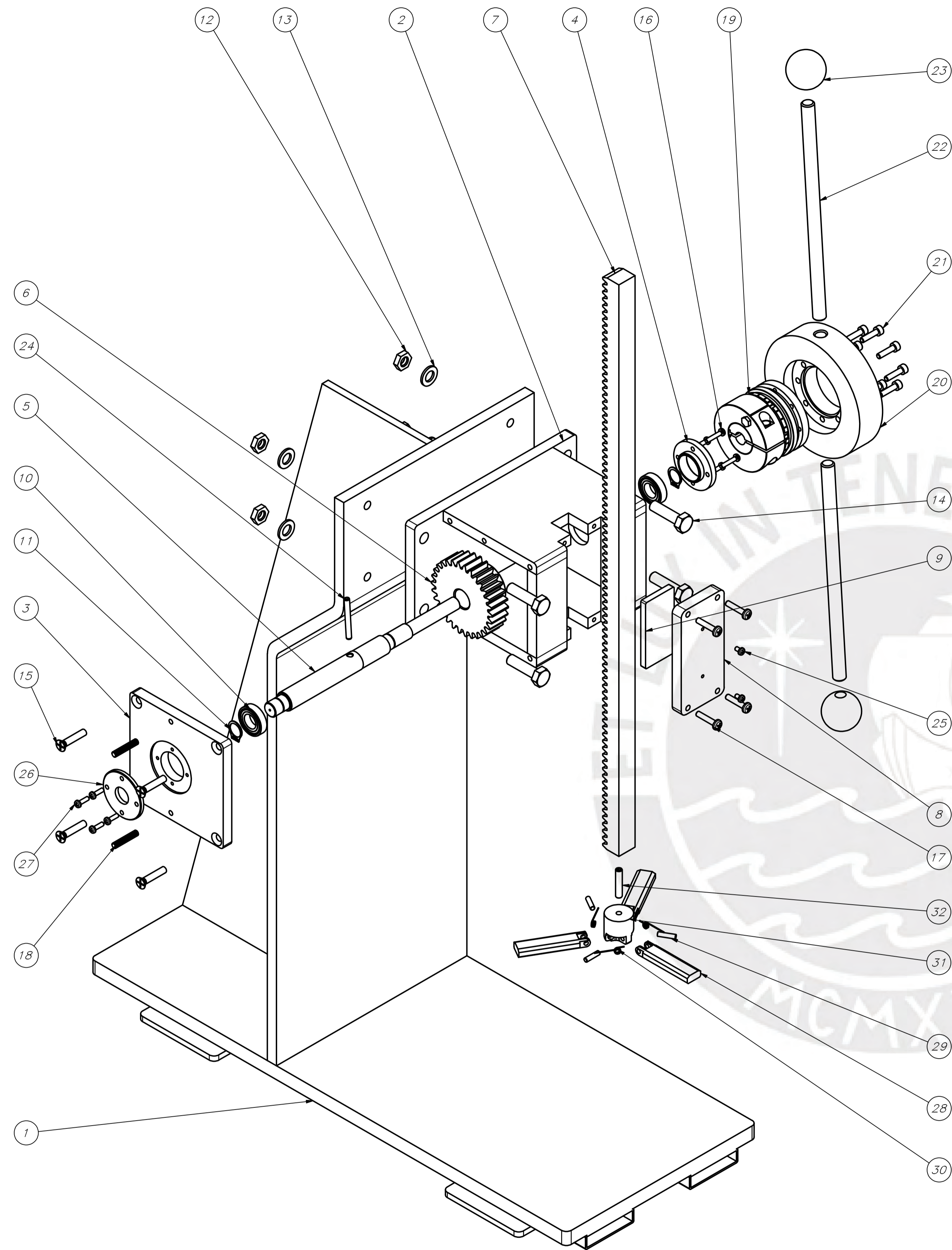
ANEXO 11: Bastidor



ANEXO 1

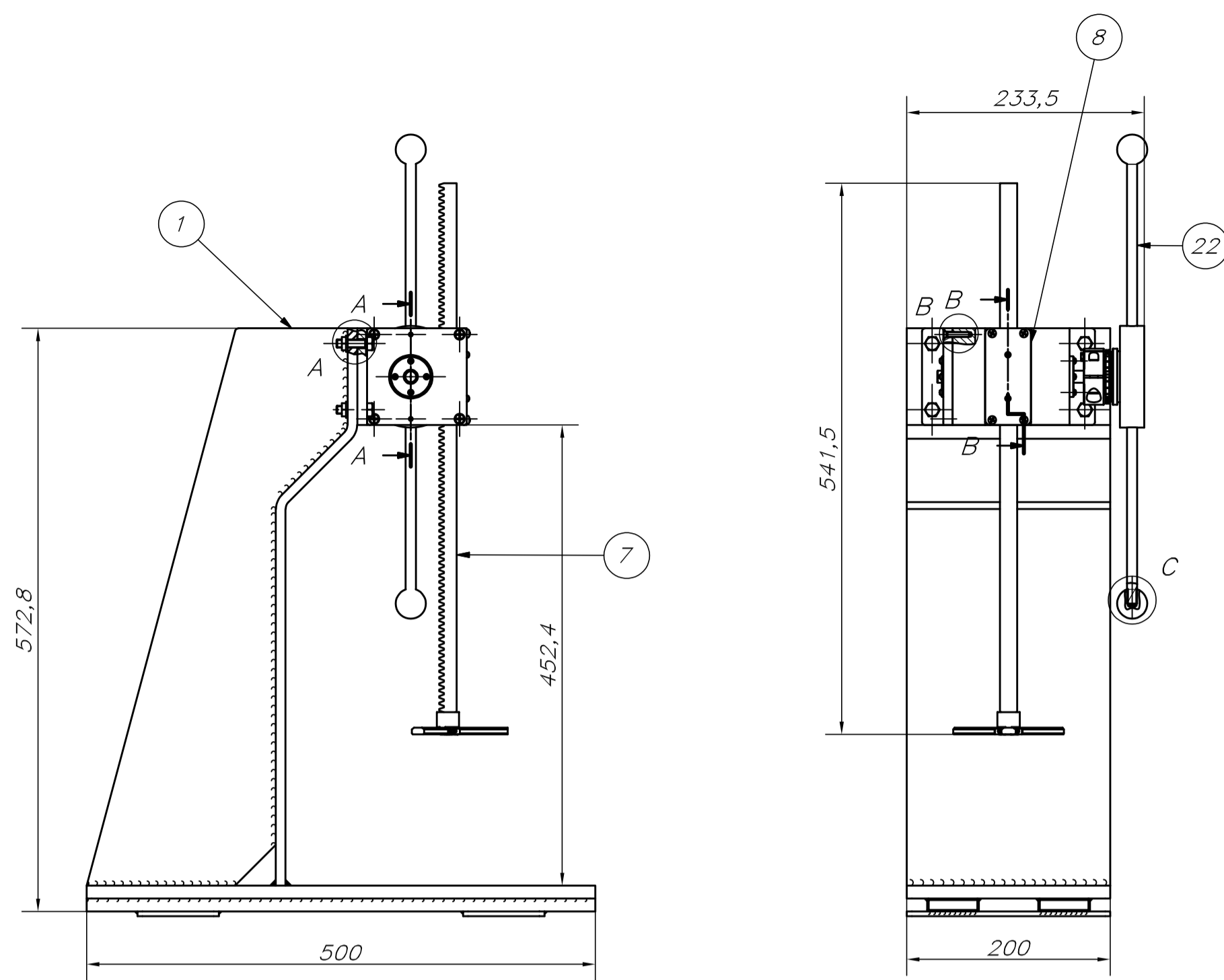
PLANOS DE ENSAMBLE Y DESPIECE

Nº	Descripción	Código	Nº de hojas
Ensamble			
1	EXPLOSION GENERAL	EX01-A1	1
2	ENSAMBLE GENERAL	EN01-A1	1
3	ENSAMBLE HERRAMIENTA	EN02-A3	1
Despiece			
4	CUERPO DEL BASTIDOR	DP01-A2	1
5	CABEZAL DEL BASTIDOR	DP02-A1	1
6	PLACA LATERAL	DP03-A3	1
7	TAPA LATERAL	DP04-A4	1
8	TAPA LATERAL II	DP05-A4	1
9	PLACA FRONTAL	DP06-A3	1
10	PLACA INTERNA	DP07-A4	1
11	CUBO DE PALANCA	DP08-A3	1
12	VARILLA DE PALANCA	DP09-A4	1
13	PERILLA DE PALANCA	DP10-A4	1
14	EJE	DP11-A3	1
15	ENGRANAJE CILÍNDRICO	DP12-A3	1
16	SOPORTE PIVOT	DP13-A3	1
17	BRAZO COMPACTADOR	DP14-A3	1
18	CREMALLERA	DP15-A3	1
19	PIN DE HERRMIENTA	DP16-A4	1
20	RESORTE DE TORSIÓN	DP17-A4	1



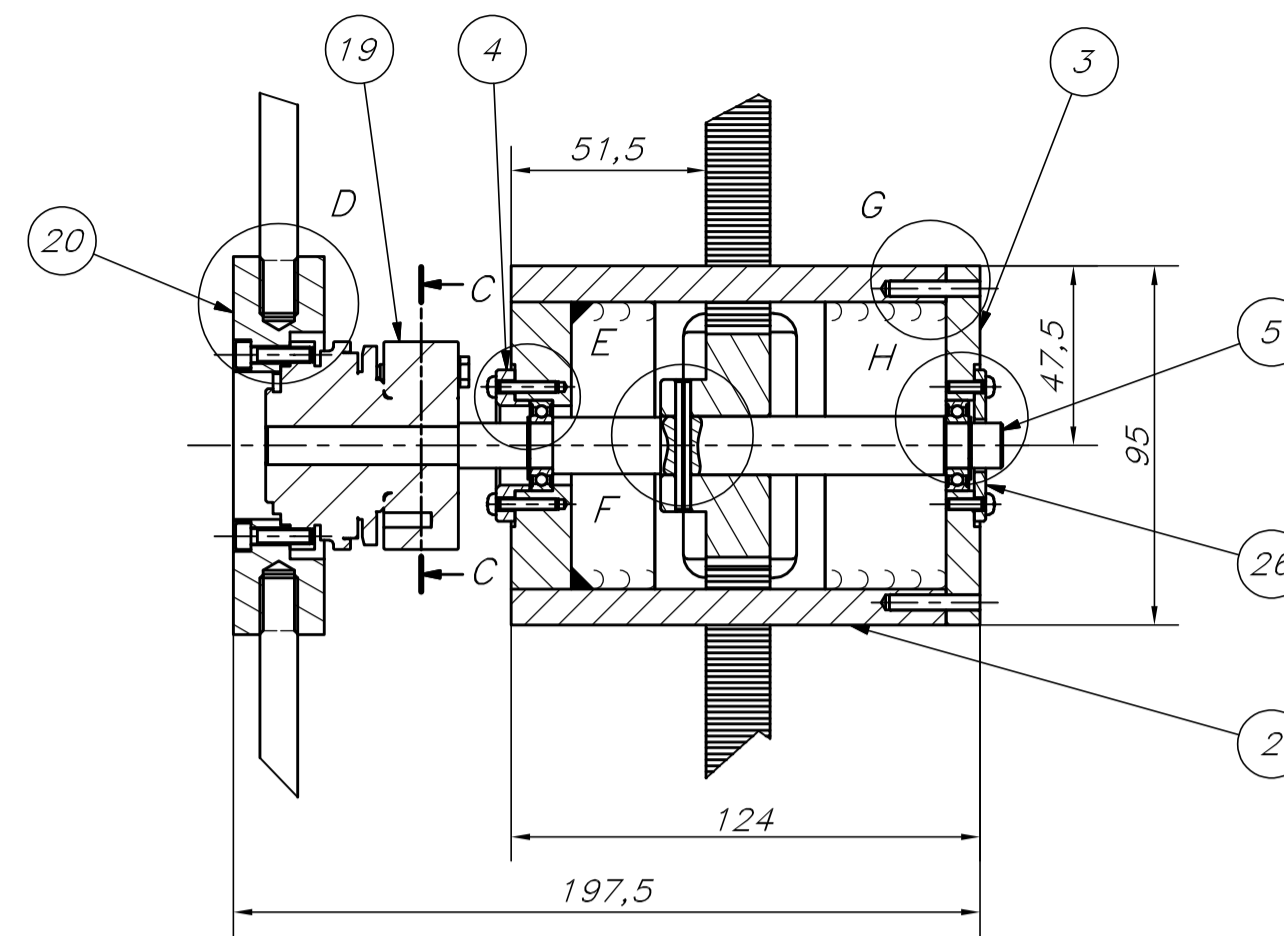
32	1	PERNO DE CABEZA PLANA CON RANURA HEXAGONAL INTERIOR M5x25	BS 4168	8.8	TEMPLADO 45HRC
31	1	SOPORTE PIVOT		AISI 4140 VCL	BONIFICADO, 241HB
30	3	RESORTE DE TORSION		ASTM A228	
29	3	PIN 3.4x14		AISI 4340 VCN	BONIFICADO, 248HB
28	3	BRAZO COMPACTADOR		AISI 4140 VCL	BONIFICADO, 241HB
27	4	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M3x10	ISO 7045	8.8	
26	1	TAPA LATERAL II		AISI 1020	
25	2	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M3x5	ISO 7045	8.8	
24	1	PASADOR ELASTICO RANURADO SPIROL SLTP4x35BK	ASME B18.8 4M	AISI 1080	HV 458-560
23	2	PERILLA		AISI 1020	
22	2	VARILLA DE PALANCA		AISI 1020	
21	8	PERNO DE CABEZA CILINDRICA CON RANURA HEXAGONAL M4 x 16	ISO 4762	8.8	
20	1	CUBO DE PALANCA		AISI 1020	
19	1	LIMITADOR DE TORQUE MAYR EAS-SMARTIC 01/481.635.0/10			
18	2	PASADOR SOLIDO MOLETEADO RECTO SPIROL, FK KP200, 4x24		ACERO BAJO CARBONO	
17	4	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M4x20	ISO 14583	8.8	
16	4	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M3x16	ISO 14583	8.8	
15	4	PERNO DE CABEZA PLANA AVELLADA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M5x25	ISO 7046-2	8.8	
14	4	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL M8x30	ISO 4017	8.8	
13	4	ARANDELA PLANA 8	ISO 7091		100HV
12	4	TUERCA HEXAGONAL M8	ISO 4032	8.8	
11	2	ANILLO SEEGER EXTERNO 12	ANSI B 27.7M		SERIE 3AMI
10	2	RODAMIENTO SKF 61901-2z			
9	1	PLACA INTERNA		AISI 1020	
8	1	PLACA FRONTAL		AISI 1020	
7	1	CREMALLERA m=2		DIN CK45	BONIFICADO 278HB
6	1	ENGRANAJE CILINDRICO Z=30, m=2		DIN14NiCr14	BONIFICADO 217HB
5	1	EJE		AISI 1020	CEMENTADO Y TEMPLADO 45HRC
4	1	TAPA LATERAL		AISI 1020	
3	1	PLACA LATERAL		ASTM A36	
2	1	CABEZAL DE BASTIDOR		ASTM A36	
1	1	CUERPO DE BASTIDOR		ASTM A36	
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU		
PROYECTO DE TESIS - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA		
METODO DE PROYECCION	EQUIPO COMPACTADOR DE PLASTICO PARA LA CONSTRUCCION DE ECOLADRILLOS DE 3 L.	ESCALA
	EXPLOSION GENERAL	1:2
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIELSEBASTIAN	FECHA: 2025.04.24
VERSION: 0		LAMINA: EX01-A1

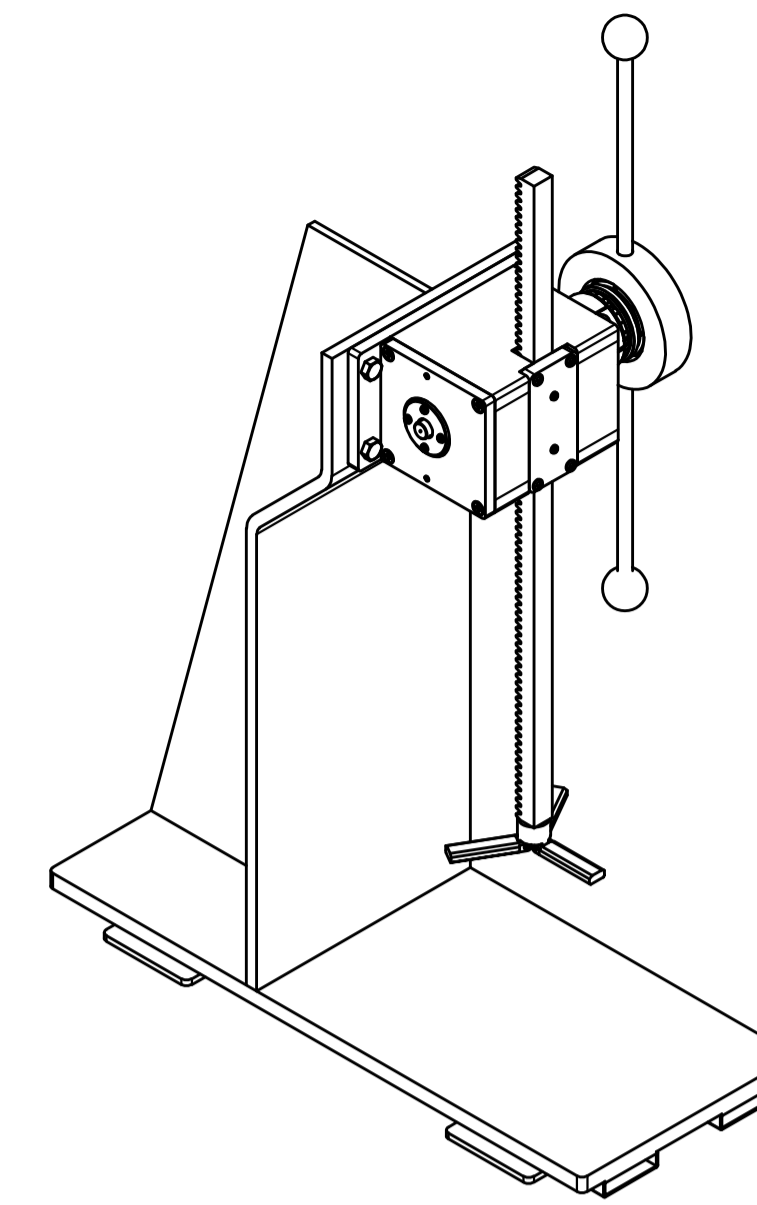


VISTA LATERAL
(1 : 5)

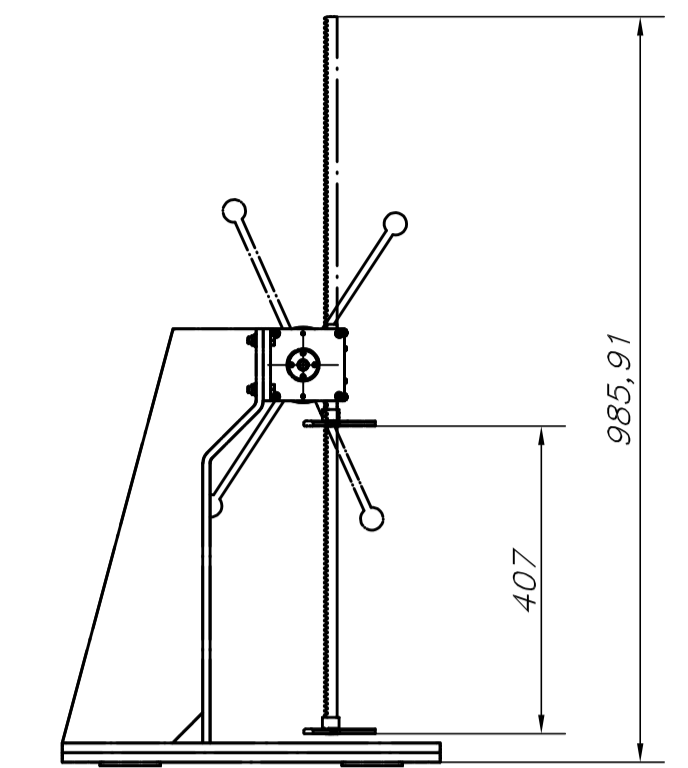
VISTA FRONTAL
(1 : 5)



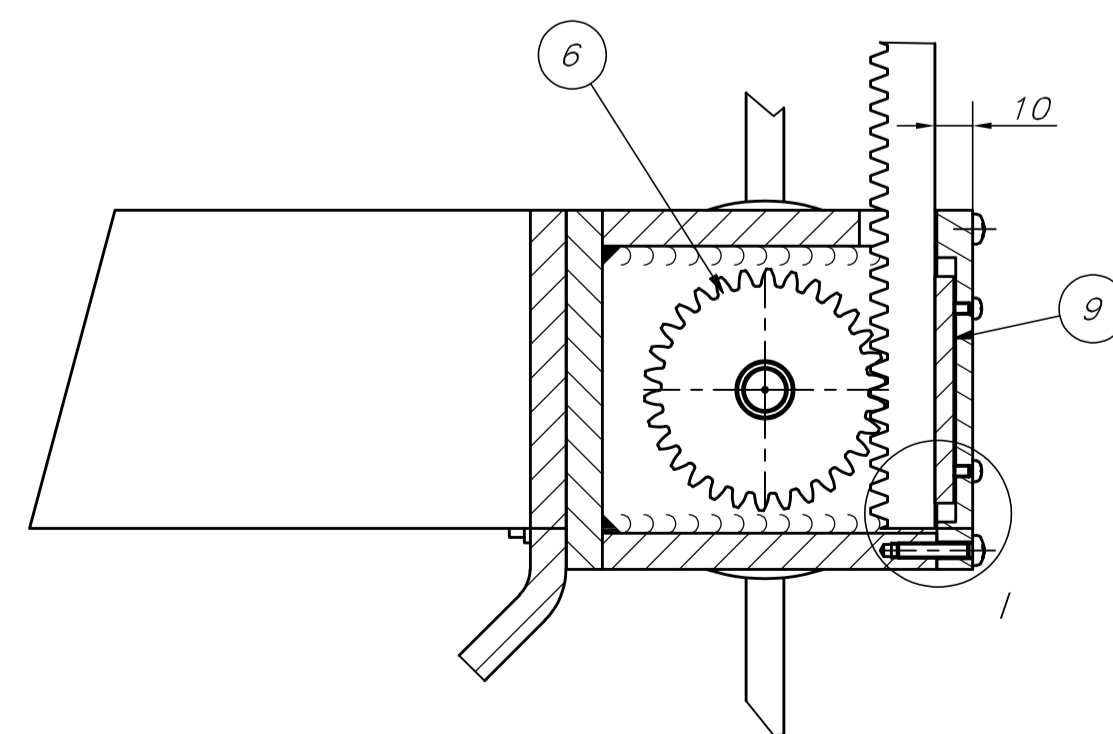
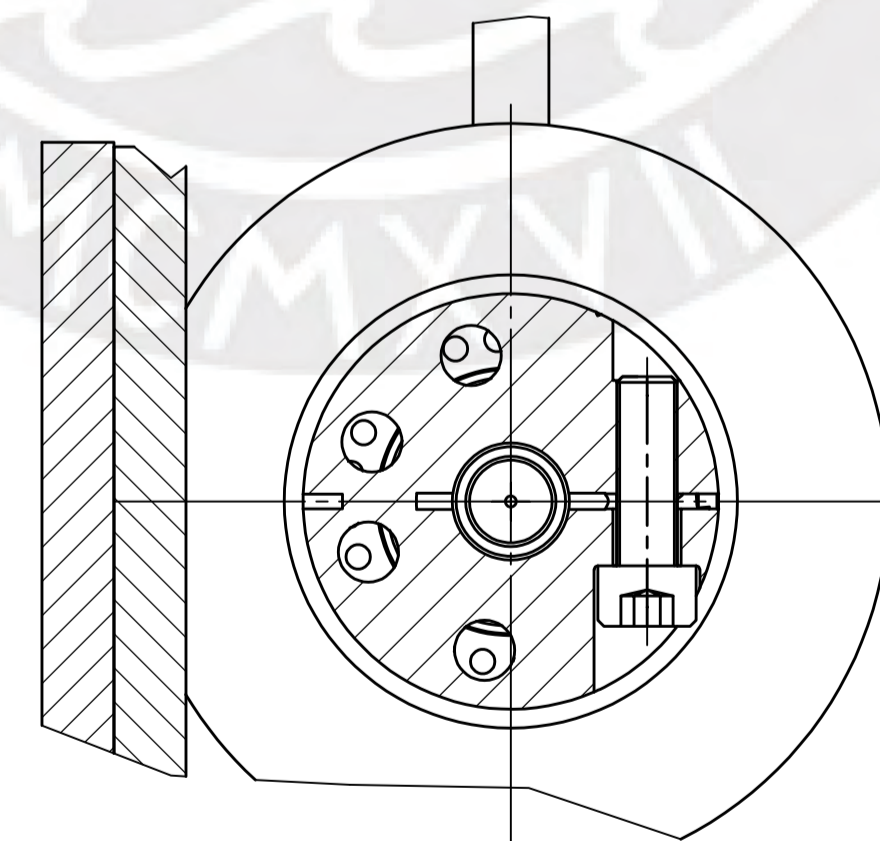
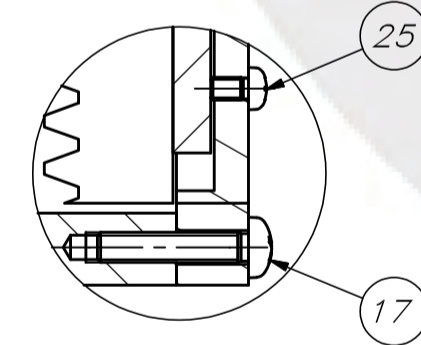
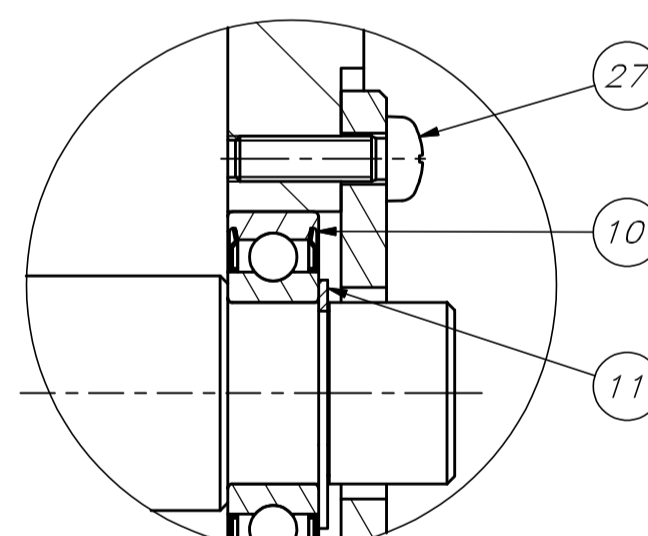
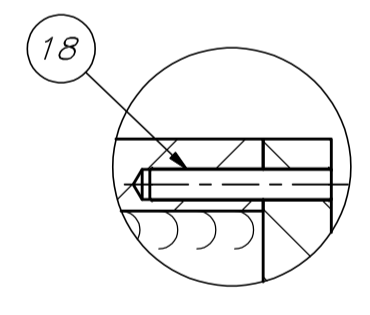
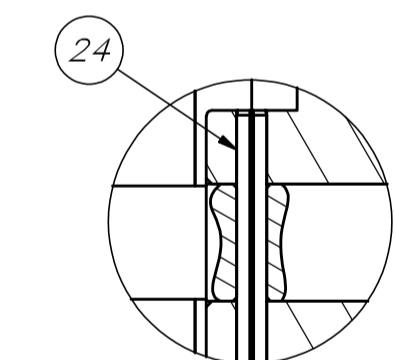
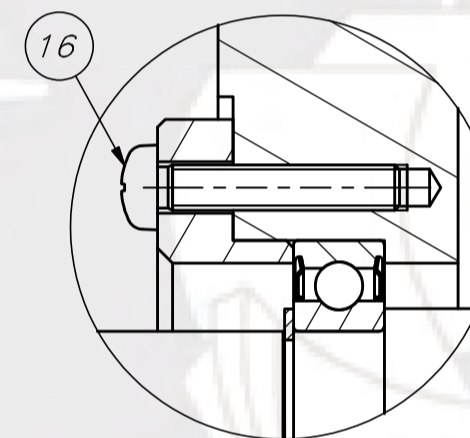
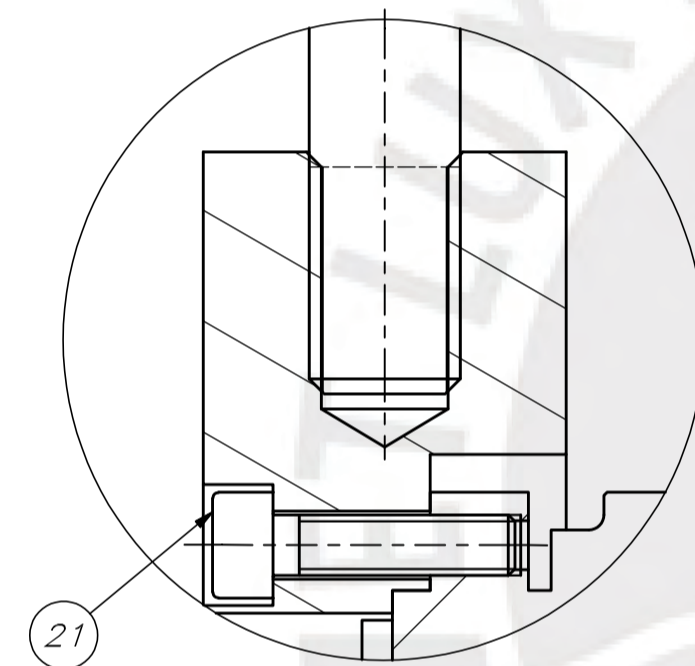
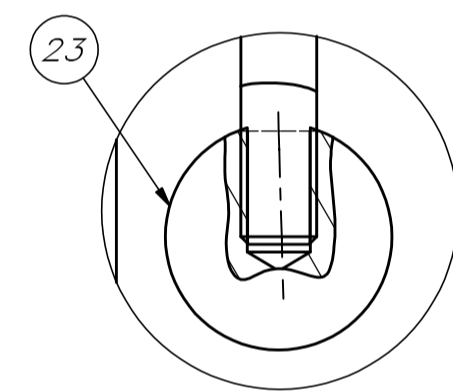
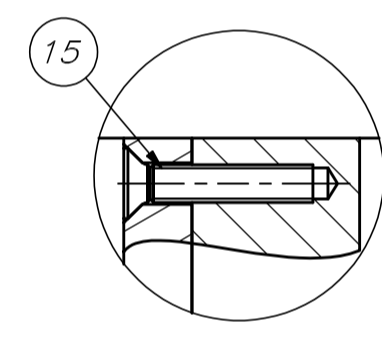
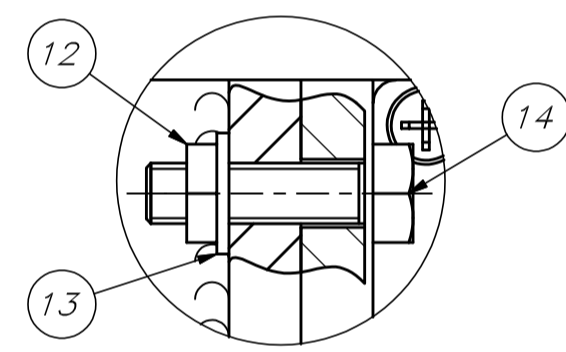
SECCIÓN A-A
(1 : 2)



VISTA ISOMÉTRICA
(1 : 5)



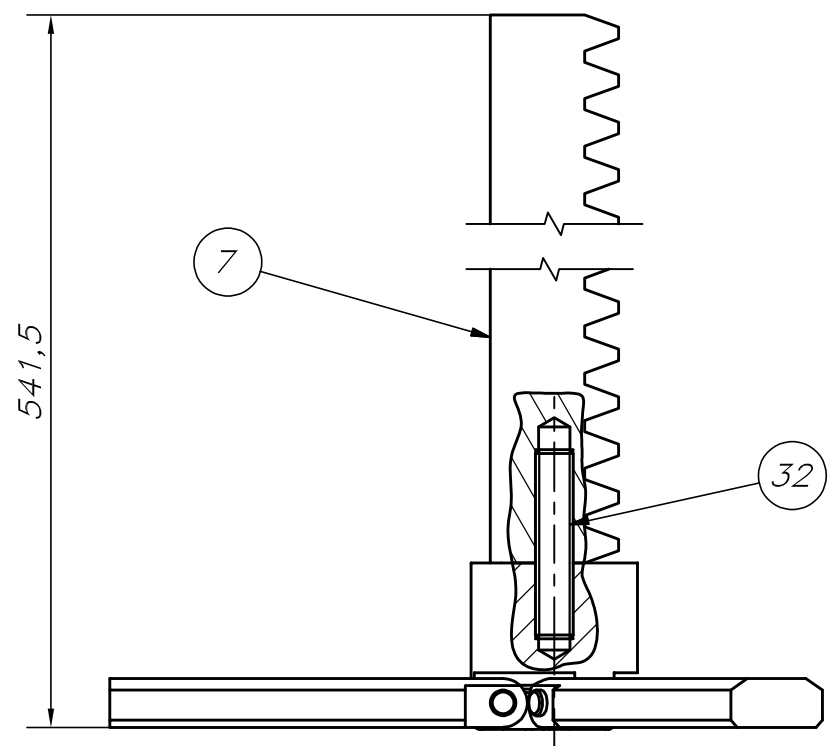
LONGITUD DE CARRERA
(1 : 10)



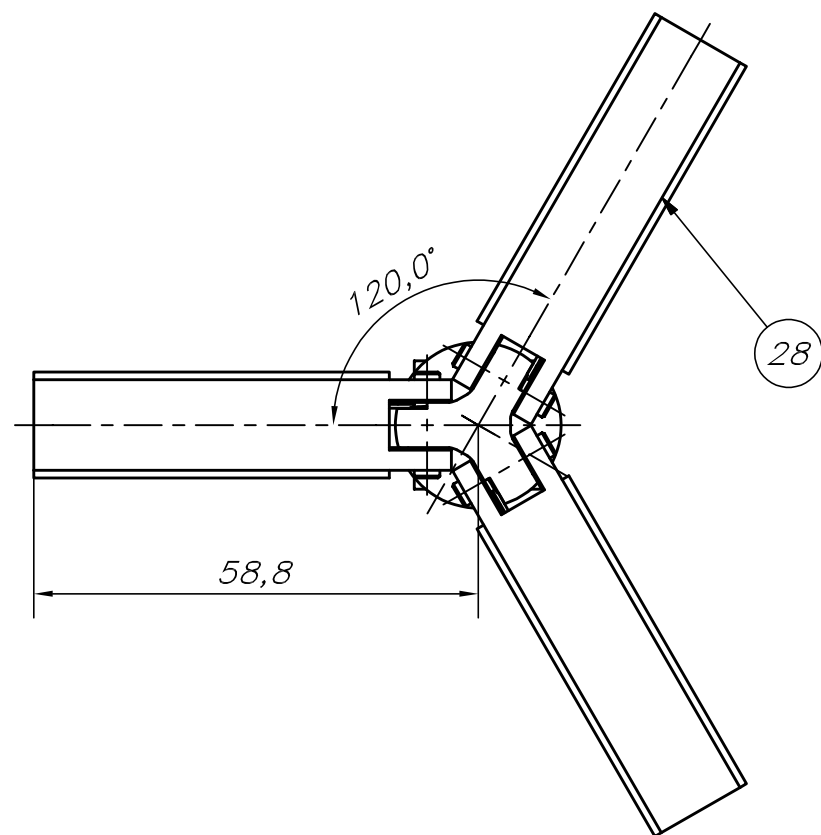
SECCIÓN B-B
(1 : 2)

POS.	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
32	1	PERNO DE CABEZA PLANA CON RANURA HEXAGONAL INTERIOR M5x25	BS 4168	8.8	TEMPLADO 45HRC
31	1	SOPORTE PIVOT		AISI 4140 VCL	BONIFICADO, 241HB
30	3	RESORTE DE TORSIÓN	ASTM A228		
29	3	PIN 3.4x14		AISI 4340 VCN	BONIFICADO, 248HB
28	3	BRAZO COMPACTADOR		AISI 4140 VCL	BONIFICADO, 241HB
27	4	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M3x10	ISO 7045	8.8	
26	1	TAPA LATERAL II		AISI 1020	
25	2	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M3x5	ISO 7045	8.8	
24	1	PASADOR ELÁSTICO RANURADO SPIROL SLTP4x35BK	ASME B18.8 4M	AISI 1080	HV 458-560
23	2	PERILLA		AISI 1020	
22	2	VARILLA DE PALANCA		AISI 1020	
21	8	PERNO DE CABEZA CILÍNDRICA CON RANURA HEXAGONAL M4x16	ISO 4762	8.8	
20	1	CUBO DE PALANCA		AISI 1020	
19	1	LIMITADOR DE TORQUE MAYR EAS-SMARTIC 01/481.635.0/10			
18	2	PASADOR SÓLIDO MOLETEADO RECTO SPIROL, FK KP200 4x24		ACERO BAJO CARBONO	
17	4	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M4x20	ISO 14583	8.8	
16	4	PERNO DE CABEZA REDONDA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M3x16	ISO 14583	8.8	
15	4	PERNO DE CABEZA PLANA AVELLANADA CON RANURA EN CRUZ TIPO H M5x25	ISO 7046-2	8.8	
14	4	PERNO DE CABEZA HEXAGONAL M8x30	ISO 4017	8.8	
13	4	ARANDELA PLANA 8	ISO 7091		100HV
12	4	TUERCA HEXAGONAL M8	ISO 4032	8.8	
11	2	ANILLO SEEGER EXTERNO 12	ANSI B 27.7M		SERIE 3AMI
10	2	RODAMIENTO SKF 61901-2Z			
9	1	PLACA INTERNA		AISI 1020	
8	1	PLACA FRONTAL		AISI 1020	
7	1	CREMALLERA m=2		DIN CK45	BONIFICADO 278HB
6	1	ENGRANAJE CILÍNDRICO Z=30, m=2		DIN 14NiCr14	BONIFICADO 217HB
5	1	EJE		AISI 1020	CEMENTADO Y TEMPLADO 45HRC
4	1	TAPA LATERAL		AISI 1020	
3	1	PLACA LATERAL		ASTM A36	
2	1	CABEZAL DEL BASTIDOR		ASTM A36	
1	1	CUERPO DEL BASTIDOR		ASTM A36	

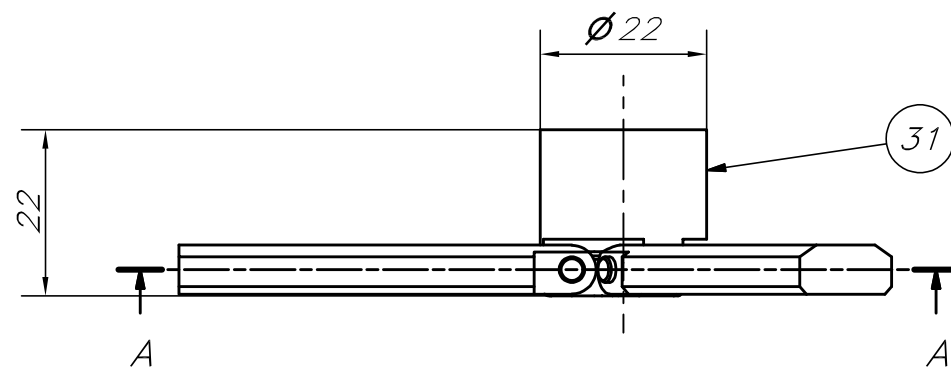
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU		
PROYECTO DE TESIS - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L.	ESCALA
	ENSAMBLE GENERAL	1:5
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIELSEBASTIAN	FECHA: 2025.04.26
VERSIÓN: 0		LAMINA: EN01-A1



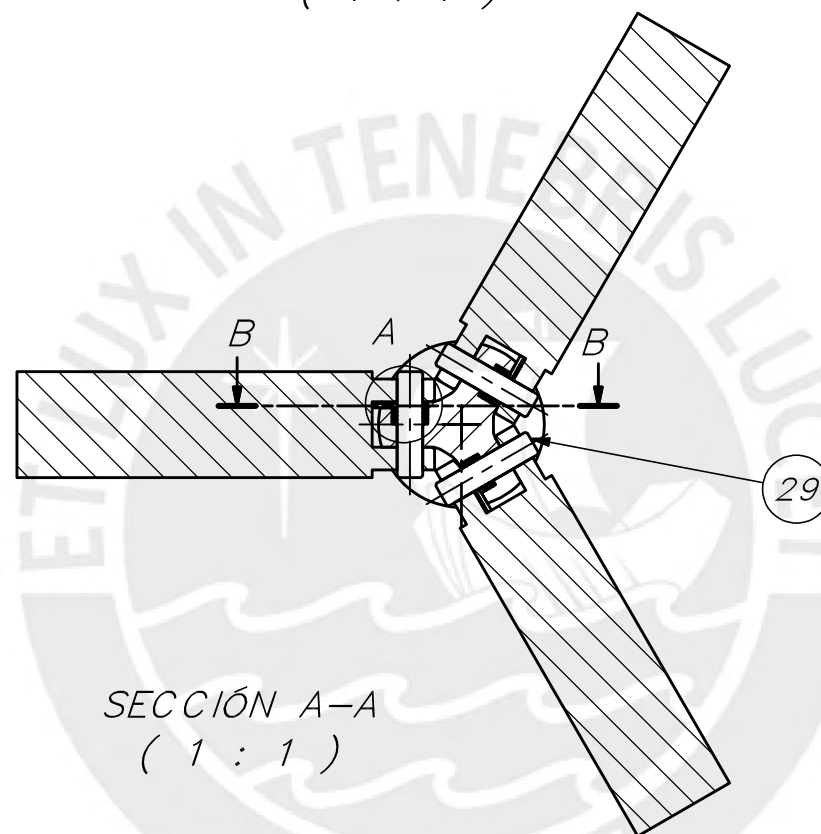
HERRAMIENTA DE COMPACTACIÓN
Y CREMALLERA
VISTA FRONTAL (1:1)



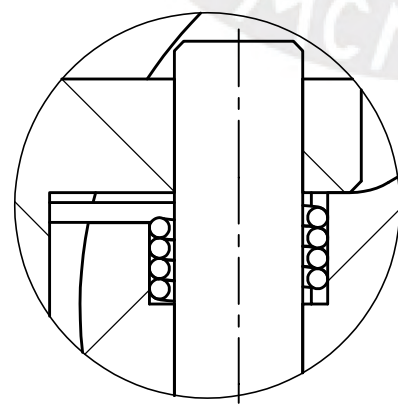
HERRAMIENTA DE COMPACTACIÓN
Y CREMALLERA
VISTA INFERIOR (1:1)



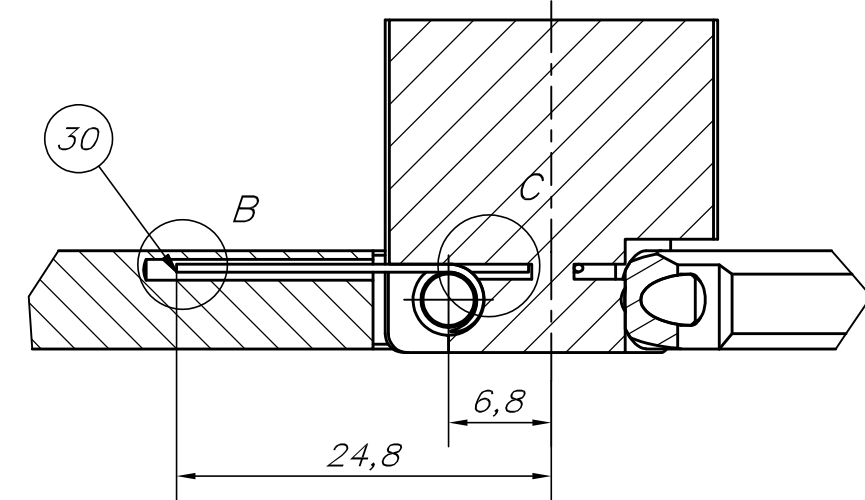
HERRRAMIENTA DE COMPACTACIÓN
VISTA FRONTAL
(1 : 1)



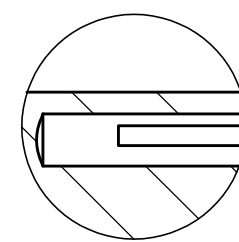
SECCIÓN A-A
(1 : 1)



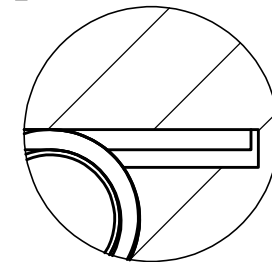
DETALLE A
(5 : 1)



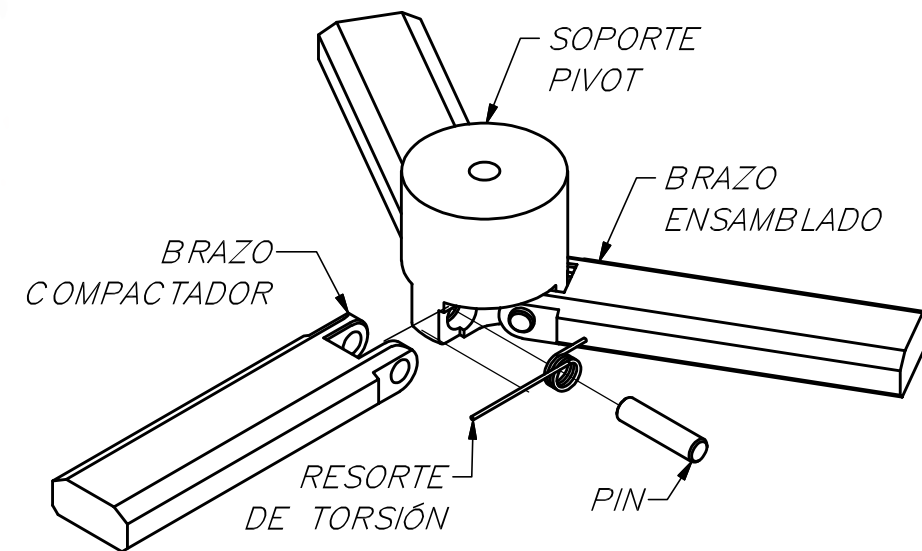
SECCIÓN B-B
(2:1)



DETALLE B
(5 : 1)

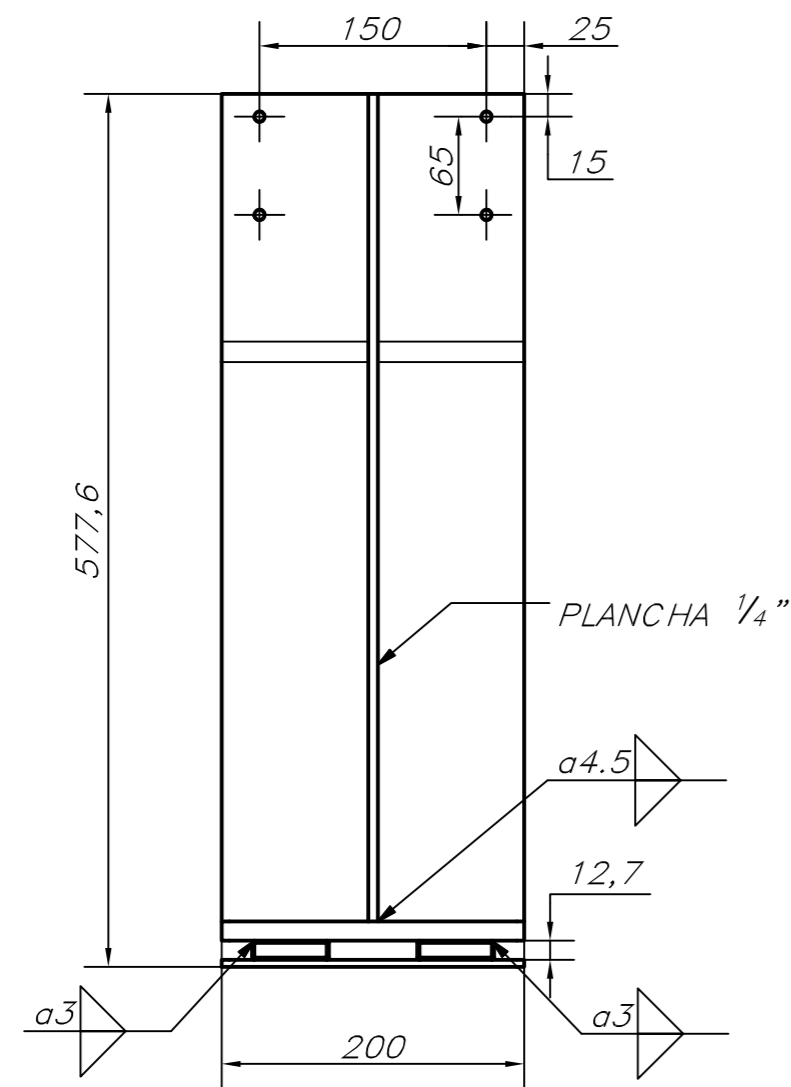


DETALLE C
(5 : 1)

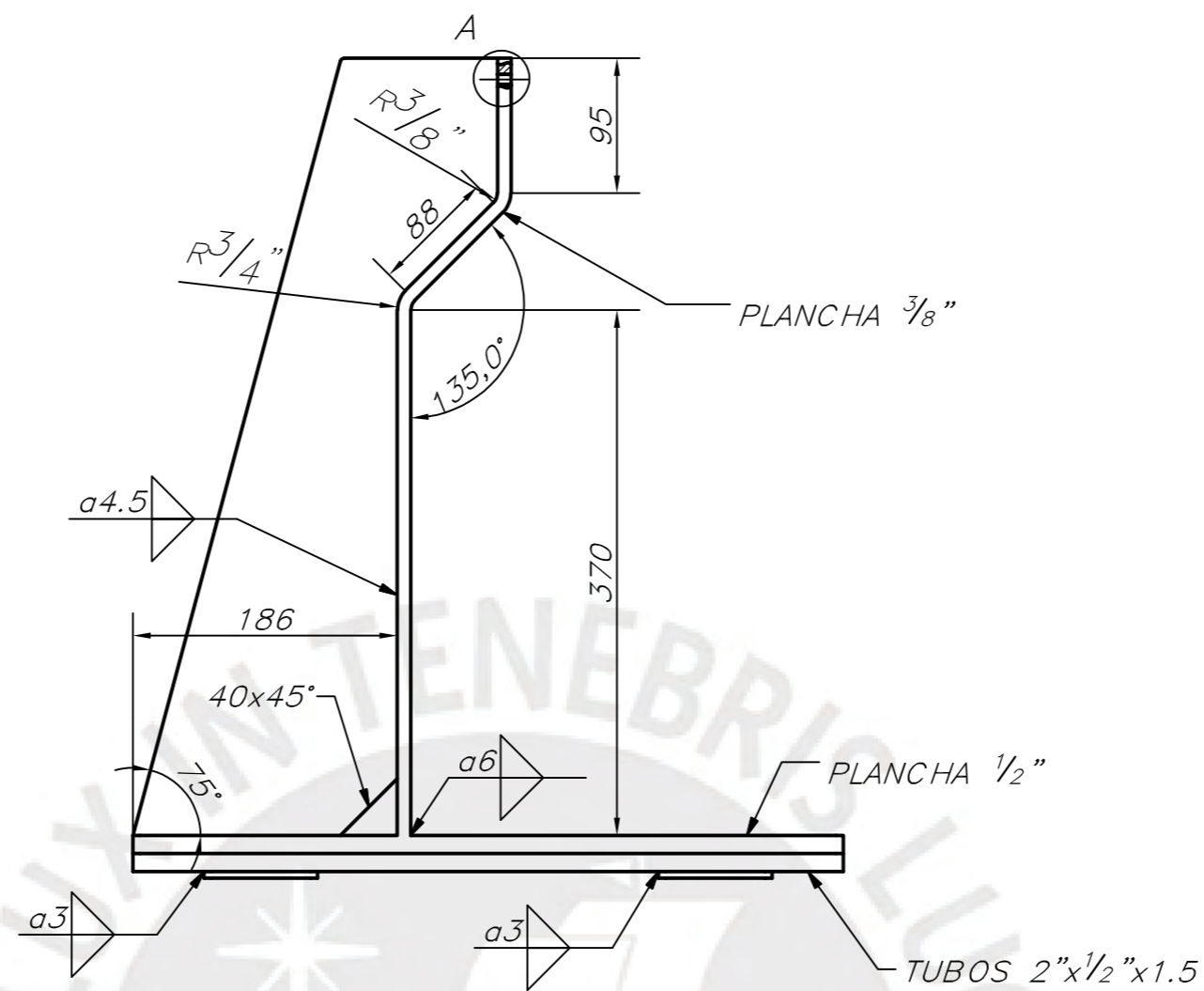


EXPLOSIÓN DE HERRAMIENTA DE COMPACTACIÓN
(1: 1)

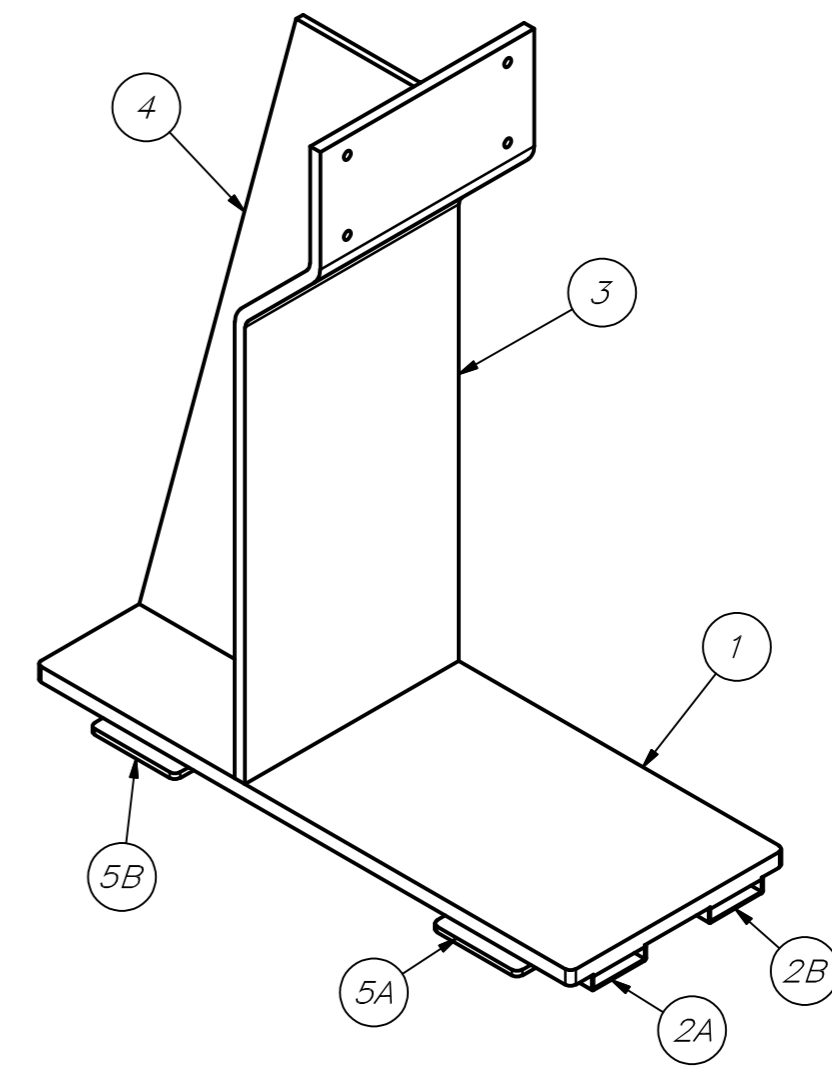
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU		
PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L.	ESCALA
	ENSAMBLE HERRAMIENTA	1:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.04.26
VERSIÓN: 0		LAMINA: EN02-A3



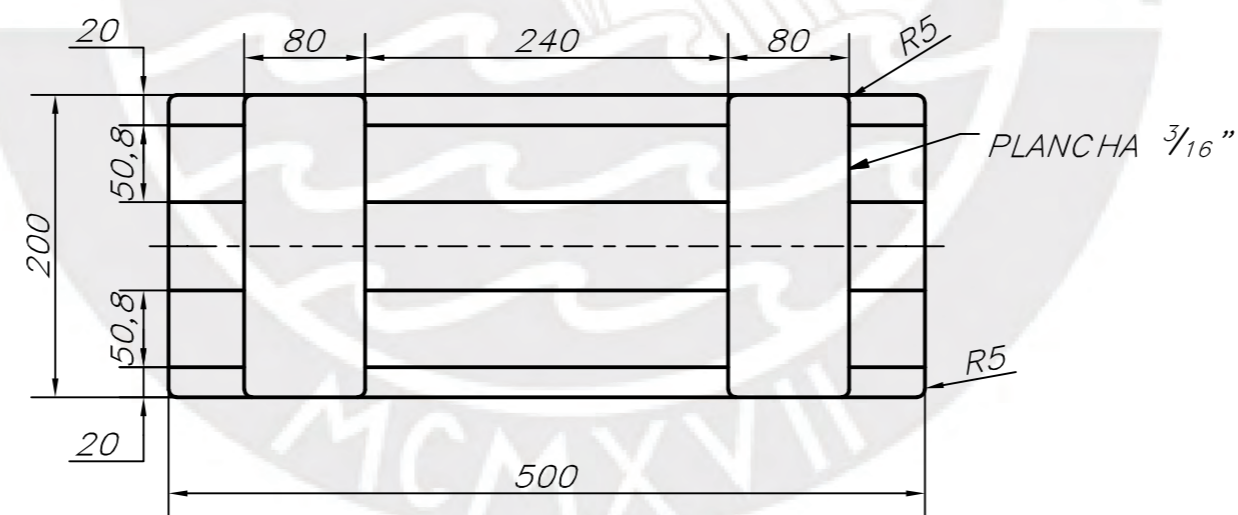
VISTA POSTERIOR (1 : 5)



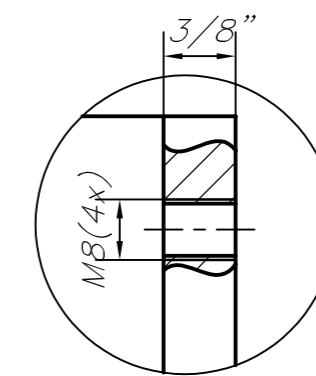
VISTA FRONTAL (1 : 5)



VISTA ISOMÉTRICA
(1 : 5)



VISTA INFERIOR (1 : 5)



DETALLE A
(1 : 1)

NOTAS:

REDONDEOS NO INDICADOS: R3
 NORMA DE SOLDADURA APLICABLE AWS D1.1 ED:2022
 GMAW/GTAW ER70XX

LISTA DE PLANCHAS

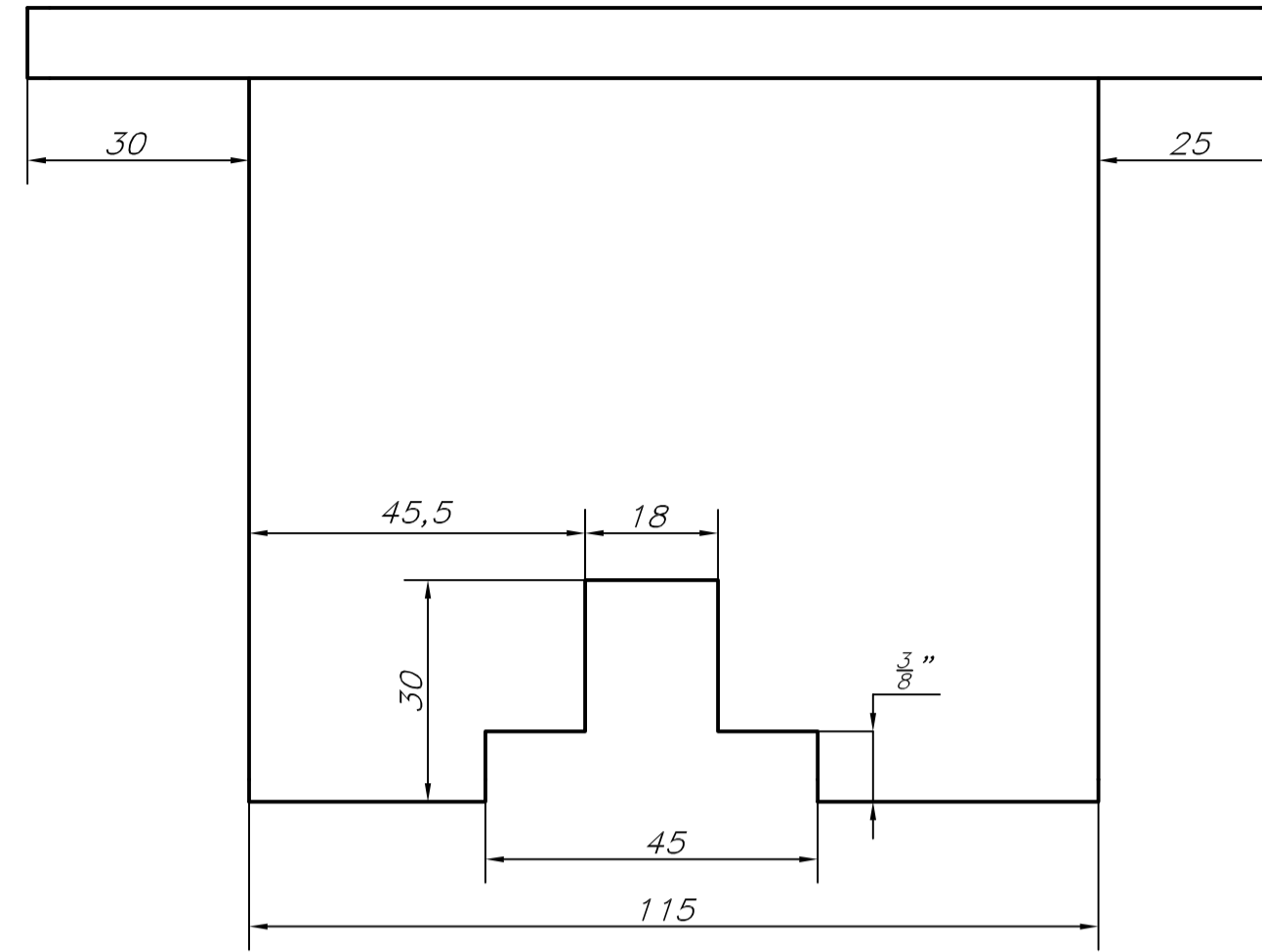
ITEM	CÓDIGO	DIMENSIONES (mm.)	PESO (g.)	CANT.
1	1	500 x 200 x 1/2"	9970	1
2	2A	50.8 x 12.7 x 200 x 1.5	362	1
3	2B	50.8 x 12.7 x 500 x 1.5	362	1
4	3	574.5 x 200 x 3/8"	8584	1
5	4	547.5 x 256.6 x 1/4"	3507	1
6	5A	80 x 200 x 3/16"	598	1
7	5B	80 x 200 x 3/16"	598	1

ACABADO SUPERFICIAL Ra 6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-k	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 01. CUERPO DEL BASTIDOR	ESCALA 1:5
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.04.28
VERSIÓN: 0		LAMINA: EN01-A2

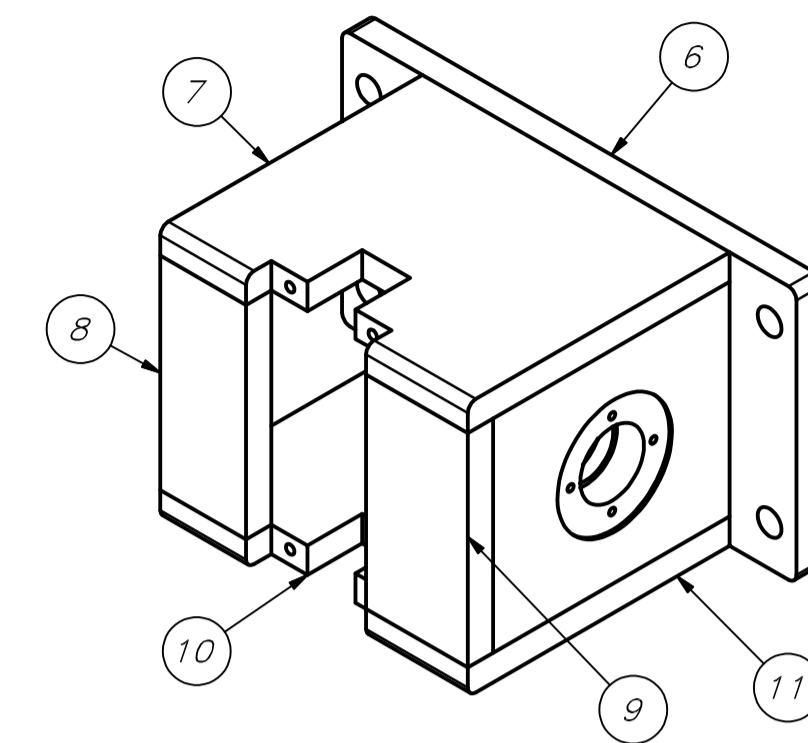
LISTA DE PLANCHAS				
ITEM	CÓDIGO	DIMENSIONES (mm.)	PESO (g.)	CANT.
1	6	170 x 95 x 3/8"	1192	1
2	7	115 x 88,5 x 3/8"	783	1
3	8	75,95 x 32 x 3/8"	182	1
4	9	75,95 x 32 x 3/8"	182	1
5	10	115 x 88,5 x 3/8"	783	1
6	11	88,5 x 76 x 5/8"	788	1

NOTAS:

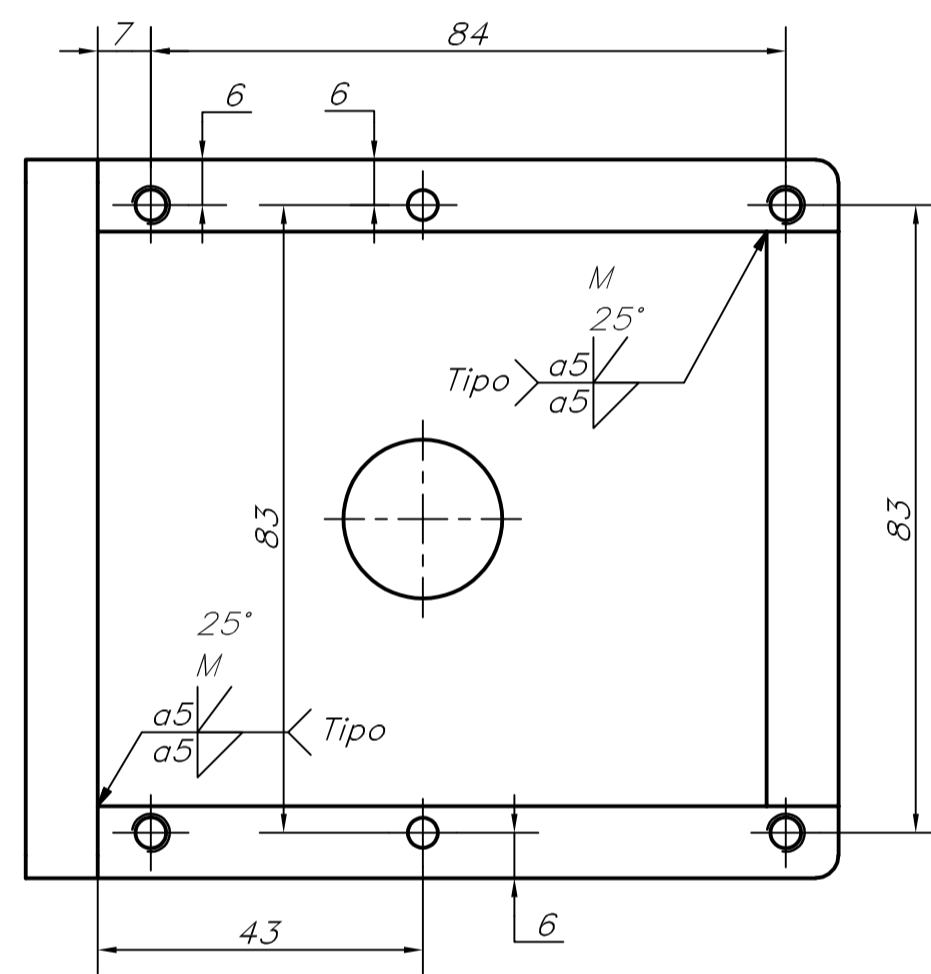
REDONDEOS NO INDICADOS: R3
 ESPESOR DE PLANCHAS NO INDICADAS: 3/8"
 TALADRAR LOS AGUJEROS DE CENTRADO DEL CABEZAL
 JUNTO CON LOS DE LA PLACA LATERAL
 NORMA DE SOLDADURA APLICABLE AWS D1.1 ED:2022
 GMAW/GTAW ER70XX



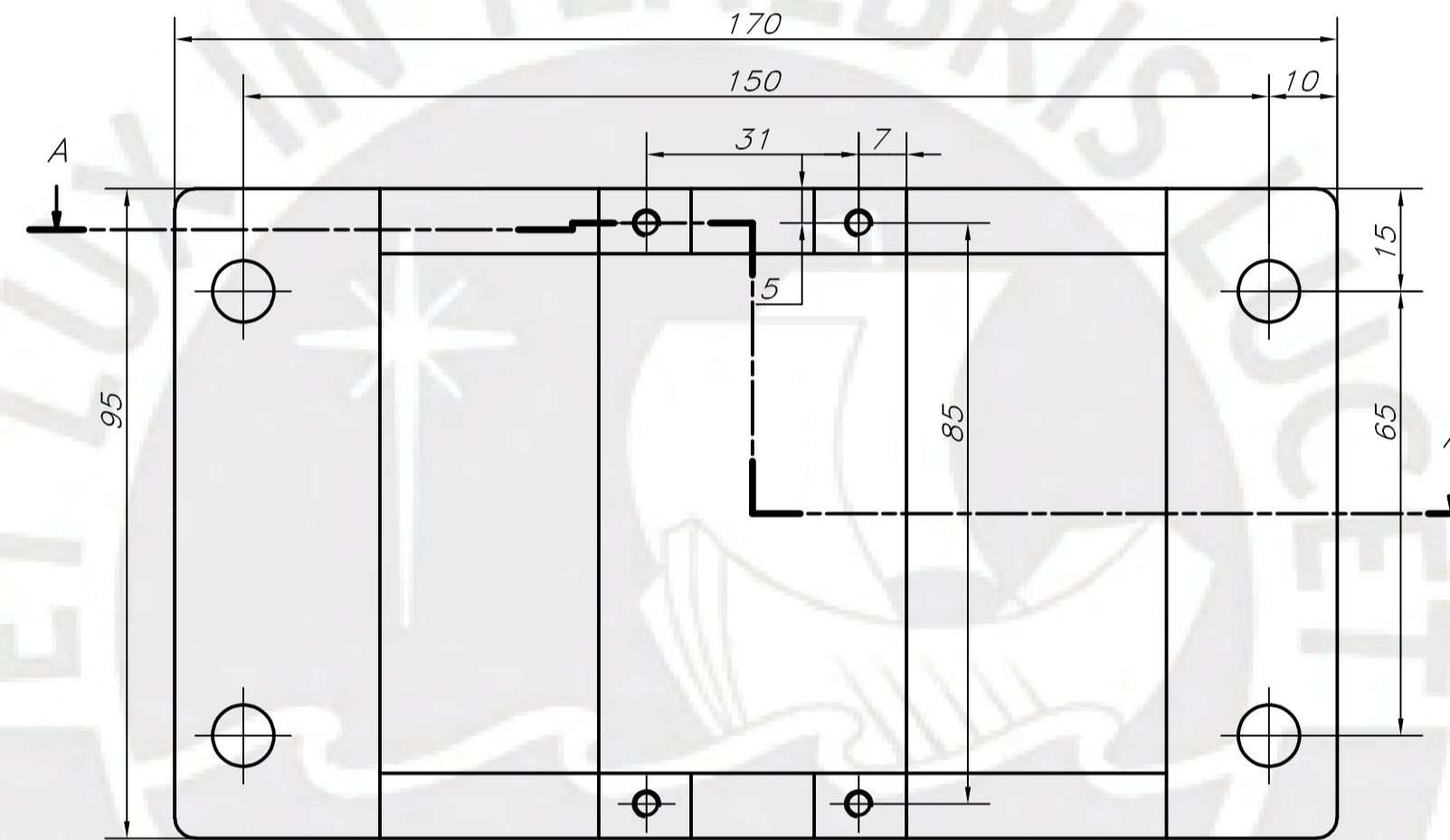
VISTA SUPERIOR
(1 : 1)



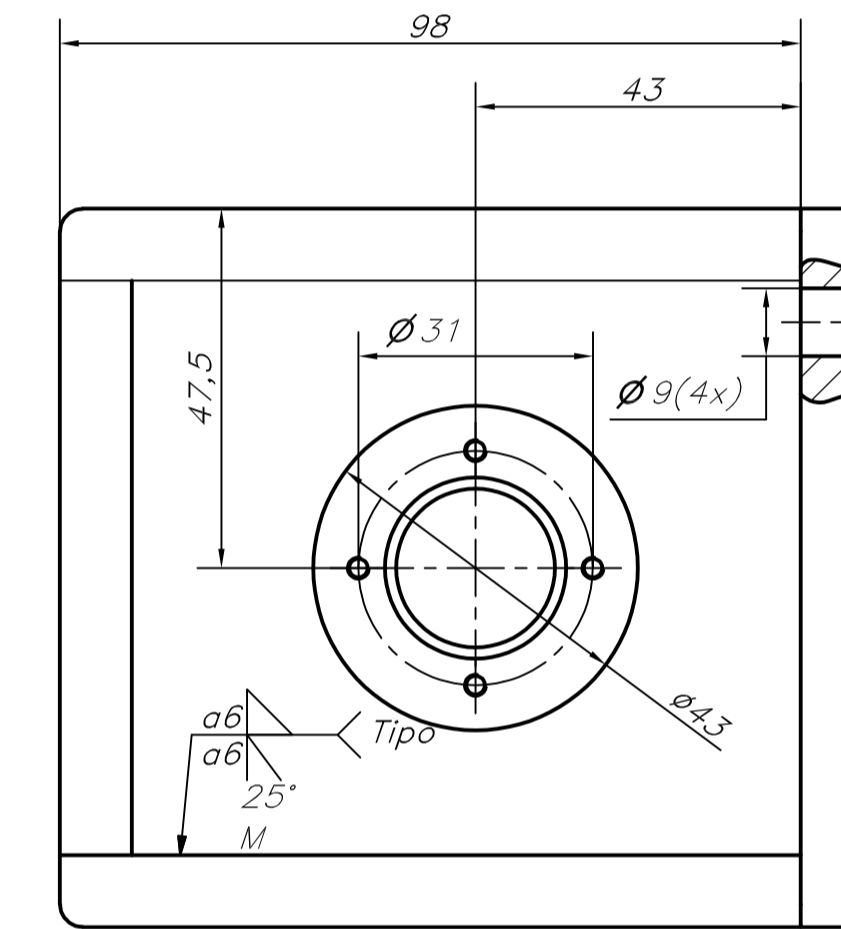
VISTA ISOMÉTRICA (1 : 2)



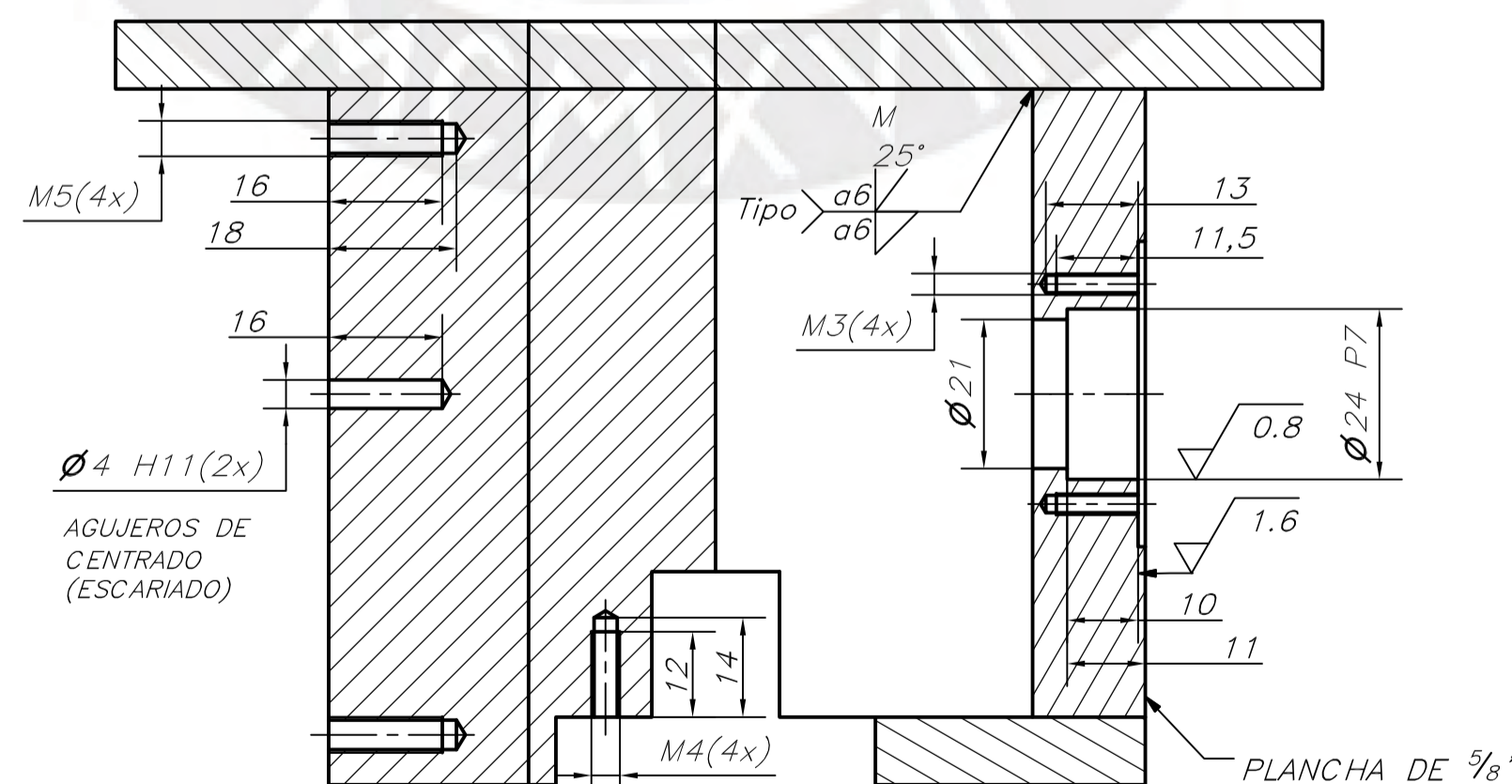
VISTA LATERAL IZQUIERDA
(1 : 1)



VISTA FRONTAL
(1 : 1)

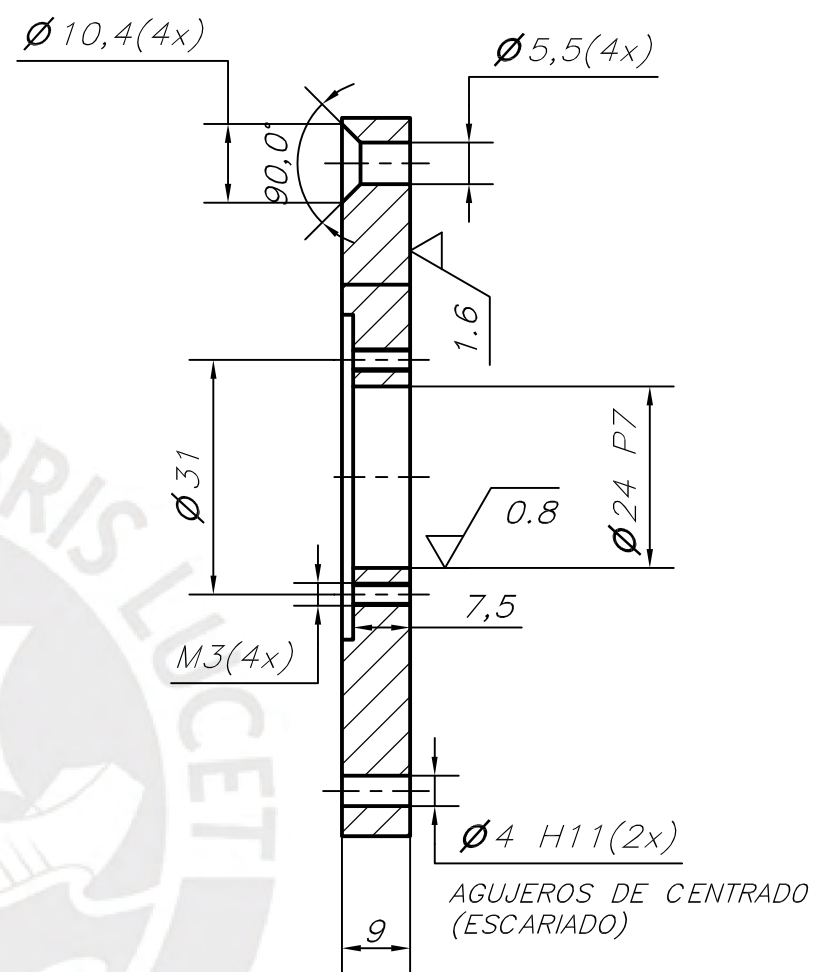
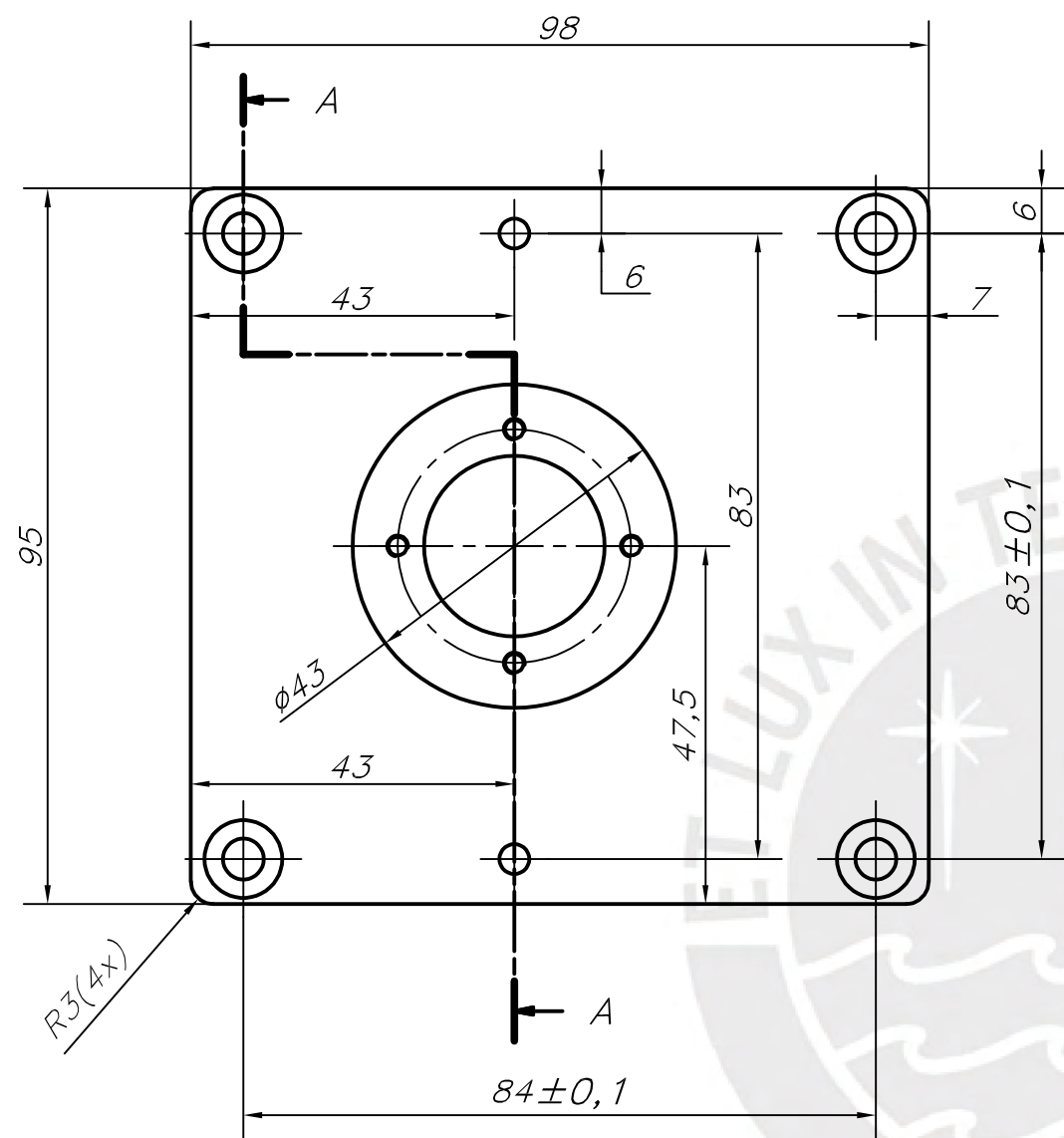


VISTA LATERAL DERECHA
(1 : 1)



SECCIÓN A-A
(1 : 1)

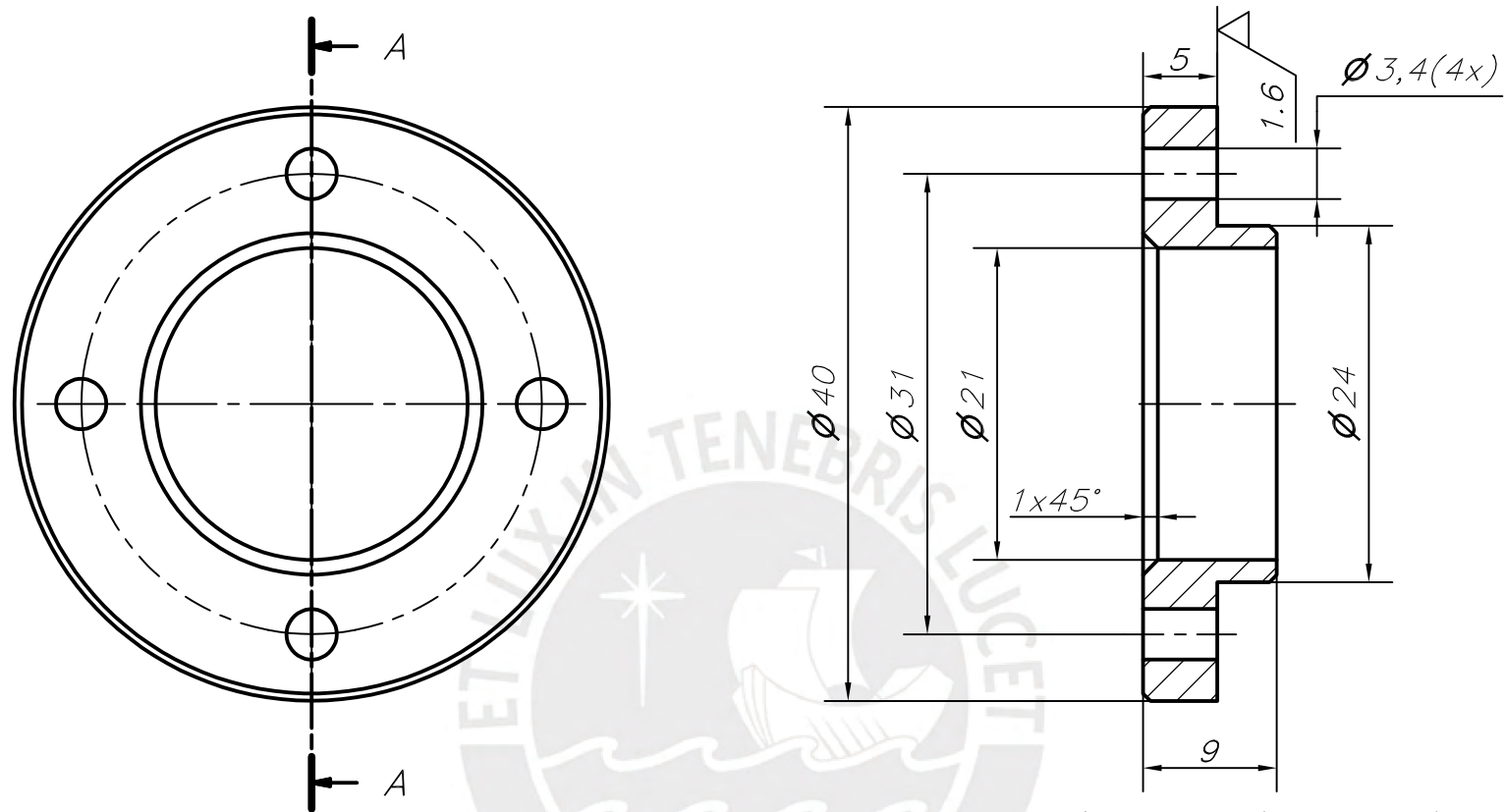
ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION First Angle Projection	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 2. CABEZAL DEL BASTIDOR	ESCALA 1:1
24 P7 4 H11 COTA NOMINAL	23.986 4.075 COTA MAXIMA	23.965 4.000 COTA MINIMA
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIELSEBASTIAN	FECHA: 2025.05.01
VERSION: 0		LAMINA: DPO2-A1



SECCIÓN A-A (1 : 1)

NOTAS:
TALADRAR LOS AGUJEROS DE CENTRADO DE LA
TAPA LATERAL JUNTO CON LOS DEL CABEZAL

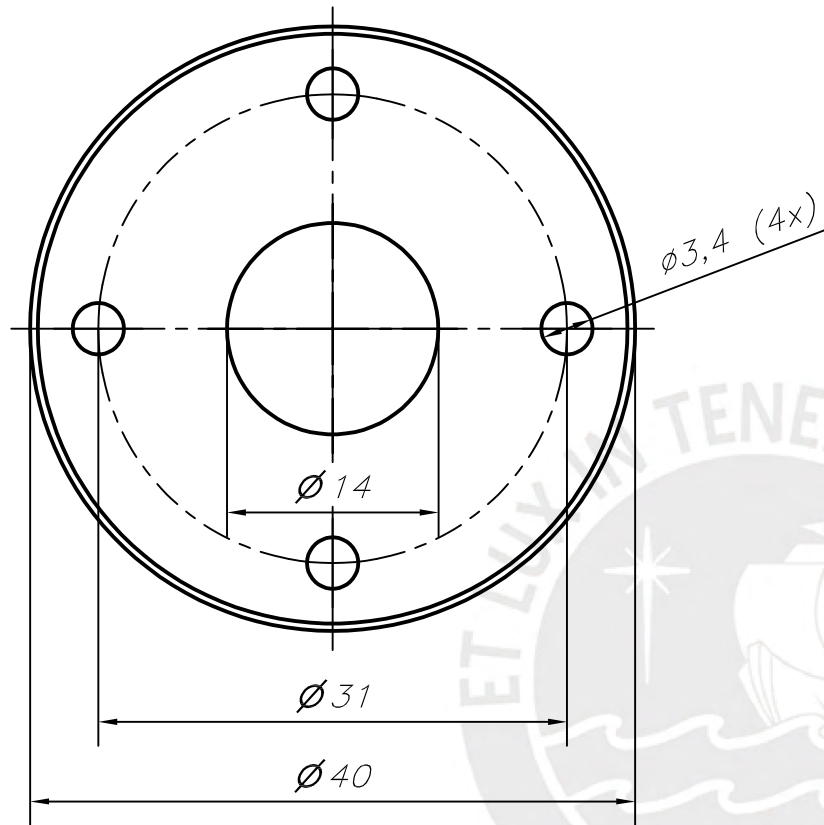
ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 3. PLACA LATERAL	ESCALA 1:1
24 P7 4 H11 COTA NOMINAL	23.986 4.075 COTA MAXIMA	23.965 4.000 COTA MINIMA
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.04.28
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP03-A3



SECCIÓN A-A (2 : 1)

NOTAS:
CHAFLANES NO INDICADOS: 0.5x45°

ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 4. TAPA LATERAL	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.04.28
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP04-A4



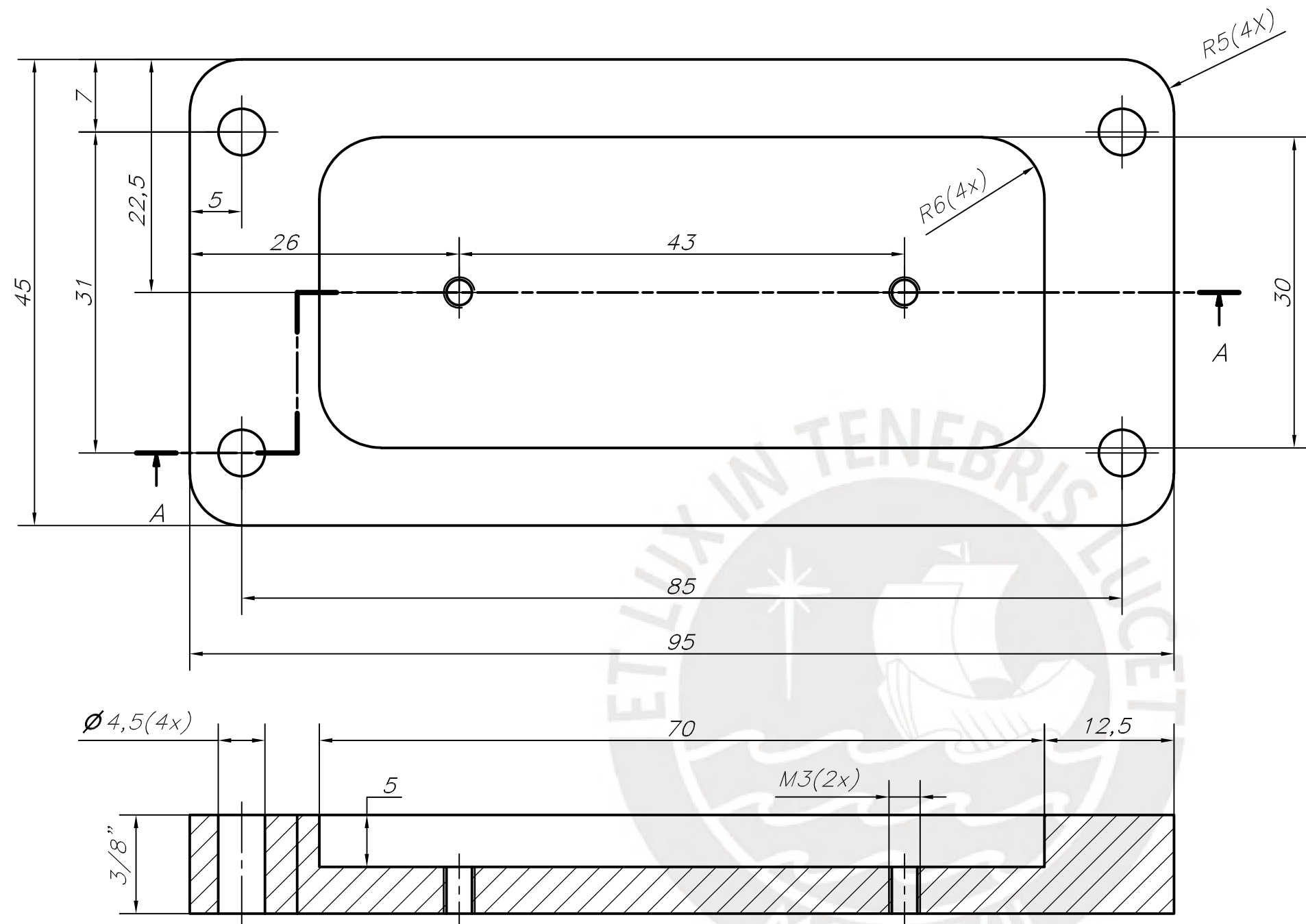
NOTAS:

ESPESOR DE PLACA 3 mm.

CHAFLANES NO INDICADOS: 0.5x45°

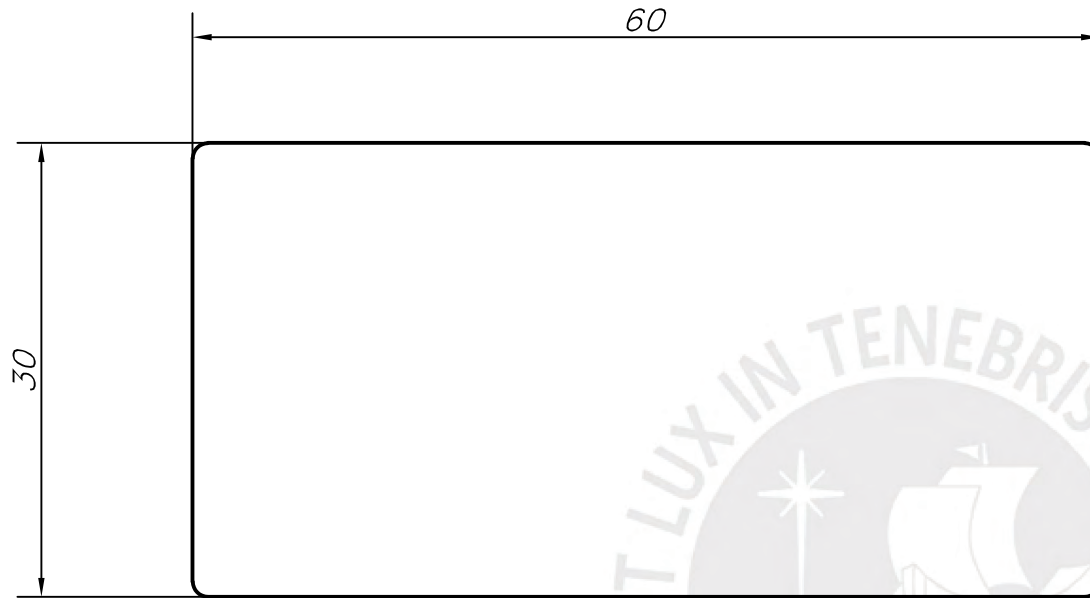
TODOS LOS AGUJEROS SON PASANTES

ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 26. TAPA LATERAL II	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.01
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP05-A4



SECCIÓN A-A (2 : 1)

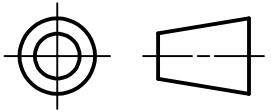
ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 8. PLACA FRONTAL	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.01
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP06-A3

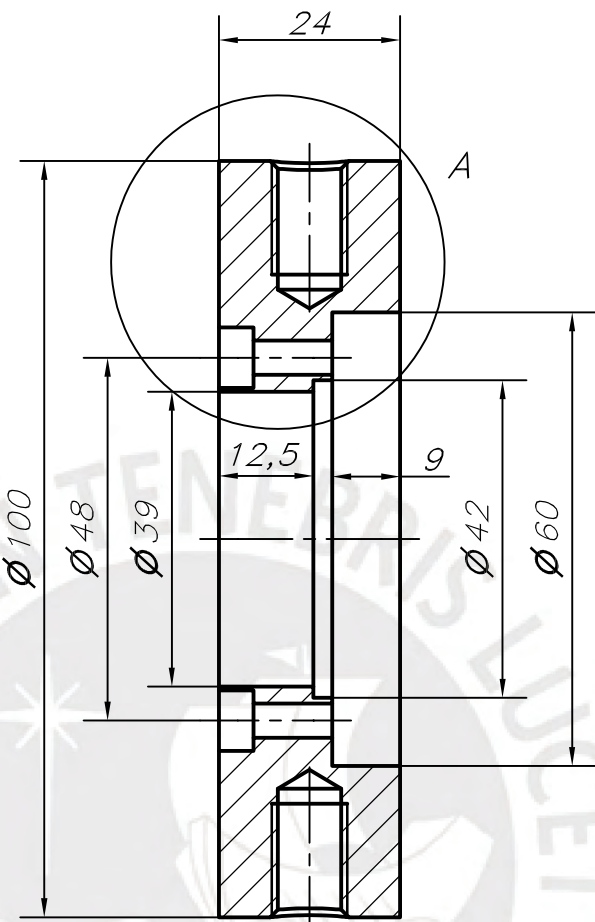
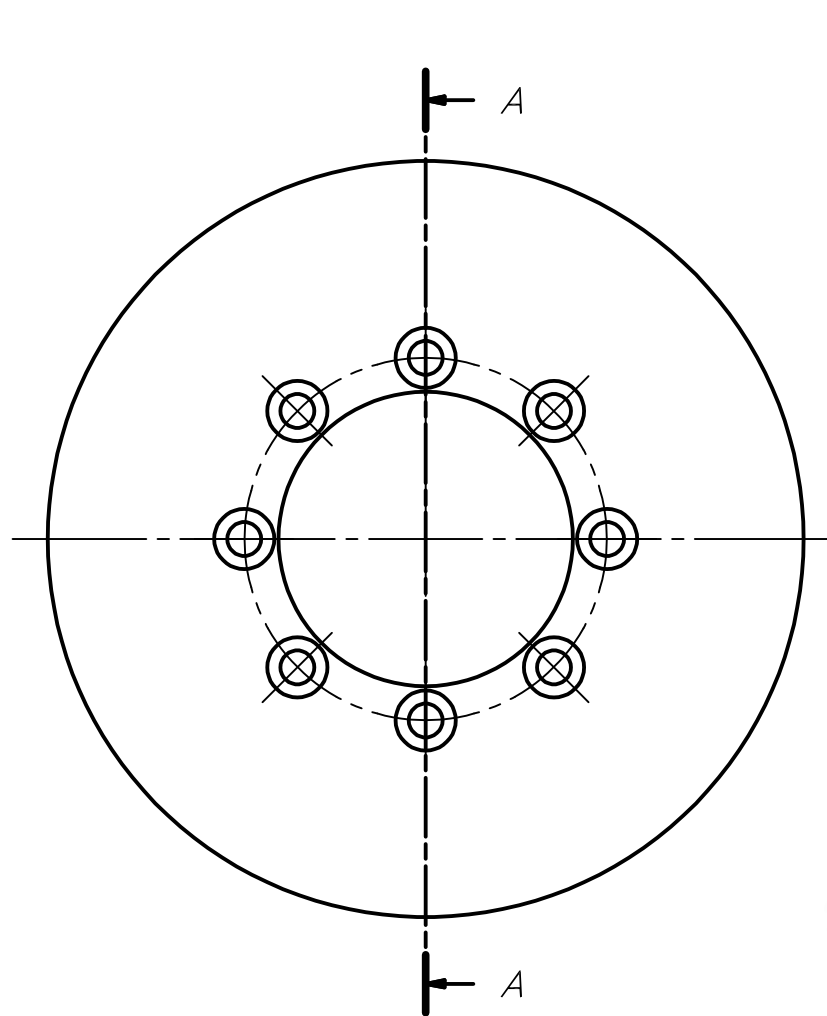


NOTAS:

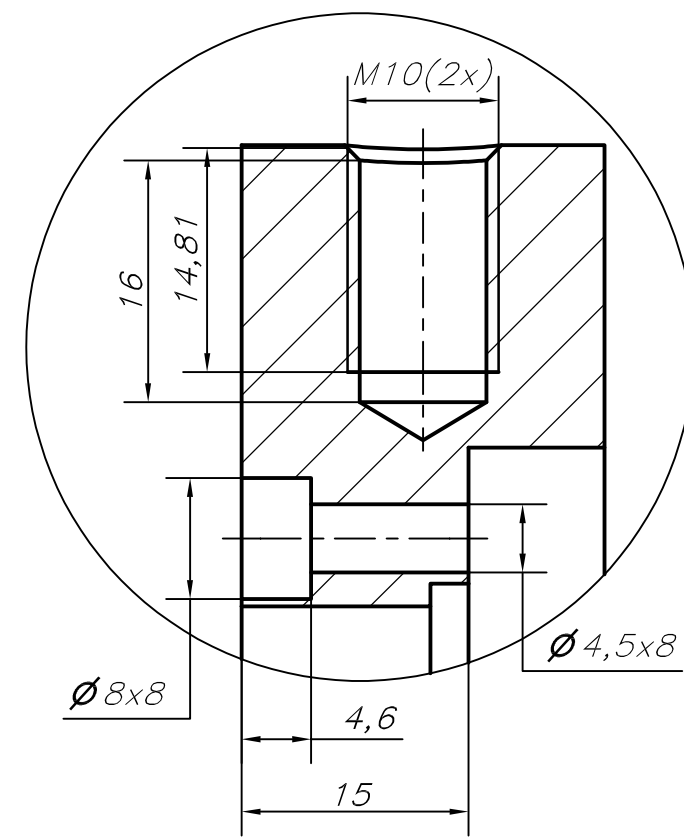
ESPESOR DE PLACA: 5 mm.

REDONDEOS NO INDICADOS: R1

ACABADO SUPERFICIAL  Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 9. PLACA INTERNA	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.01
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP07-A4



SECCIÓN A-A
(1 : 1)



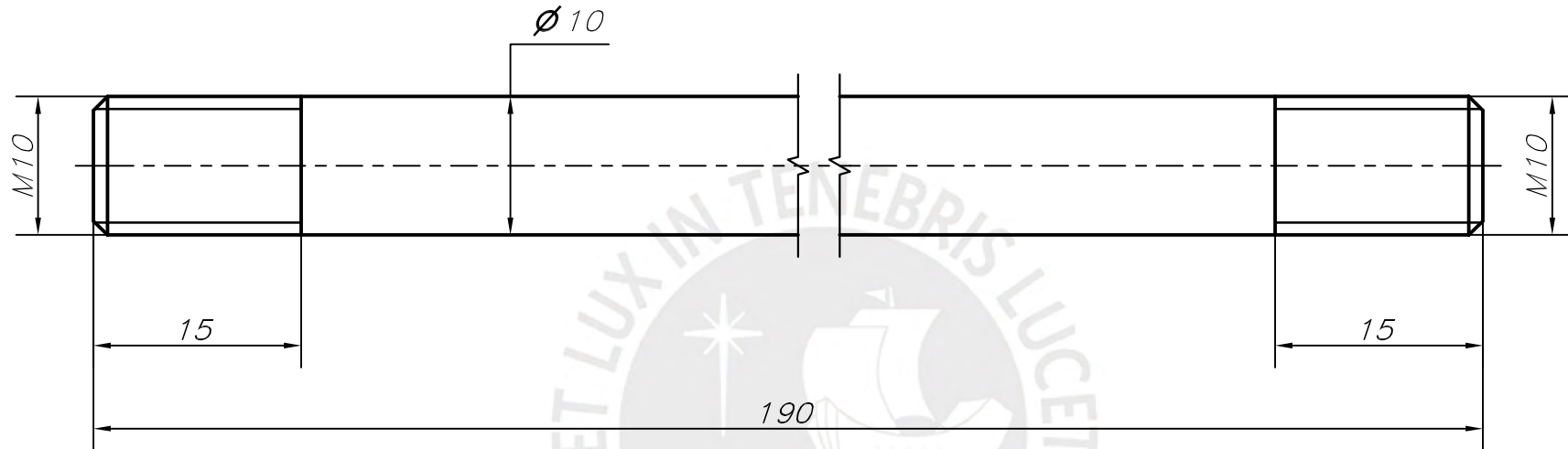
DETALLE A
(2 : 1)

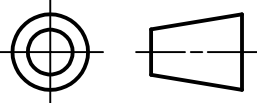
NOTAS:
CHAFLANES NO INDICADOS: R1

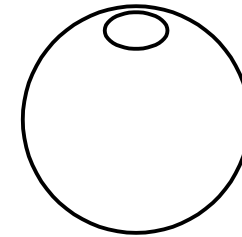
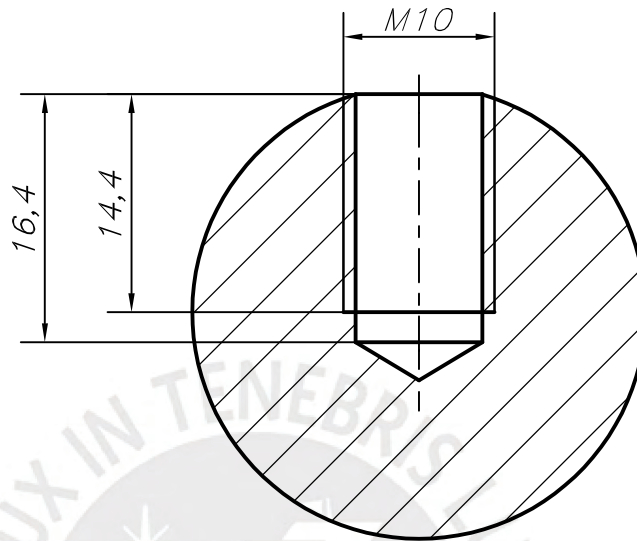
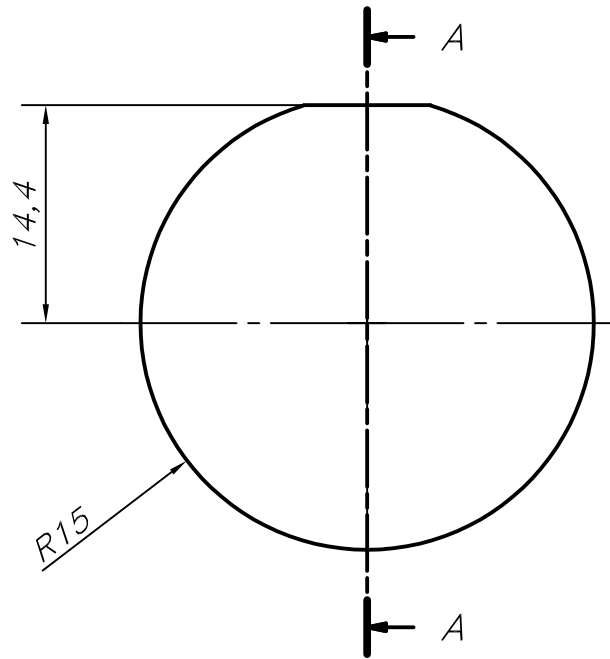
ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 20. CUBO DE PALANCA	ESCALA 1:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.01
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP08-A3

NOTAS:

CHAFLANES NO INDICADOS: $1 \times 45^\circ$



ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 22. VARILLA DE PALANCA	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.01
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP09-A4



VISTA ISOMÉTRICA
(1 : 1)

SECCIÓN A-A
(2 : 1)

ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 23. PERILLA	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.01
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP10-A4

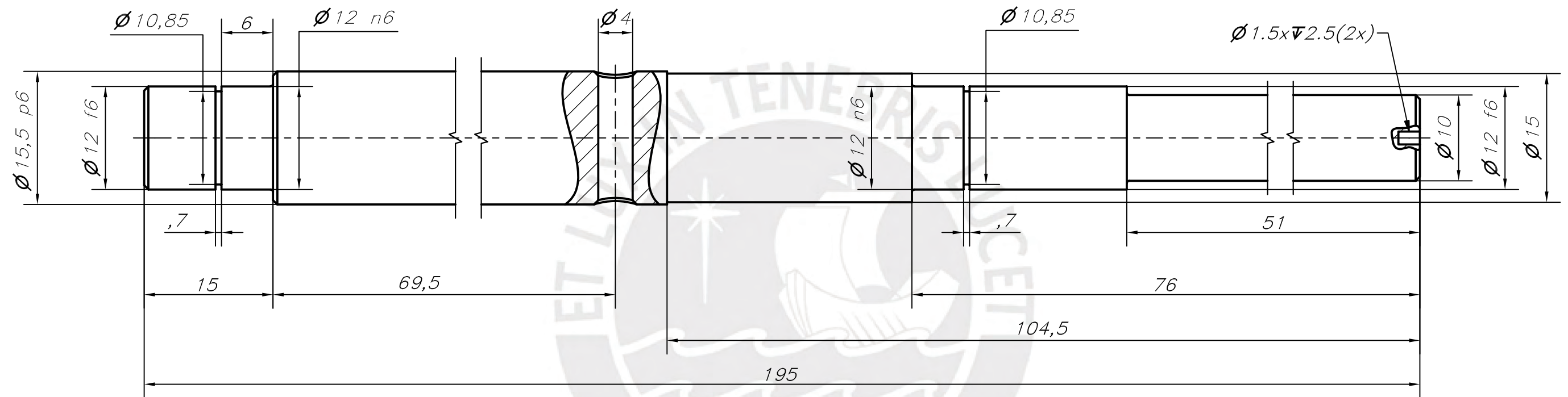
NOTAS:

CHAFLANES NO INDICADOS: 0.5X45°

REDONDEOS NO INDICADOS: R0.3

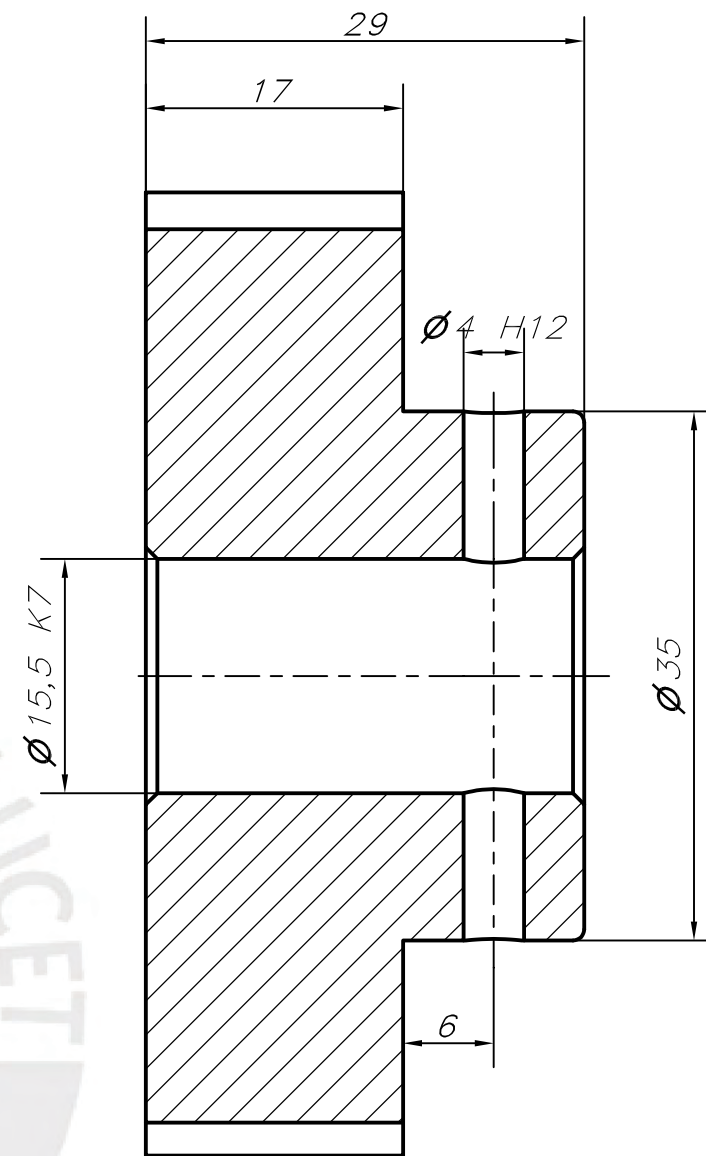
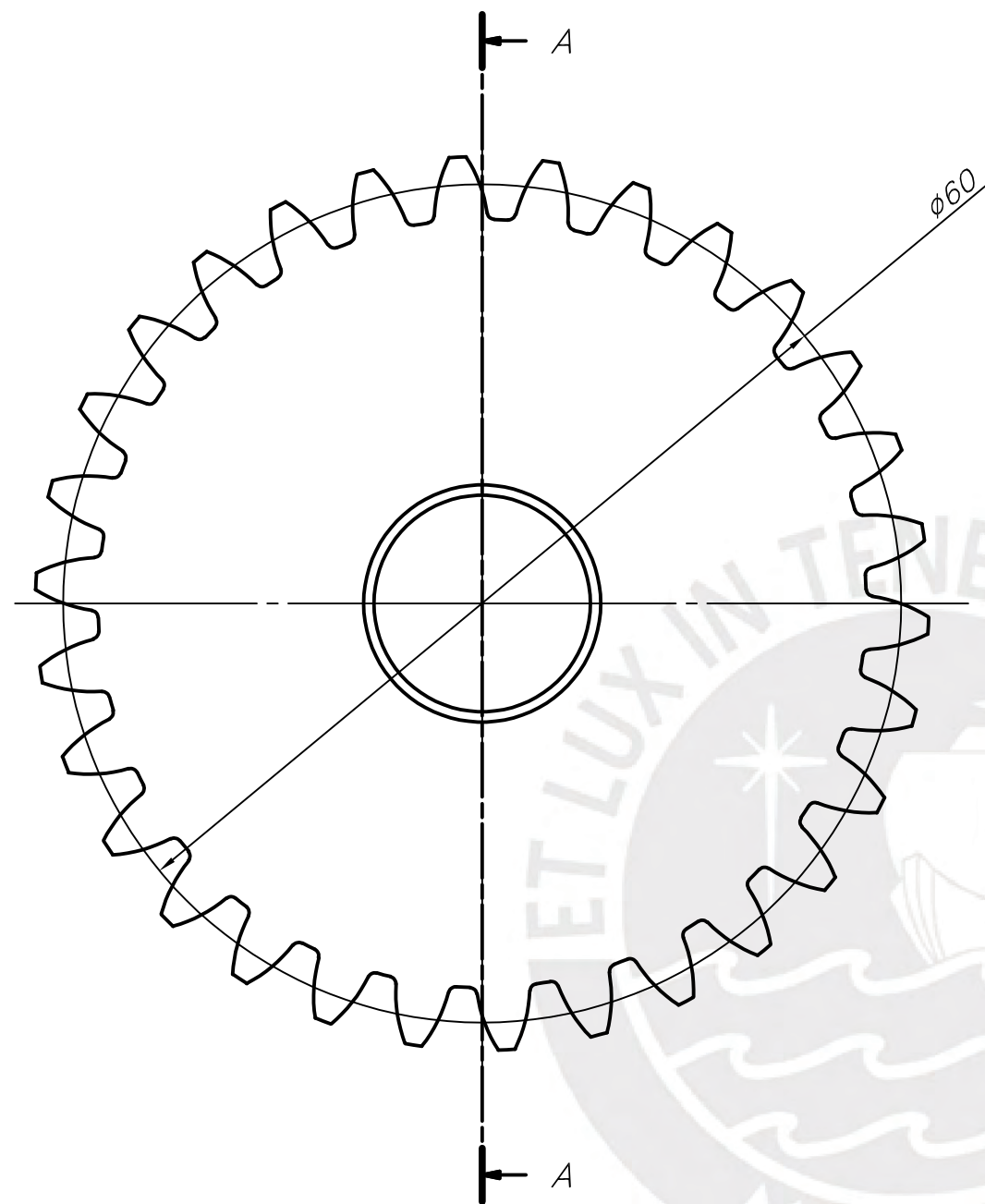
AGUJEROS DE CENTRADO EN AMBOS EXTREMOS

MATERIAL: CEMENTADO Y TEMPLADO 45 HRC



ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L.	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.03
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP11-A3

12 n6	12.023	12.012
15.5 p6	15.529	15.518
12 f6	11.984	11.973
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA



SECCIÓN A-A
(2 : 1)

NOTAS:

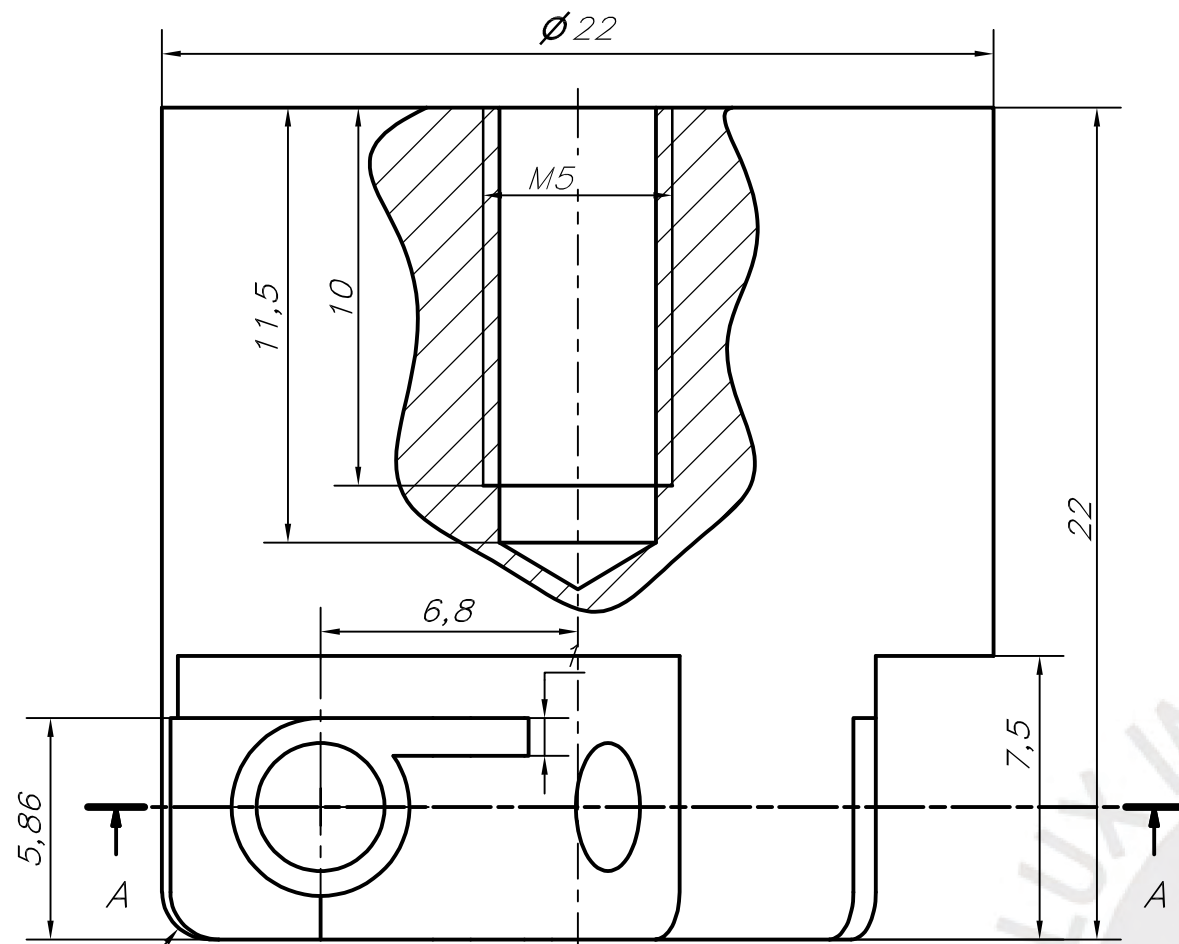
REDONDEOS NO INDICADOS: R0.75
 CHAFLANES NO INDICADOS: 0.75X45°
 MATERIAL: BONIFICADO 217HB

TABLE

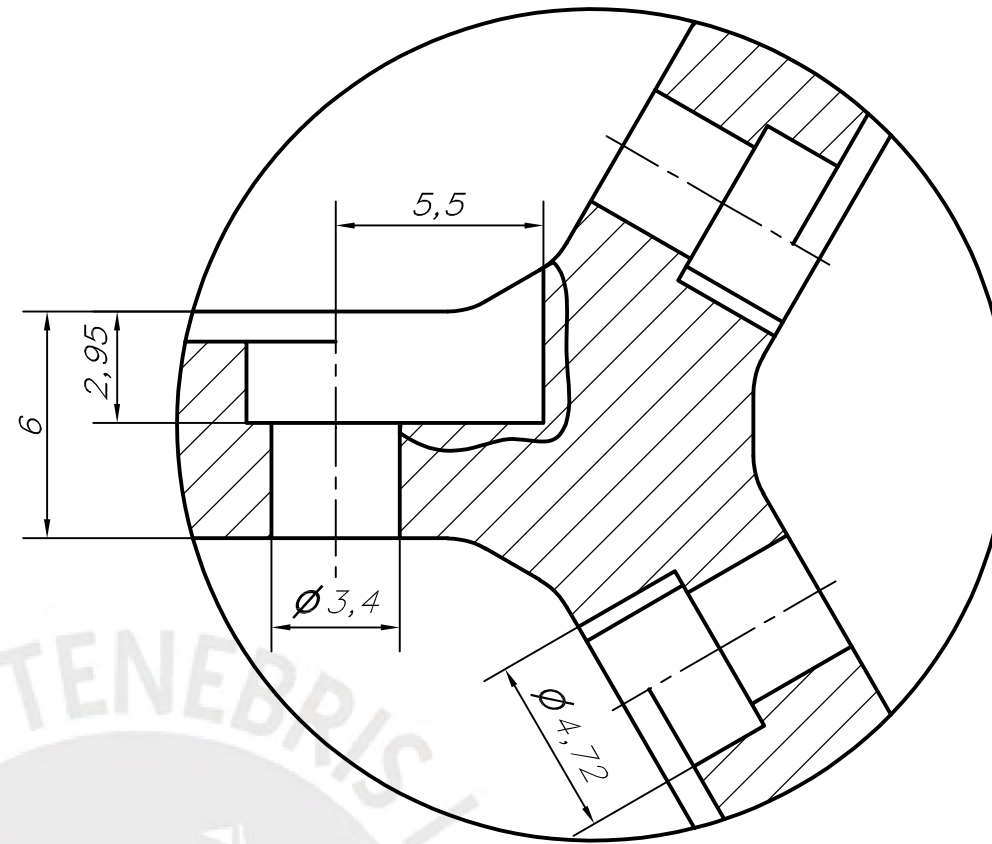
NOMBRE	SÍMBOLO	VALOR
MÓDULO	m	2
N° DE DIENTES	Z	30
ÁNGULO DE PRESIÓN	α	20°
PASO	p	6.28
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	4.5
ESPEJOR DE DIENTES	s	2.98

4 H12	4.120	4.000
15.5 K7	15.506	15.488
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

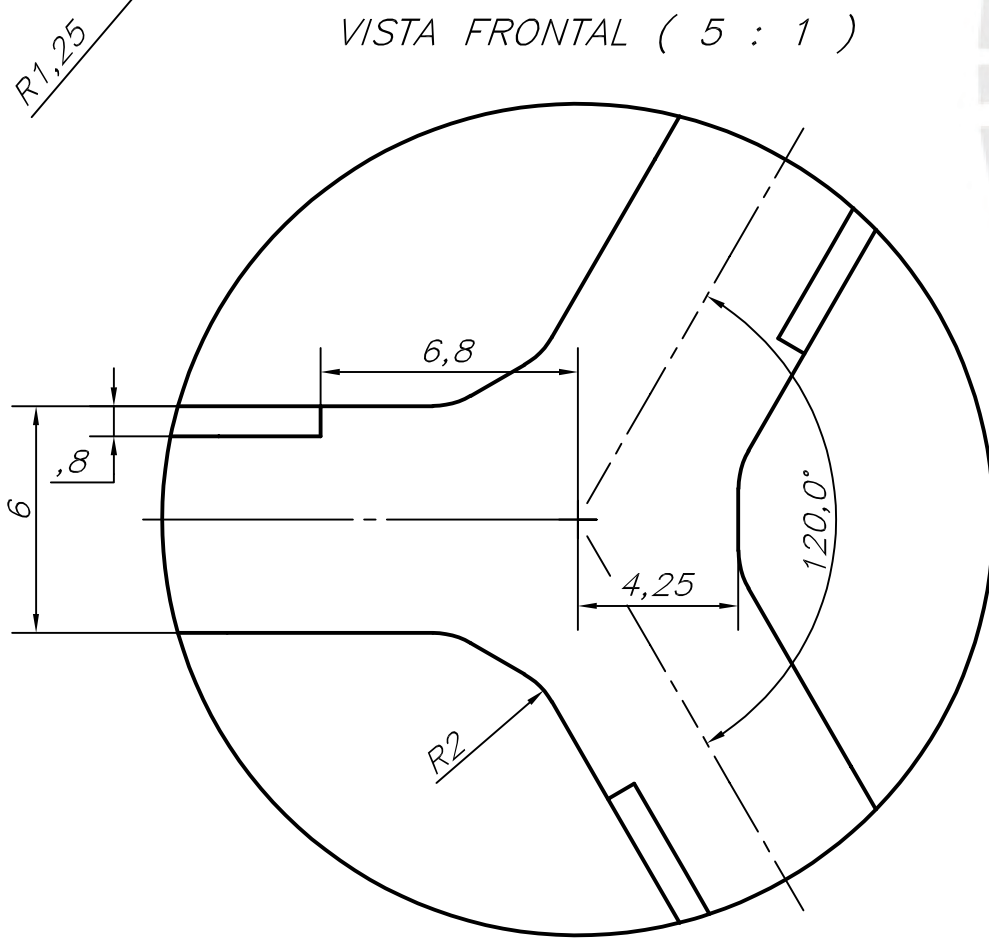
ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL DIN 14NiCr14
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 6. ENGRANAJE CILÍNDRICO	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.03
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP12-A3



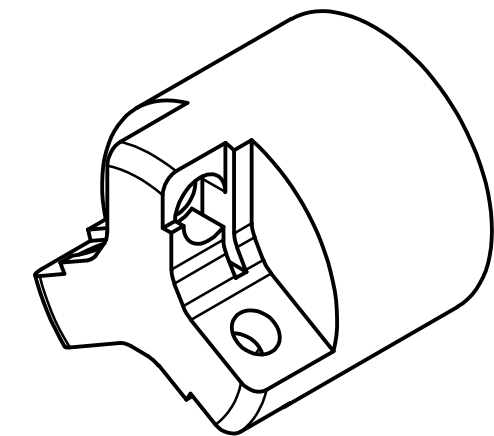
VISTA FRONTAL (5 : 1)



SECCIÓN A-A
(5 : 1)



VISTA INFERIOR (5 : 1)

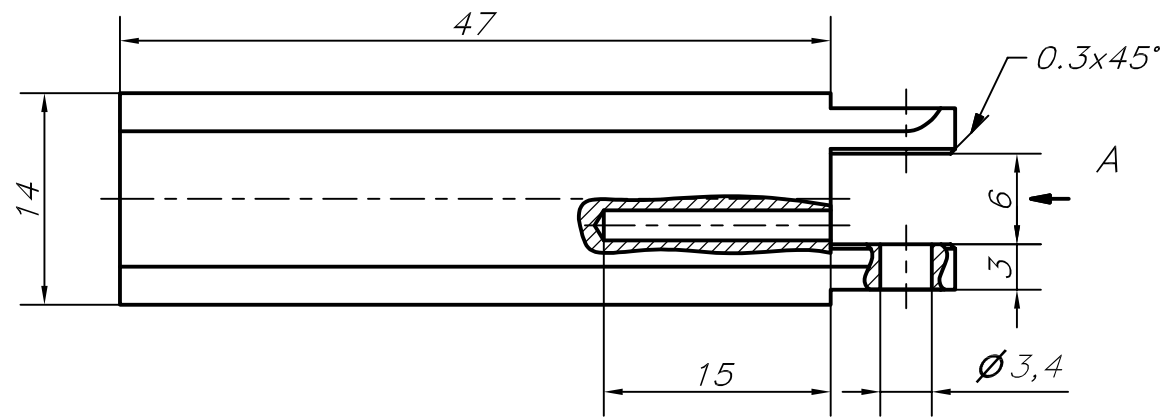


VISTA ISOMÉTRICA (2 : 1)

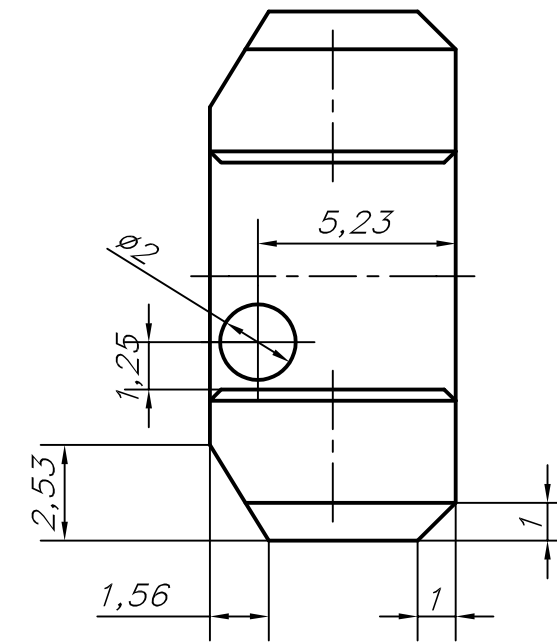
NOTAS:

MATERIAL: BONIFICADO 241HB

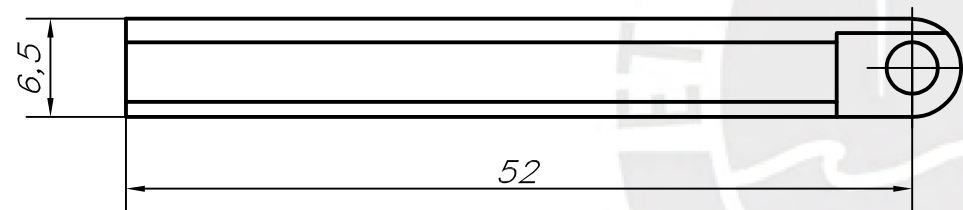
ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 4140 (VCL)
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L.	ESCALA 5:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.03
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP13-A3



VISTA SUPERIOR
(2 : 1)



VISTA A
(5 : 1)



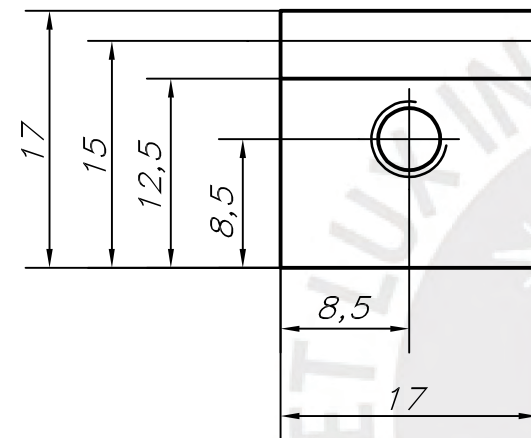
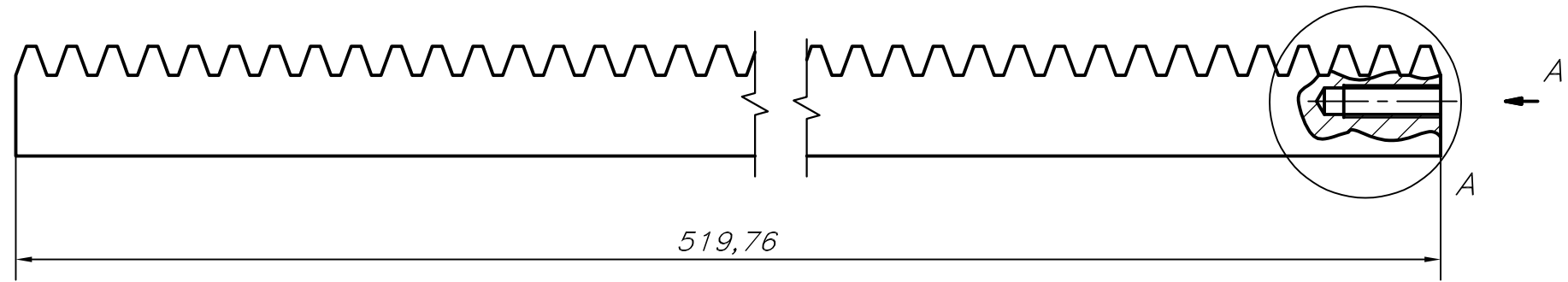
VISTA FRONTAL
(2 : 1)



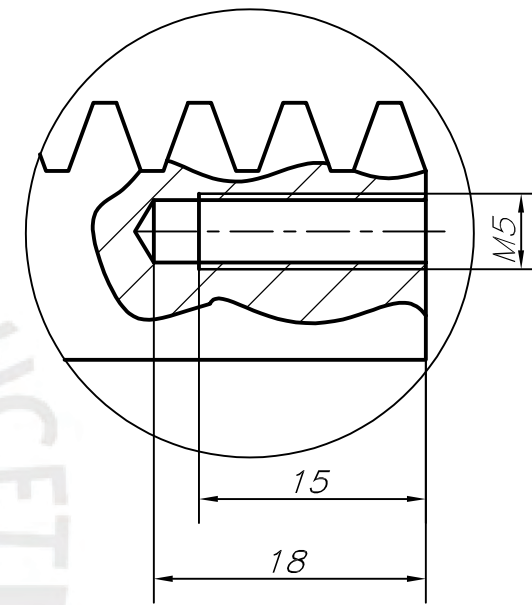
VISTA ISOMÉTRICA
(1 : 1)

NOTAS:
MATERIAL: BONIFICADO 241HB

ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI4140 (VCL)
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 28. BRAZO COMPACTADOR	ESCALA 2:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.03
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP14-A3



VISTA A
(2 : 1)

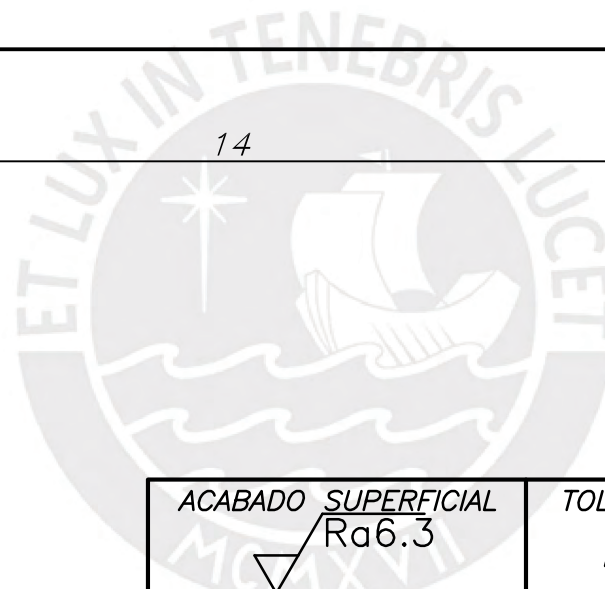
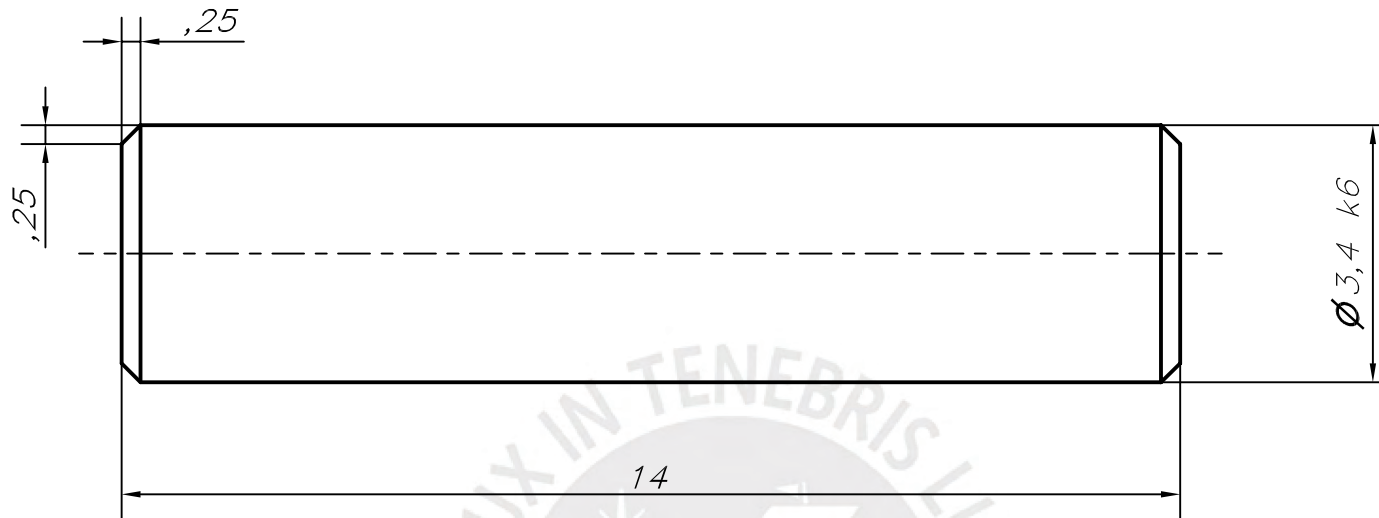


DETALLE A
(2 : 1)

NOTAS:
MATERIAL: BONIFICADO 278HB

TABLE		
NOMBRE	SÍMBOLO	VALOR
MÓDULO	m	2
N° DE DIENTES	Z	83
ÁNGULO DE PRESIÓN	α	20°
PASO	P	6.28
PROFUNDIDAD DEL DIENTE	h	4.5
ESPEJOR DE DIENTES	S	2.98

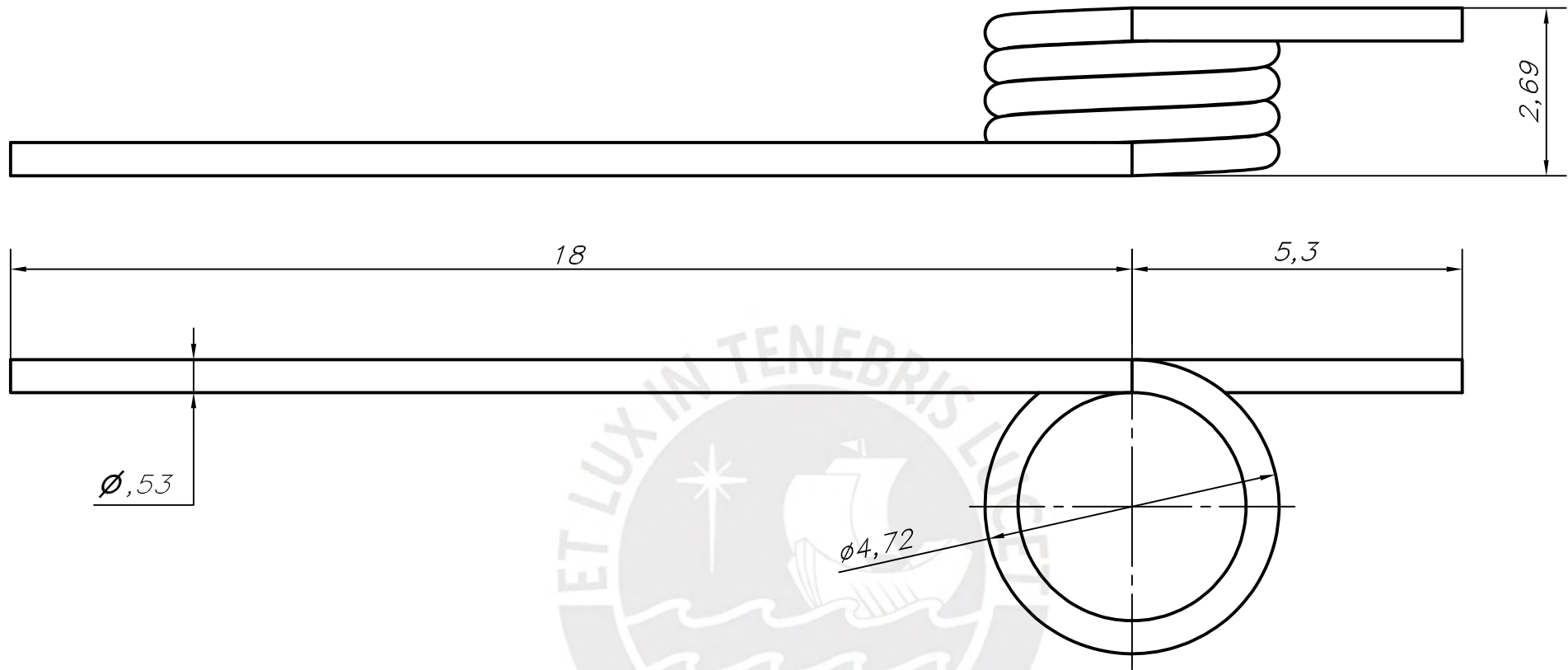
ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL DIN CK-45
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 7. CREMALLERA	ESCALA 1:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.03
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP15-A3



NOTAS:
MATERIAL: BONIFICADO 248HB

ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL AISI 4340 (VCN)
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 29. PIN DE HERRAMIENTA	ESCALA 10:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.03
3.4 k6	3.409	3.401
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP16-A4

3.4 k6	3.409	3.401
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA



NOTAS:

N° DE ESPIRAS: 4

ÁNGULO LIBRE: 180°

CTE. DE RIGIDEZ: $k=90.17 \text{ N.mm/rev}$

SENTIDO DE ENROLLAMIENTO: DERECHA

ACABADO SUPERFICIAL Ra6.3	TOLERANCIA GENERAL ISO 2768 m-K	MATERIAL ASTM A228
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU PROYECTO DE TESIS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	EQUIPO COMPACTADOR DE PLÁSTICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE ECOLADRILLOS DE 3 L. 30. RESORTE DE TORSIÓN	ESCALA 10:1
20172287	ALVAREZ VERGARA GABRIEL SEBASTIAN	FECHA: 2025.05.03
VERSIÓN: 0		LAMINA: DP17-A4

ANEXO 2

DENSIDADES Y MASAS DEL ECOLADRILLO

En primer lugar, se calcula la masa total que debe incluir un ecoladrillo para obtener la densidad deseada y, a su vez, se calcula la masa de residuos plásticos que debe ingresar al ecoladrillo en cada ciclo de compactado a partir de datos de volúmenes experimentales.

1.- Con el método descrito inicialmente (manual):

Volumen de la botella PET del ecoladrillo:	$V_T := 3 \text{ L}$
Masa de una botella PET de 3 L.	$m_{botella} := 62 \text{ g}$
Masa total de un ecoladrillo de 3 L	$m_{eclad} := 876 \text{ g}$
Masa de plástico de un ecoladrillo (medido):	$m_{plasi} := m_{eclad} - m_{botella} = 814 \text{ g}$
Masa de plástico en un ciclo de compactado (exp):	$m_{plaslcci} := 22 \text{ g}$
Densidad de los ecoladrillos a base de plástico:	$\rho_i := \frac{m_{plasi}}{V_T} = 271.33 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Nº de ciclos requeridos para llenar 1 ecoladrillo:	$N_i := \frac{m_{plasi}}{m_{plaslcci}} = 37$

2.- Con el nuevo método planteado:

Volumen total de la botella del ecoladrillo:	$V_T = 3 \text{ L}$
Densidad de los ecoladrillos a base de plástico (referencial):	$\rho_p := 390 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Masa de plástico de un ecoladrillo:	$m_{plasp} := V_T \cdot \rho_p = 1170 \text{ g}$

Distribución de masa de plástico ingresada por ciclo de compactado (experimental):

$$5 \cdot 100 \text{ g} + 6 \cdot 70 \text{ g} + 5 \cdot 50 \text{ g} = 1170 \text{ g} \quad \text{(Aceptado)}$$

Número de ciclos requeridos:	$N_p := 5 + 6 + 5 = 16$
Masa de plástico promedio por ciclo de compactado:	$m_{plaslccp} := \frac{m_{plasp}}{N_p} = 73.12 \text{ g}$
Altura de botella PET de 3L:	$h_b := 360 \text{ mm}$

Ecuación altura del relleno vs masa plástico:

$$h_{plasp} := \left(0.0002 \cdot \left(\frac{m_{plasp}}{\text{g}} \right)^2 + 0.0657 \cdot \frac{m_{plasp}}{\text{g}} + 11.47 \right) \text{ mm} = 362.1 \text{ mm} \quad \text{(Aceptado)}$$

ANEXO 3

TIEMPOS DE CICLO

Se procede a calcular los tiempos necesarios para la producción de un ecoladrillo con los dos procedimientos diferentes planteados en los diagramas DAP. Se realiza el cálculo para la botella planteada previamente.

1.- Con el método descrito inicialmente (manual):

Unidad tecnológica de producción: $UTP := 1 \text{ ecoladrillo}$

Tiempo de ciclo (experimental): $T_{cy}_i := 531.5 \text{ s}$ se utiliza el DAP Total

Ecoladrillo construido en cada ciclo de compactado: $UTP_{1i} := \frac{m_{plaslcci}}{m_{plasi}} \cdot UTP = 0.027 \text{ ecoladrillo}$

Tiempo de operación: $T_{op}_i := \frac{T_{cy}_i}{UTP_{1i}} = 19665.5 \frac{\text{s}}{\text{ecoladrillo}}$

Tiempos frecuenciales:

Tiempo en el que se pesa el ecoladrillo cuando se termina para corroborar su densidad: $Tf_1 := 40 \text{ s}$

Tiempo en el que se tapa el ecoladrillo, se lo lleva a una zona de almacenaje y se trae a la zona de trabajo una botella PET vacía y una nueva cantidad de residuos plásticos para rellenar la botella en cuestión: $Tf_2 := 40 \text{ s}$

Tiempos frecuenciales iniciales: $Tf_i := \frac{Tf_1 + Tf_2}{UTP} = 80 \frac{\text{s}}{\text{ecoladrillo}}$

Además, debido a que el trabajo es netamente manual y la herramienta de compactación es rudimentaria, se produce una alta fatiga, con lo cual se consideran tiempos suplementarios de 18% sobre los tiempos operativos ($Tsup_i := 18 \%$)

Tiempo asignando: $Tasg_i := T_{op}_i \cdot (1 + Tsup_i) + Tf_i = 388.1 \cdot \frac{1}{\text{ecoladrillo}} \text{ min}$

2.- Con el nuevo método planteado:

Tiempo de ciclo (esperado): $T_{cy} := 364.5 \text{ s}$

Ecoladrillo construido en cada ciclo de compactado: $UTP_1 := \frac{m_{plaslccp}}{m_{plasp}} \cdot UTP = 0.062 \text{ ecoladrillo}$

Tiempo de operación: $T_{op} := \frac{T_{cy}}{UTP_1} = 5832 \frac{\text{s}}{\text{ecoladrillo}}$

Tiempos frecuenciales adicionales:

Limpieza de la máquina luego de 60 ecoladrillos: $Tf_3 := 15 \text{ min}$

Mantenimiento de la máquina luego de 1000 ecoladrillos: $Tf_4 := 3 \text{ hr}$

Tiempos frecuenciales totales: $Tf := Tf_i + \frac{Tf_3}{60 \cdot UTP} + \frac{Tf_4}{1000 \cdot UTP} = 105.8 \frac{\text{s}}{\text{ecoladrillo}}$

Además, debido a que el trabajo se encuentra apoyado por herramientas y equipos más idóneos para el proceso se produce una fatiga menor que al caso anterior, con lo cual se consideran tiempos suplementarios de 9% de los tiempos operativos ($Tsup := 9 \%$)

Tiempo asignando: $Tasg := Top \cdot (1 + Tsup) + Tf = 107.7 \cdot \frac{1}{\text{ecoladrillo}} \text{ min}$

$$\Delta Tasg := Tasg_i - Tasg = 280.4 \cdot \frac{1}{\text{ecoladrillo}} \text{ min}$$

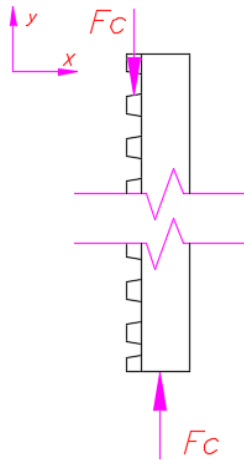
$$\% \Delta Tasg := \frac{\Delta Tasg}{Tasg_i} = 72.2 \%$$

A partir del análisis anterior se observa que, bajo las condiciones que brinda la máquina propuesta, se genera una notable reducción de 280.4 minutos en los tiempos asignados. Esto, además, representa una reducción aproximadamente del 72.2% de los tiempos asignados por ecoladrillo.

ANEXO 4

DISEÑO DE LA CREMALLERA

FUERZA DE COMPRESIÓN EN LA CREMALLERA:



Fuerza de compactación sobre el relleno: $F_{comp} := 100 \text{ kgf}$

Fuerza tangencial sobre la cremallera: $F_{tan} := F_{comp} = 980.66 \text{ N}$

MATERIAL Y PREDIMENSIONAMIENTO

Material de cremalleras comerciales: UNE F-1140/AISI SAE 1045 / DIN CK-45 (1.1191)

Límite de resistencia mecánica: $\sigma_{1140} := 965 \text{ MPa}$

Esfuerzo de fluencia: $\sigma_{F_1140} := 655 \text{ MPa}$

Modulo de elasticidad: $E_{1140} := 200 \text{ GPa}$

Resistencia estática en la raíz: $\sigma_{B_1140} := 1300 \text{ MPa}$

Resistencia a la fatiga en la raíz: $\sigma_{Flim_1140} := 320 \text{ MPa}$

Resistencia a la fatiga en el flanco: $\sigma_{Hlim_1140} := 770 \text{ MPa}$

Dueraza Brinell después del templado: $HB_{1140} := 278$

Rugosidad media: $Ra_{1140} := 3 \text{ }\mu\text{m}$

Catálogo:

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.43 0.50	0.6 0.9	0.04	0.05	0.2 0.4

Estado de suministro: Recocido
 Dureza de suministro: 160 - 200 Brinell

PROPIEDADES FÍSICAS

Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

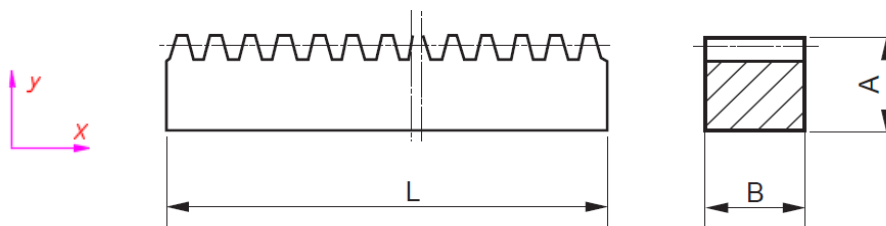
- Densidad → 7.85 gr/cm³.
- Módulo de elasticidad → 2 x 10¹¹ Pa (24 x 10⁶ PSI).
- Conductividad térmica → 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·K) → 460
- Coeficiente de Poisson → 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
 a 32°F = 16.2
 a 212°F = 22.3
- Coeficiente de dilatación térmica / °C
 (20 - 100°C) 12.3 x 10⁻⁶
 (20 - 200°C) 12.7 x 10⁻⁶
 (20 - 400°C) 13.7 x 10⁻⁶

**PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE CON TEMPLE EN ACEITE
 - REDONDO DE 25 MM**

(Temple en aceite desde 820°C, revenido a la temperatura indicada)

Temperatura de revenido °C	Resistencia a la tracción MPa	Punto de Fluencia MPa	Elongación (en 50 mm) %	Reducción de área %	Dureza Brinell (3000 Kg.)
320	965	655	11	34	278
430	875	621	15	39	257
540	793	558	18	45	228
650	703	482	23	51	203
705	641	462	25	55	195

Sección transversal de la cremallera



Cremallera deber ser capaz de ingresar por el pico de la botella del ecoladrillo. Además, su longitud debe ser capaz de abarcar como mínimo la longitud total de una botella de 3 litros. A partir de esto, se proponen las siguientes dimensiones:

Ancho de la cremallera: $B := 17 \text{ mm}$

Altura de la cremallera: $A := 17 \text{ mm}$

Longitud de la cremallera: $L := 500 \text{ mm}$

Área ansversal de la cremallera: $A_{\text{cremallera}} := A \cdot B = 289 \text{ mm}^2$

VERIFICACIÓN POR PANDEO

Altura efectiva de la cremallera:

$$A' := A \cdot 80 \% = 13.6 \text{ mm}$$

En el plano xy:

Inercia en x:

$$I_x := \frac{B \cdot A'^3}{12} = 3563.56 \text{ mm}^4$$

Longitud efectiva (empotrado-empotrado):

$$L_p := \frac{L}{2} = 0.25 \text{ m}$$

Radio de giro:

$$i_x := \sqrt{\frac{I_x}{B \cdot A'}} = 3.93 \text{ mm}$$

Coeficiente de esbeltez

$$\lambda_x := \frac{L_p}{i_x} = 63.68$$

Inercia en y:

$$I_y := \frac{B^3 \cdot A'}{12} = 5568.07 \text{ mm}^4$$

Longitud efectiva (empotrado-empotrado):

$$L_p := \frac{L}{2} = 0.25 \text{ m}$$

Radio de giro:

$$i_y := \sqrt{\frac{I_y}{B \cdot A'}} = 4.91 \text{ mm}$$

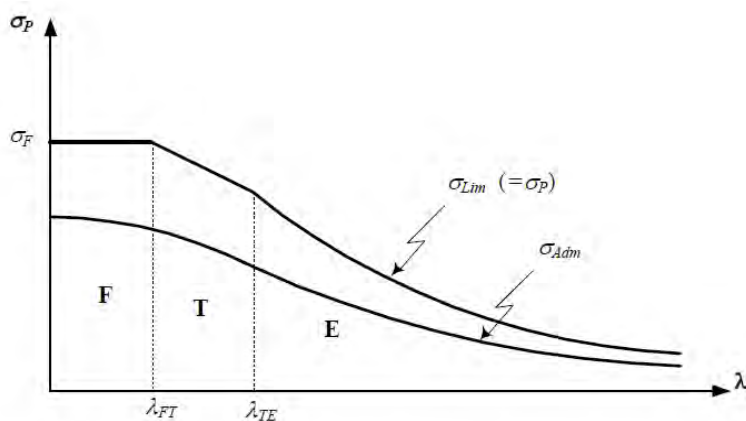
Coeficiente de esbeltez

$$\lambda_y := \frac{L_p}{i_y} = 50.94$$

Esfuerzo real aplicado:

$$\sigma_{real} := \frac{F_{comp}}{B \cdot A'} = 4.24 \text{ MPa}$$

Se conoce que a mayor λ aumenta el peligro de pandeo, entonces se trabaja con $\lambda := \lambda_x = 63.68$. Además, de acuerdo con el método europeo se conoce que la curva σ_{Lim} representa la resistencia límite del material, es decir, su resistencia al pandeo. Si los valores de esta curva son afectados por el factor de seguridad FS correspondiente, entonces se obtiene la curva de esfuerzo admisible (σ_{Adm}).



$$\sigma_{Lim} = \begin{cases} \sigma_F & \text{si } \lambda \leq 60 \\ a_1 - a_2 \lambda & \text{si } 60 \leq \lambda \leq 100 \\ \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} & \text{si } \lambda \geq 100 \end{cases}$$

Igualando las ecuaciones en λ igual a 60 y a 100:

$$\sigma_{F_{1440}} = a_1 - a_2 \cdot 60$$

$$\frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} = a_1 - a_2 \cdot 100$$

Resolviendo :

$$a_1 := 907.35$$

$$a_2 := 4.21$$

Esfuerzo límite en compresión admitido por la cremallera:

$$\sigma_{lim} := (a_1 - a_2 \cdot \lambda) \text{ MPa} = 639.26 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para evitar el pandeo:

$$FS_{pandeo} := \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{real}} = 150.7$$

MÓDULO DE LA CREMALLERA:

Se toman las siguientes consideraciones que se justificarán más adelante

Radio del engranaje: $r := 30 \text{ mm}$

Velocidad de giro del engranaje: $\omega := 60 \text{ rpm}$

Velocidad de la cremallera $v_{cremallera} := \omega \cdot r = 0.19 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Los diagramas de selección de módulo están basados en las consideraciones de LEWIS y HERZ y para su cálculo se han introducido oportunamente unos coeficientes de corrección para garantizar el respeto de los valores de flexión en la base del diente y de la presión de Herz adecuada a las características de los materiales y de los tratamientos térmicos propuestos.

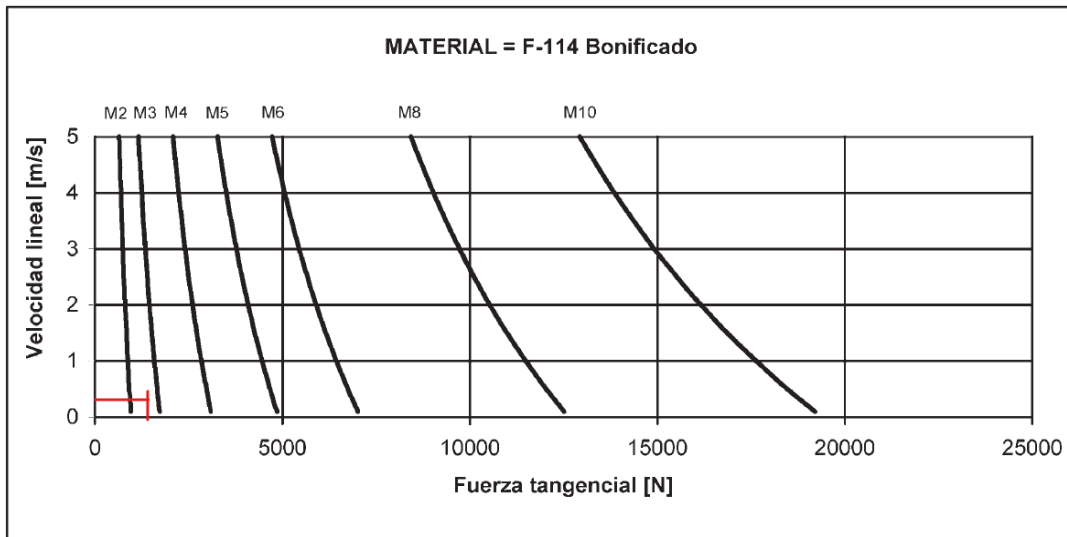
Coefficiente de seguridad de acuerdo con el tipo de carga de la máquina compactadora

Tiempo de trabajo	Tipo de carga		
	Uniforme	Moderada	Pesada
Ocasional (1/2 hora)	1.5	1.8	2.3
Intermitente (3 horas)	1.8	2	2.5
8-10 horas	2	2.25	2.8
24 horas	2	2.5	3

Factor de seguridad para seleccionar el módulo adecuado: $FS_{modulo} := 2$

Fuerza tangencial corregida: $F_{tank} := F_{tan} \cdot FS_{modulo} = 1961.33 \text{ N}$

En el gráfico inferior, se observa que, para la velocidad y fuerza tangencial de una cremallera de acero AISI SAE 1045-Bonificado le corresponde un módulo de entre 2 y 3. Debido a las limitaciones de espacio descritas previamente, se elige el módulo 2.



Módulo de paso: $m := 2 \text{ mm}$

Ancho de la cremallera: $B = 17 \text{ mm}$

Altura total de la cremallera: $h := 17 \text{ mm}$

Altura hasta la línea de paso: $h_p := 15.5 \text{ mm}$

Longitud de la cremallera $L = 500 \text{ mm}$

RELACIÓN ENTRE EL ANCHO Y EL MÓDULO

$\lambda=(b/m)$	CONDICION
6 ... 10	Fundidos lisos sin maquinado
10 ... 15	Maquinados. En voladizo o en ambos extremos sobre estructura metálica.
15 ... 25	Bién maquinados. Apoyados en una caja.
25 ... 45	$n \leq 3000 \text{ RPM}$ Maquinado muy fino con buen apoyo y
45 ... 100	$n > 3000 \text{ RPM}$ buena lubricación. en una caja.
5 ... 15	Endurecido y pulido posterior.

Módulo de comprobación: $\lambda_{bm} := \frac{B}{m} = 8.5$

Comprobación: $\lambda_{bm} < 15 = 1$ ok !

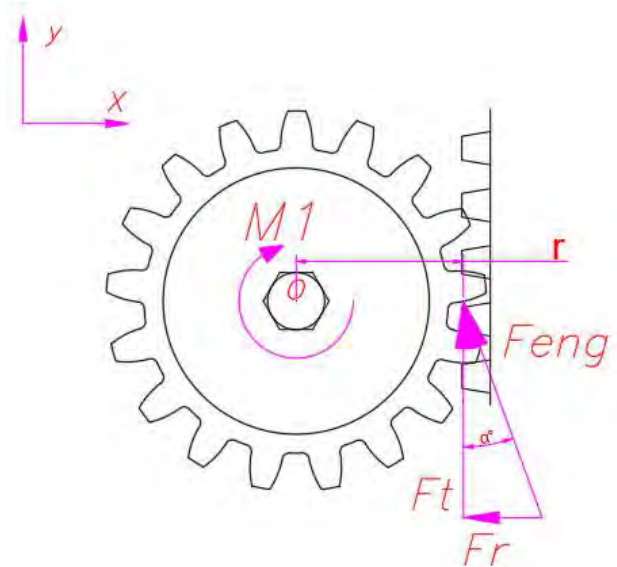
$\lambda_{bm} > 5 = 1$ ok !

ANEXO 5

DISEÑO DEL ENGRANAJE PIÑÓN

ESTÁTICA DEL PIÑÓN

Se analiza el momento que debe soportar el piñón para aplicar la fuerza necesaria F_{comp} sobre la cremallera:



Se toman las siguientes consideraciones:

Ángulo de presión: $\alpha := 20^\circ$

Radio del engranaje: $r = 30 \text{ mm}$

A partir de esto se calculan las fuerzas actuantes:

Fuerza tangencial: $F_t := F_{comp} = 980.66 \text{ N}$

Fuerza radial: $F_r := F_t \cdot \tan(\alpha) = 356.93 \text{ N}$

Fuerza total en el engranaje: $F_{eng} := \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = 1043.6 \text{ N}$







Sumatoria de momentos en O:

Momento aplicado por el piñón: $M_1 := F_t \cdot r = 29.42 \text{ N m}$

MATERIAL DEL PIÑÓN

Se toman las consideraciones, expuestas en la tabla, para determinar los esfuerzos máximos de trabajo a partir de los esfuerzos de fluencia a tracción. Esta consideraciones se tomará en todos los materiales que se requiera dicha información. Dicha tabla ha sido extraída del libro de Resistencia de materiales 2 del profsor Kurt Paulsen.

Tipo de carga	Material		
	Acero		Fundición gris
Tracción	σ_B	σ_F (ó $\sigma_{0,2}$)	σ_B
Compresión	$\sigma_{cB} \approx \sigma_B$	$\sigma_{cF} \approx \sigma_F$	$\sigma_{cB} \approx 4 \sigma_B$
Flexión	$\sigma_{fB} \approx f_q \sigma_B$	$\sigma_{fF} \approx f_q \sigma_F$	$\sigma_{fB} \approx f_q \sigma_B$
Corte	$\tau_{cB} \approx 0,8 \sigma_B$	-	$\tau_{cB} \approx \sigma_B$
Torsión	$\tau_{tB} \approx 0,7 \sigma_B$	$\tau_{tF} \approx 0,6 \sigma_F$	$\tau_{tB} \approx \sigma_B$

Sección	f_q	Sección	f_q	Sección	f_q
	$\approx 1,05$		$\approx 1,2$		$\approx 1,4$
	$\approx 1,15$		$\approx 1,2$		$\approx 1,5$

Material: Acero UNE F-1540 / DIN 14NiCr14 (1.5758)

Límite de resistencia mecánica: $\sigma_{1540} := 930 \text{ MPa}$

Límite de fluencia: $\sigma_{F_1540} := 685 \text{ MPa}$

Esfuerzo máximo de presión: $\sigma_{P_1540} := \sigma_{F_1540} = 685 \text{ MPa}$

Resistencia a la fatiga en la raíz: $\sigma_{Flim_1540} := 65000 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 448.16 \text{ MPa}$

Resistencia a la fatiga en el flanco: $\sigma_{Hlim_1540} := 225000 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 1551.32 \text{ MPa}$

Rugosidad media: $Ra_{1540} := 3 \text{ } \mu\text{m}$

Dureza Brinell después del templeado: $HB_{1540} := 217$

Catálogo:

15NiCr13 alloy steel Chemical composition

C	Si	Mn	Ni	P	S	Cr
0.14 – 0.2	max 0.4	0.4 – 0.7	3 – 3.5	max 0.025	max 0.035	0.6 – 0.9

Equivalent Steel Grade

En	DIN	Nº STAND	UNE	STAS	AFNOR	BS	UNI	AISI/SAE	GOST
15NiCr13	14NiCr14	1.5752	F1540		14NC12	655H13		3310	12X2H4A

Mechanical properties

Tensile strength σ_b (MPa): ≥ 930 (95)

Yield strength σ_s (MPa): ≥ 685 (70)

Elongation δ_5 (%): ≥ 11

Area shrinkage ψ (%): ≥ 50

Impact work A_{kv} (J): ≥ 71

Impact toughness value ak_v (J/cm²): ≥ 88 (9)

Hardness: ≤ 217 HB

Sample size: sample blank size is 15mm

Need Help? Chat with us

Valores máximos de resistencia según resultados de experimentos:

Nº	Grupo de Material	Denominac. Según DIN	Estado Trata - miento	Rugo - sidad Media R_{tm} μ_m	Dureza de la rueda		Resistencia a la Fatiga		Sigma_b Resist. Estát. en la raíz $10^3 \frac{N}{mm^2}$
					Nucleo $10^2 \frac{N}{mm^2}$	Flanco $10^2 \frac{N}{mm^2}$	Flanco $\sigma_{H\lim} 10^3 \frac{N}{mm^2}$	Raiz $\sigma_{F\lim} 10^3 \frac{N}{mm^2}$	
					HB	HB			
1	Fund.	GG 20	-	6	1.70	1.70	0.27	0.05	0.20
2	Lamelar	GG 26		6	2.10	2.10	0.31	0.06	0.26
3	DIN 1691	GG 35		6	2.30	2.30	0.36	0.08	0.35
4	Fund. Lobular DIN 1693	GGG 42	-	6 bis 7	1.70	1.70	0.36	0.20	0.80
5		GGG 60		6 bis 7	2.50	2.50	0.49	0.22	1.00
6		GGG 80		6 bis 7	2.75	2.75	0.56	0.23	1.20
7		GGG 100		6 bis 7	3.00	3.00	0.61	0.24	1.30
8	Fd.gris DIN 1692	GTS 35	-	6	1.40	1.40	0.36	0.19	0.80
9		GTS 65		6 bis 7	2.35	2.35	0.49	0.23	1.00
10	Ac.Fdo. DIN 1681	GS 52	-	4 bis 5	1.50	1.50	0.34	0.15	0.47
11		GS 60		4 bis 5	1.75	1.75	0.42	0.17	0.52
12	Acero de Constr. DIN 17100	St 42	-	6	1.25	1.25	0.29	0.17	0.45
13		St 50		6	1.50	1.50	0.34	0.19	0.55
14		St 60		6	1.80	1.80	0.40	0.20	0.65
15		St 70		6	2.08	2.08	0.46	0.22	0.80
					HV 10	HV 10			
16	Acero bonifica - do DIN 17200	Ck 22	Bonif.	3	1.40	1.40	0.44	0.17	0.60
17		Ck 45	Normal	3	1.85	1.85	0.59	0.20	0.80
18		Ck 60	Bonif.	3	2.10	2.10	0.62	0.22	0.90
19		34 Cr 4	Bonif.	3	2.60	2.60	0.65	0.26	0.90
20		37 Cr 4	Bonif.	3	2.60	2.60	0.65	0.27	0.95
21		42 Cr Mo 4	Bonif.	3	2.80	2.80	0.67	0.29	1.10
22		Ck 45	Bonif.	3	3.10	3.10	0.77	0.32	1.30
23		Ck 45	Bonif.	3	3.30	3.30	0.80	0.33	1.40

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable contact stress number ²⁾ , s_{ac} lb/in ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened ⁴⁾	see figure 8	see figure 8	see figure 8	--
	Flame ⁵⁾ or induction hardened ⁵⁾	50 HRC	170 000	190 000	--
		54 HRC	175 000	195 000	--
	Carburized and hardened ⁵⁾	see table 9	180 000	225 000	275 000
Nitrided ⁵⁾ (through hardened steels)	83.5 HR15N	150 000	163 000	175 000	
	84.5 HR15N	155 000	168 000	180 000	
2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁵⁾	87.5 HR15N	155 000	172 000	189 000
Nitralloy 135M	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	170 000	183 000	195 000
Nitralloy N	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	172 000	188 000	205 000
2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁵⁾	90.0 HR15N	176 000	196 000	216 000

Material designation	Heat treatment	Minimum surface hardness ¹⁾	Allowable bending stress number ²⁾ , s_{at} lb/in ²		
			Grade 1	Grade 2	Grade 3
Steel ³⁾	Through hardened	see figure 9	see figure 9	see figure 9	--
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type A pattern ⁵⁾	see table 8	45 000	55 000	--
	Flame ⁴⁾ or induction hardened ⁴⁾ with type B pattern ⁵⁾	see table 8	22 000	22 000	--
	Carburized and hardened ⁴⁾	see table 9	55 000	65 000 or 70 000 ⁶⁾	75 000
	Nitrided ⁴⁾ ⁷⁾ (through hardened steels)	83.5 HR15N	see figure 10	see figure 10	--
Nitralloy 135M, Nitralloy N, and 2.5% Chrome (no aluminum)	Nitrided ⁴⁾ ⁷⁾	87.5 HR15N	see figure 11	see figure 11	see figure 11

GEOMETRÍA DEL PIÑÓN

Para un piñón engranado con una cremallera		Para un piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engrane	
Forma del diente	Número mínimo de dientes	Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engrane
Envolvente 14 ^{1/2} °, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20°, profundidad total	18	16	101
Envolvente 25°, profundidad total	12	15	43
		14	26
		13	16

Nº mínimo de dientes:

$$z_{min} := 18$$

De acuerdo con el piñón seleccionado:

Ancho del diente: $B = 17 \text{ mm}$

Ángulo de presión: $\alpha = 20^\circ$

Módulo: $m = 2 \text{ mm}$

Nº real de dientes: $z_1 := 30$

Comprobación de n° de dientes: $z_1 > z_{min} = 1$ ok !

Paso: $p := m \cdot \pi = 6.28$ mm

Addendum : $h_a := m = 2$ mm

Deddendum : $h_f := 1.25 \cdot m = 2.5$ mm

Diámetro primitivo: $d_{p1} := m \cdot z_1 = 60$ mm

Perímetro primitivo: $P_p := d_{p1} \cdot \pi = 188.4956$ mm

Diámetro exterior: $d_{a1} := d_{p1} + 2 \cdot h_a = 64$ mm

Diámetro interior: $d_{f1} := d_{p1} - 2 \cdot h_f = 55$ mm

Cabeza de diente: $A_d := m = 2$ mm

Espesor del diente: $S := p \cdot \frac{19}{40} = 2.98$ mm

Radio de entalle: $R := \frac{p}{12} = 0.52$ mm

Ángulo de espesor: $AS := \frac{360 \cdot S}{\pi \cdot d_{p1}} \text{ °} = 5.7 \text{ °}$

COEFICIENTE DE ENGRANE:

Datos:

Se aproxima el número de dientes de la cremallera con un número muy grande con fines operativos ya que en realidad se debe considerar como infinito. Además, debido a que nuestro modelo no presenta limitaciones de espacio, se considera una corrección nula entre el piñón y la cremallera.

Ángulo de hélice: $\beta := 0 \text{ °}$

Módulo normal: $m_n := m = 2$ mm

Ángulo de presión normal: $\alpha = 20 \text{ °}$

N° de dientes del piñón: $z_1 = 30$

N° de dientes de la cremallera: $z_2 := 10^6$

Ancho de los engranajes: $B = 17$ mm

Factores de corrección: $x_1 := 0$ $x_2 := 0$

Solución:

Módulo tangencial: $m_t := \frac{m_n}{\cos(\beta)} = 2 \text{ mm}$

Ángulo de presión transversal primitivo: $\alpha_t := \left(\text{solve} \left(\tan(\alpha_t) = \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)}; \alpha_t; 0; 1 \right) \right) = 20^\circ$

Distancia entre centros normal: $a_d := \frac{m_t}{2} \cdot (z_1 + z_2) = 1000.03 \text{ m}$

Distancia entre centros corregida: $a' := a_d = 1000.03 \text{ m}$

Factor de corrección de diámetro exterior: $k_e := \frac{a_d - a'}{m_n} - (x_1 + x_2) = 0$

Ángulo de presión transversal en círculo de rodadura: $\alpha'_t := \arccos \left(\frac{m_t}{2 \cdot a'} \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos(\alpha_t) \right) = 20^\circ$

Paso circular primitivo: $p = 6.28 \text{ mm}$

Paso circular tangencial: $p_t := \pi \cdot m_t = 6.28 \text{ mm}$

Paso transversal sobre la línea de acción: $p_{et} := p_t \cdot \cos(\alpha_t) = 5.9 \text{ mm}$

Diámetro primitivo del piñón: $d_{p1} = 60 \text{ mm}$

Diámetro exterior del piñón: $d_{a1} := d_{p1} + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_1 + k_e) = 64 \text{ mm}$

Diámetro de la base del piñón: $d_{b1} := d_{p1} \cdot \cos(\alpha_t) = 56.38 \text{ mm}$

Diámetro primitivo de la cremallera: $d_{p2} := m_t \cdot z_2 = 2000 \text{ m}$

Diámetro exterior de la cremallera: $d_{a2} := d_{p2} + 2 \cdot m_n \cdot (1 + x_2 + k_e) = 2000 \text{ m}$

Diámetro de la base de la cremallera: $d_{b2} := d_{p2} \cdot \cos(\alpha_t) = 1879.39 \text{ m}$

Relación de transmisión: $u := \frac{z_2}{z_1} = 33333.33$

Segmento de engranaje: $g_a := \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{u}{|u|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a' \cdot \sin(\alpha'_t) = 10.73 \text{ mm}$

Coefficiente de engrane:

$$\xi_{\alpha} := \frac{g_a}{p_{et}} = 1.82$$

Coefficiente de inclinación:

$$\xi_{\beta} := B \cdot \frac{\tan(\beta)}{p_t} = 0$$

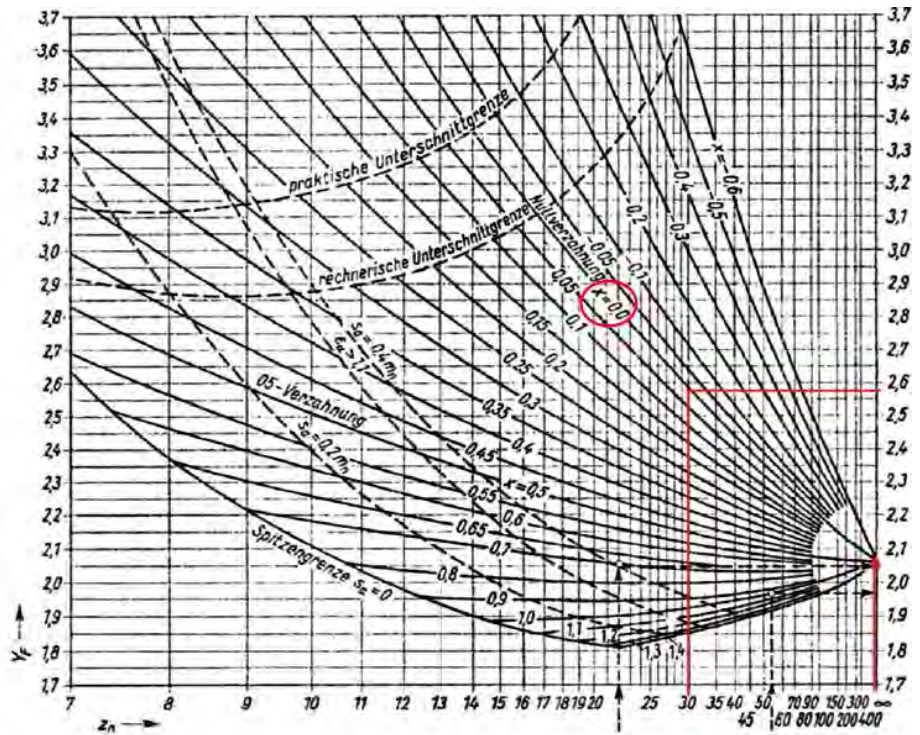
RESISTENCIA A LA FATIGA POR FLEXIÓN EN LA RAÍZ DEL DIENTE SEGÚN DIN 3990:

Analizando el piñón con subíndice 1 y la cremallera con subíndice 2. Además, se toma la misma aproximación del número de dientes de la cremallera con un número muy grande.

Factor de forma:

$$Y_{Fa1} := 2.55$$

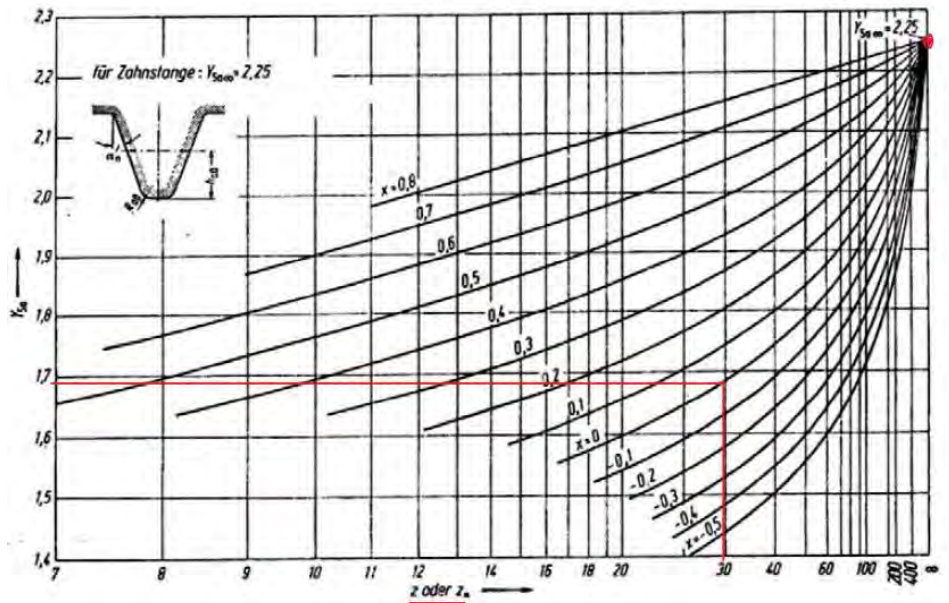
$$Y_{Fa2} := 2.05$$



Factor de concentración de tensión:

$$Y_{Sa1} := 1.68$$

$$Y_{Sa2} := 2.25$$



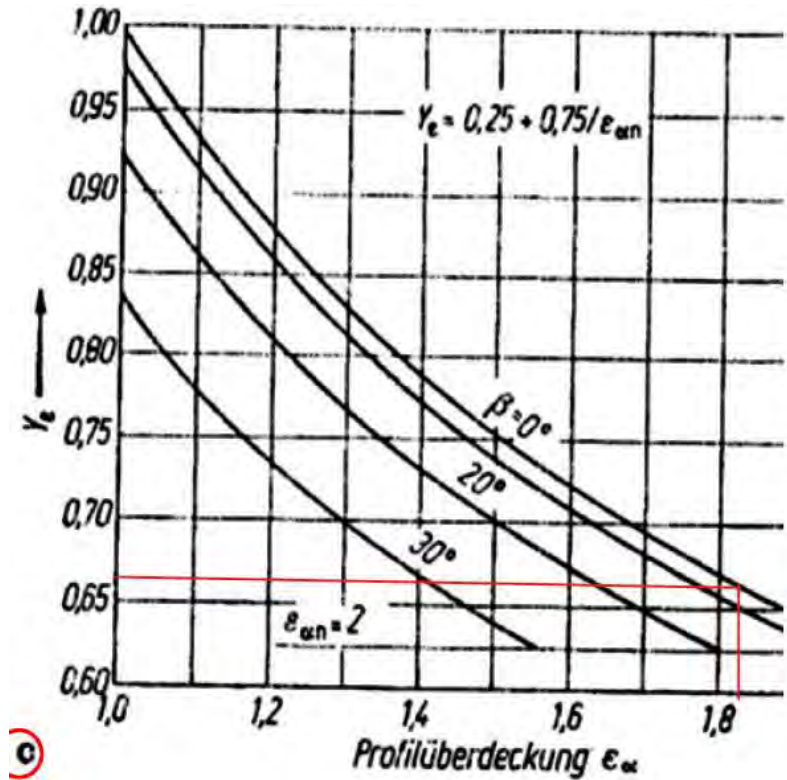
Factor de inclinación:

$\xi_\beta \leq 1 = 1$ Entonces : $Y_\beta := 1 - \xi_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1$

Factor de engrane:

$\xi_\alpha = 1.82$

$Y_\epsilon := 0.66$



Factor de servicio:

$K_A := 1$

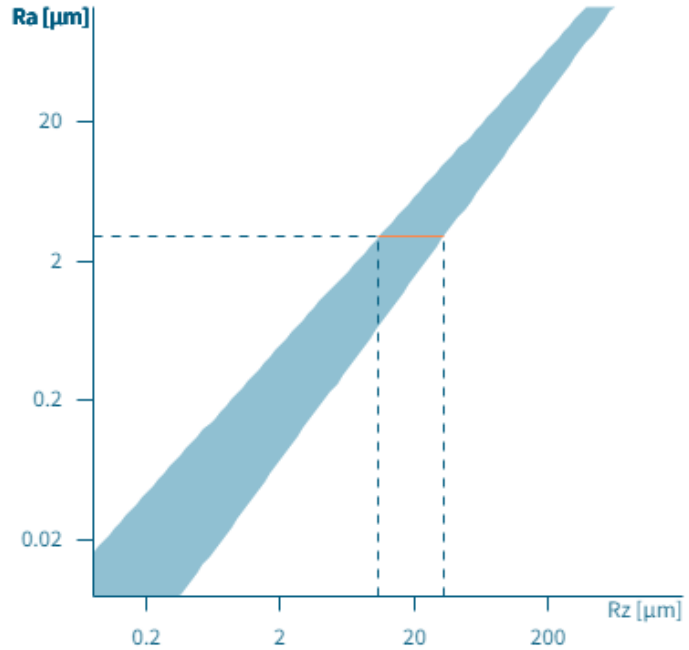
Máquinas Accionadas	Máquinas Motrices			
Ejemplos	Uniforme Ej. Motor eléctrico, turbina de vapor, turbina de gas.	Choque liviano. Ej. uniforme pero grandes Momentos de Arranques frecuentes	Choques moderados. Ej. Motor a combustión con varios cilindros.	Choques pesados. Ej. Motor a combustión 1 cilindro.
Uniforme Bombas centrífugas. Compresores centrífugos. Cintas transportadoras (Cargas ligeras). Ventiladores y bombas hasta 7.5 kW	1.00	1.10	1.25	1.50

Factor de acabado superficial en el redondeo de la raíz:

Para un valor de $R_a = 3 \mu\text{m}$, le corresponde a R_z un valor medio aproximado de $R_z := 22.8 \mu\text{m}$

$$Rz_1 := Rz = 22.8 \mu\text{m}$$

$$Rz_2 := Rz = 22.8 \mu\text{m}$$



Piñón:

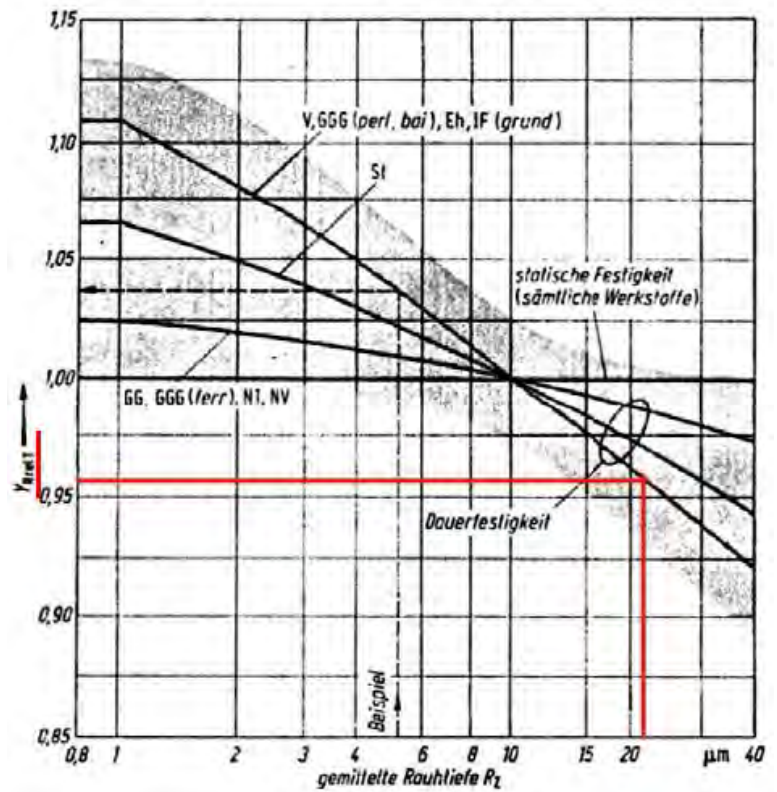
$$\sigma_{1540} = 930 \text{ MPa}$$

$$Y_{Rrel.T1} := 0.96$$

Cremallera:

$$\sigma_{1140} = 965 \text{ MPa}$$

$$Y_{Rrel.T2} := 0.96$$



Factor de sensibilidad a la entalla del material:

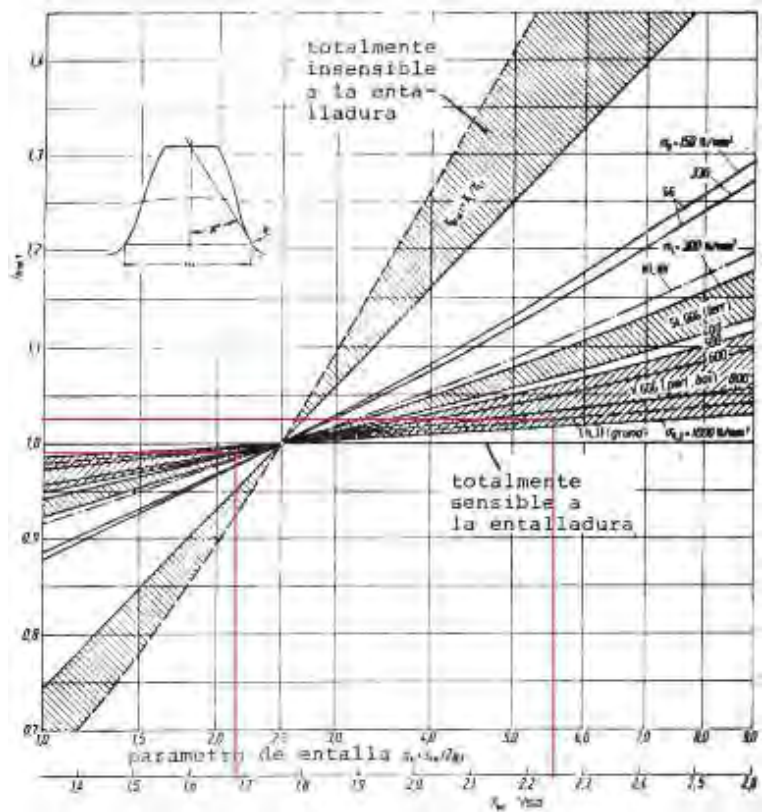
$$Y_{Sa1} = 1.68$$

$$Y_{Sa2} = 2.25$$

Entonces:

$$Y_{\delta rel.T1} := 0.99$$

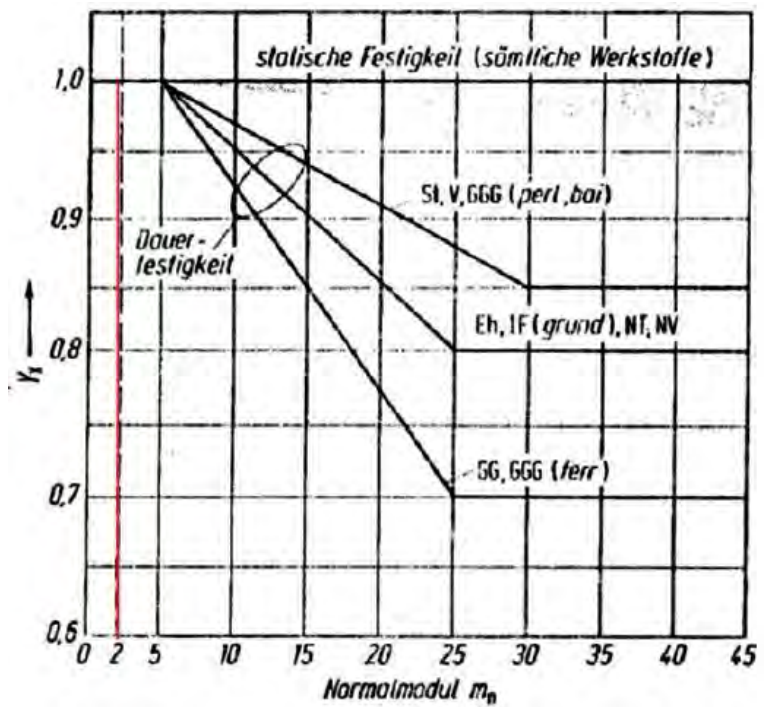
$$Y_{\delta rel.T2} := 1.03$$



Factor de tamaño:

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

$$Y_X := 1$$

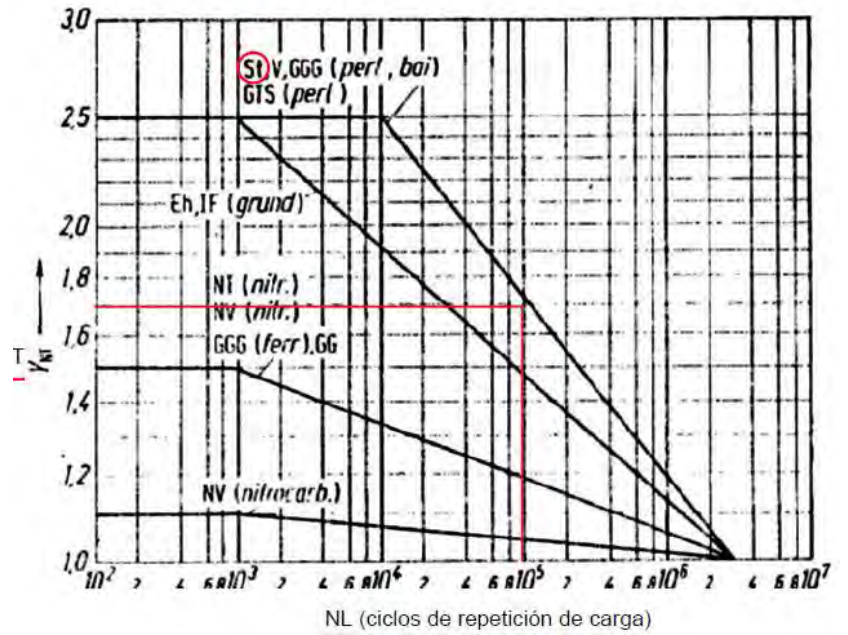


Factor de duración de vida

Asumiendo que por ser un primer diseño de la máquina, esta durará un aproximado de 100000 ciclos

$$NL := 10^5$$

$$Y_{NT} := 1.7$$



Factor de seguridad mínimo: $S_{Fmin} := 1.7$

Breakage, fatigue load	S_{Fmin}
Main recommendation value	1.7
Guaranteed high quality	1.6
Roll material	1.9
Cast gears or work in high temperature	2.2

Resumen de factores:

- Factor de forma: $Y_{Fa1} = 2.55$ $Y_{Fa2} = 2.05$
- Factor de concentración de tensión: $Y_{Sa1} = 1.68$ $Y_{Sa2} = 2.25$
- Factor de inclinación de hélice: $Y_{\beta} = 1$
- Factor de engrane: $Y_{\epsilon} = 0.66$
- Factor de servicio: $K_A = 1$
- Factor de acabado superficial en el redondeo de la raíz: $Y_{Rrel.T1} = 0.96$ $Y_{Rrel.T2} = 0.96$
- Factor de sensibilidad a la entalla del material: $Y_{\delta rel.T1} = 0.99$ $Y_{\delta rel.T2} = 1.03$
- Factor de tamaño: $Y_X = 1$
- Factor de duración de vida: $Y_{NT} = 1.7$
- Factor de corrección de la tensión para ruedas probadas: $Y_{ST} := 2$
- Factor de seguridad mínimo ante la ratura y fatiga: $S_{Fmin} = 1.7$

Analizando el piñón:

Tensión nominal en la raíz del diente:

$$\sigma_{FN1} := \frac{F_t}{B \cdot m} \cdot K_A \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = 81.55 \text{ MPa}$$

Tensión admisible del material:

$$\sigma_{FP1} := \frac{\sigma_{Flim_1540}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta_{rel.T1}} \cdot Y_{R_{rel.T1}} \cdot Y_X \cdot Y_{NT} = 851.86 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para la raíz del diente del piñón:

$$FS_{raiz1} := \frac{\sigma_{FP1}}{\sigma_{FN1}} = 10.45$$

Analizando la cremallera:

Tensión nominal en la raíz del diente:

$$\sigma_{FN2} := \frac{F_t}{B \cdot m} \cdot K_A \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta = 87.81 \text{ MPa}$$

Tensión admisible del material:

$$\sigma_{FP2} := \frac{\sigma_{Flim_1140}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{\delta_{rel.T2}} \cdot Y_{R_{rel.T2}} \cdot Y_X \cdot Y_{NT} = 632.83 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para la raíz del diente de la cremallera:

$$FS_{raiz2} := \frac{\sigma_{FP2}}{\sigma_{FN2}} = 7.2$$

Se corrobora que ni el piñón ni la cremallera fallan por fatiga por flexión en la raíz del diente, con lo que se reafirma que estos elementos presentados previamente son correctos para el diseño.

RESISTENCIA A LA FATIGA POR PRESIÓN EN EL FLANCO DEL DIENTE SEGÚN DIN 3990:

Antes de comenzar con la selección de factores se debe determinar el elemento más blando. Al comparar la dureza Brinell de la cremallera $HB_{1140} = 278$ y la dureza del piñón $HB_{1540} = 217$, se observa que el material del piñón es ligeramente más blando.

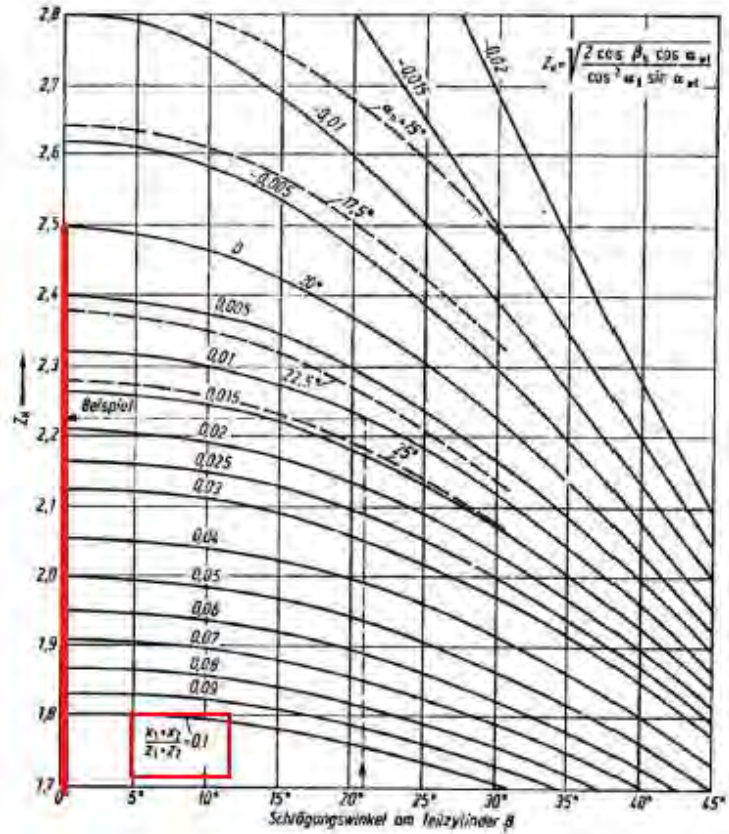
Factor de zona:

Sin correcciones

$$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = 0$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$Z_H := 2.5$$



Factor de engrane y factor de ángulo de hélice:

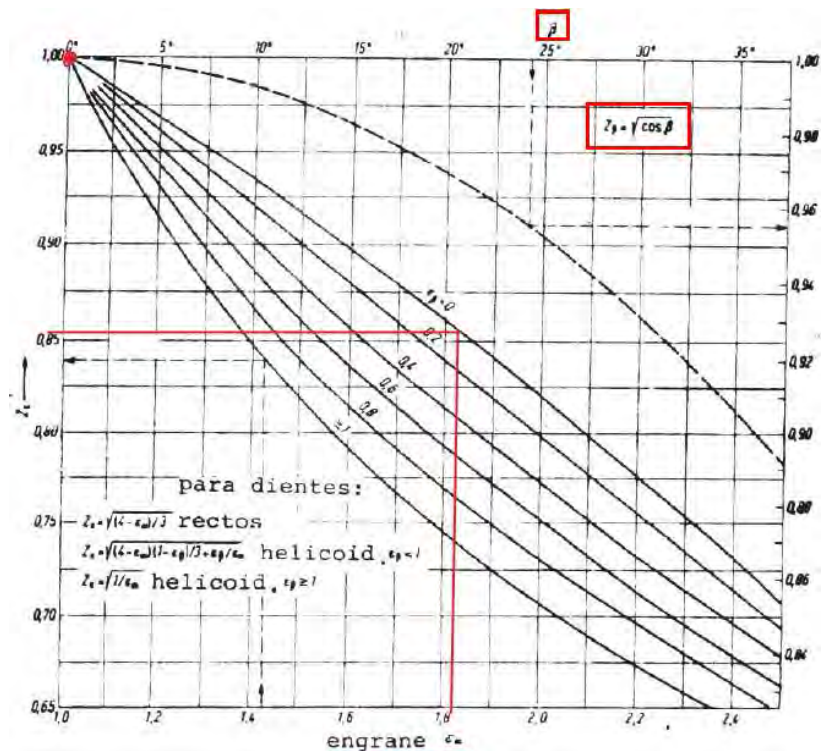
$$\xi_\alpha = 1.82$$

$$\beta = 0^\circ$$

$$\xi_\beta = 0$$

$$Z_\varepsilon := 0.86$$

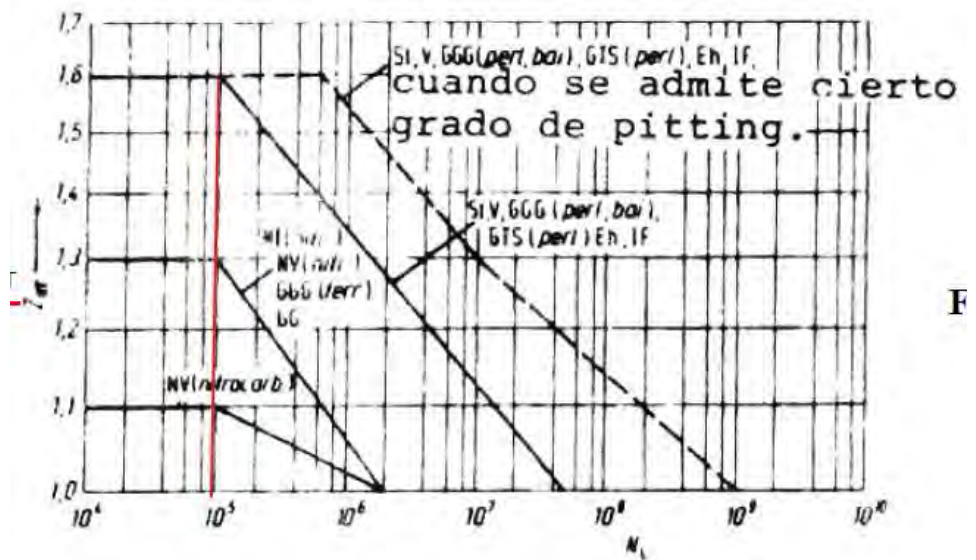
$$Z_\beta := 1$$



Factor de duración del flanco:

$$NL = 1 \cdot 10^5$$

$$Z_{NT} := 1.6$$



Factor de lubricación:

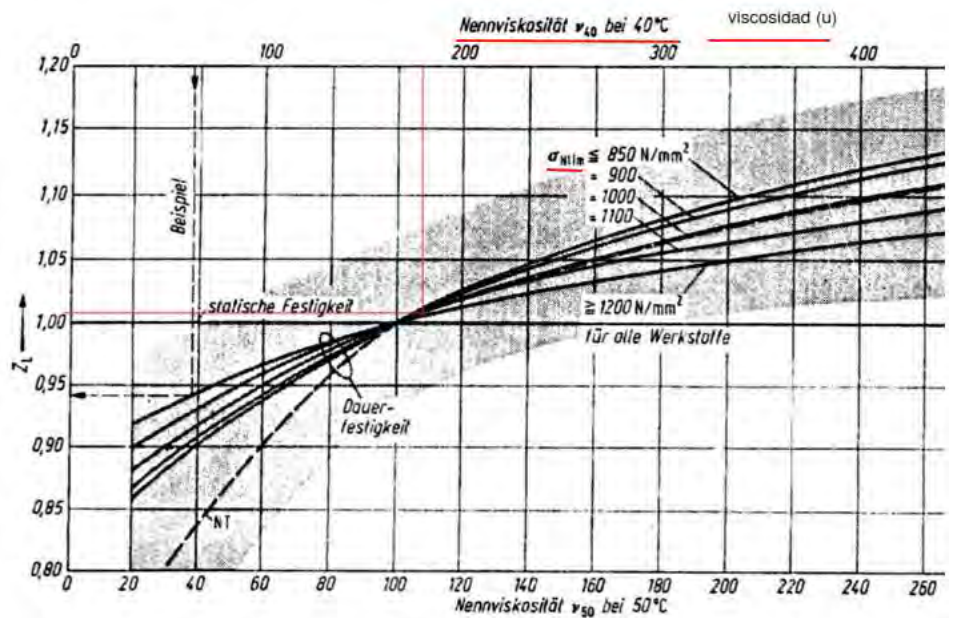
Se asume una viscosidad cinemática a 40°C

$$\nu := 180 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

$$HB_{1540} = 217$$

$$\sigma_{Hlim_1540} = 1551.32 \text{ MPa}$$

$$Z_L := 1.015$$

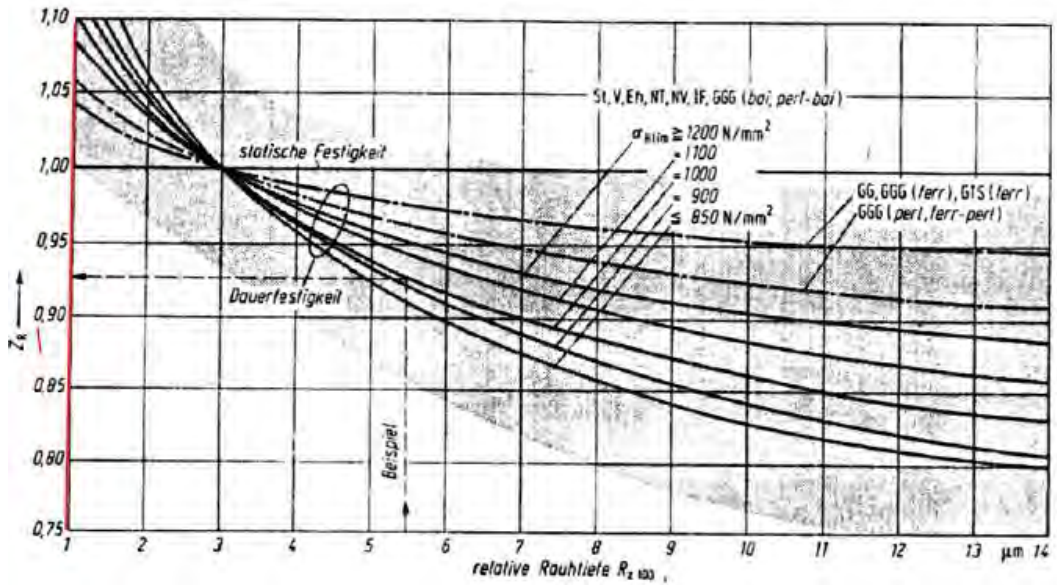


Factor de rugosidad:

$$Rz_1 = 22.8 \mu\text{m} \quad Rz_2 = 22.8 \mu\text{m} \quad \sigma_{Hlim_1540} = 1551.3204 \text{ MPa}$$

$$\text{Rugosidad relativa: } R_{z100} := 0.5 \cdot (Rz_1 + Rz_2) \cdot 3 \sqrt{\frac{100 \mu\text{m}}{a_d}} = 0.11 \mu\text{m}$$

$$\text{Entonces: } Z_R := 1.1 \quad (\text{se toma el max valor})$$

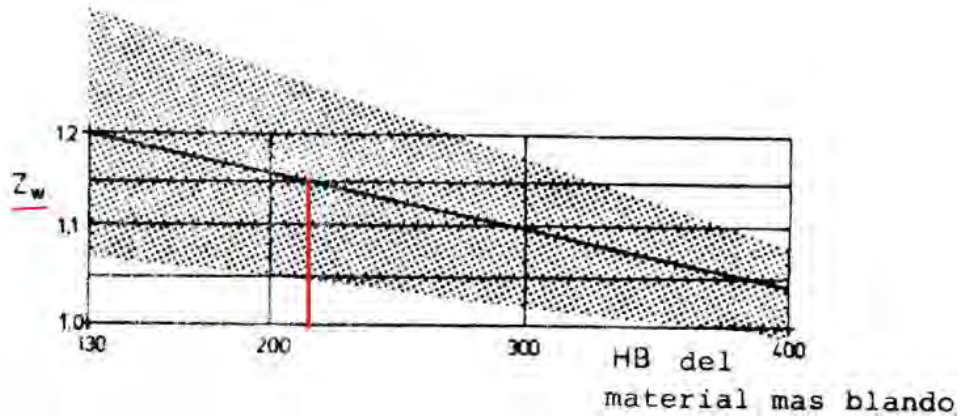


Factor de apareamiento de los materiales:

$$HB_{1540} = 217$$

Entonces :

$$Z_w := 1.15$$



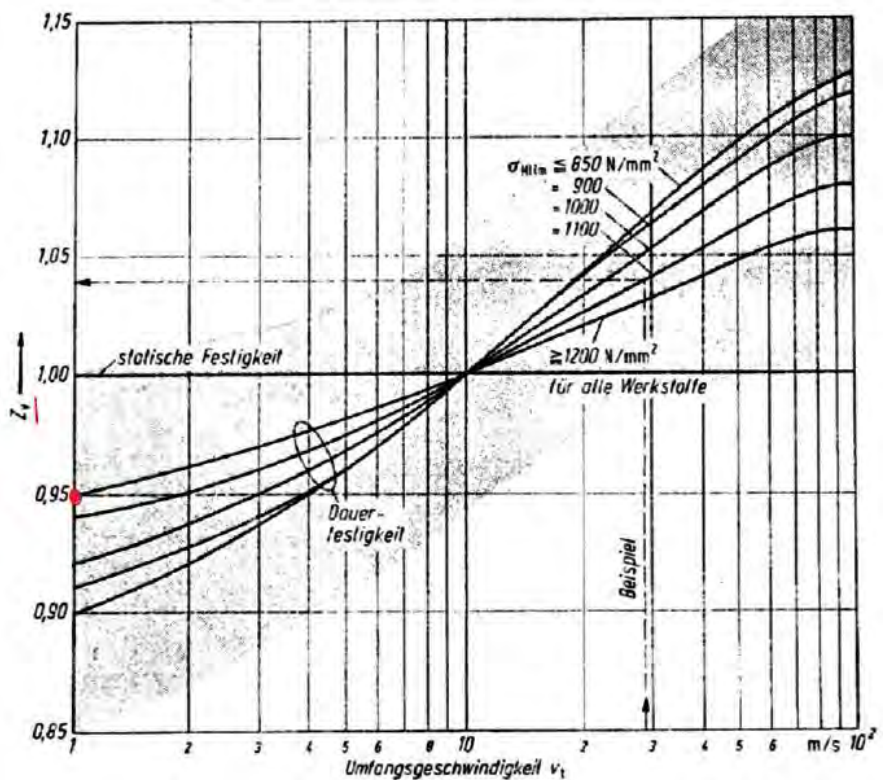
Factor de velocidad:

$$v := \omega \cdot \frac{d_{pl}}{2} = 0.19 \frac{m}{s}$$

$$\sigma_{Hlim_1540} = 1551.32 \text{ MPa}$$

Tomo el valor min

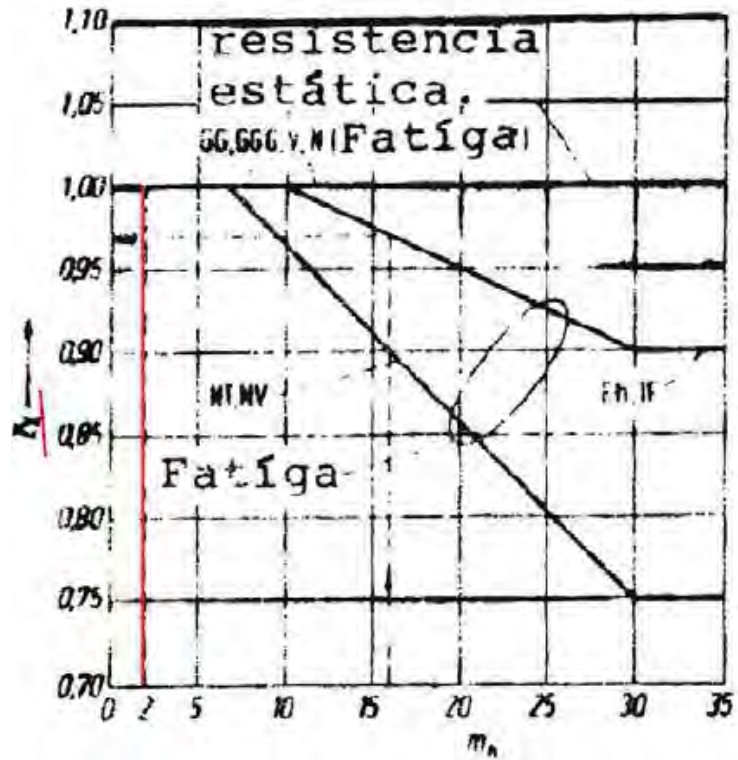
$$Z_v := 0.95$$



Factor de tamaño:

$$m_n = 2 \text{ mm}$$

$$Z_x := 1$$



Factor de elasticidad:

$$Z_E := 189.8$$

Factor de seguridad para evitar picaduras:

$$S_{Hmin} := 1.3$$

Pitting	S_{Hmin}
Main recommendation value	1,3
Guaranteed high quality with homogeneous material structure	1,1
Guaranteed high quality with surface hardening	1,2
Dangerous consequences with homogeneous material structure	1,3
Dangerous consequences with surface hardening	1,4
When pitting is not dangerous	≥ 1

Resumen de factores:

Factor de zona: $Z_H = 2.5$

Factor de engrane y factor de ángulo de hélice: $Z_\epsilon = 0.86$ $Z_\beta = 1$

Factor de duración del flanco: $Z_{NT} = 1.6$

Factor de lubricación: $Z_L = 1.015$

Factor de rugosidad: $Z_R = 1.1$

Factor de apareamiento de los materiales: $Z_w = 1.15$

Factor de velocidad: $Z_V = 0.95$

Factor de tamaño: $Z_X = 1$

Factor de elasticidad: $Z_E = 189.8$

Factor de seguridad para evitar picaduras: $S_{Hmin} = 1.3$

Analizando el piñón:

Tensión admisible del material:

$$\sigma_{HP} := \frac{\sigma_{Hlim_1140}}{S_{Hmin}} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_w \cdot Z_X = 1155.97 \text{ MPa}$$

Tensión nominal en el punto de rodadura:

$$\sigma_{HN} := \sqrt{\frac{\frac{F_t}{N} \cdot K_A \cdot (u+1)}{\frac{B}{\text{mm}} \cdot \frac{d_{p1}}{\text{mm}}} \cdot \frac{1}{u}} \cdot Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \text{ MPa} = 400.13 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad en el flanco del diente:

$$FS_{flanco} := \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{HN}} = 2.89$$

Se corrobora que el piñón no falla por fatiga por presión en el flanco del diente, con lo que se reafirma que el piñón seleccionado es correcto para el diseño.

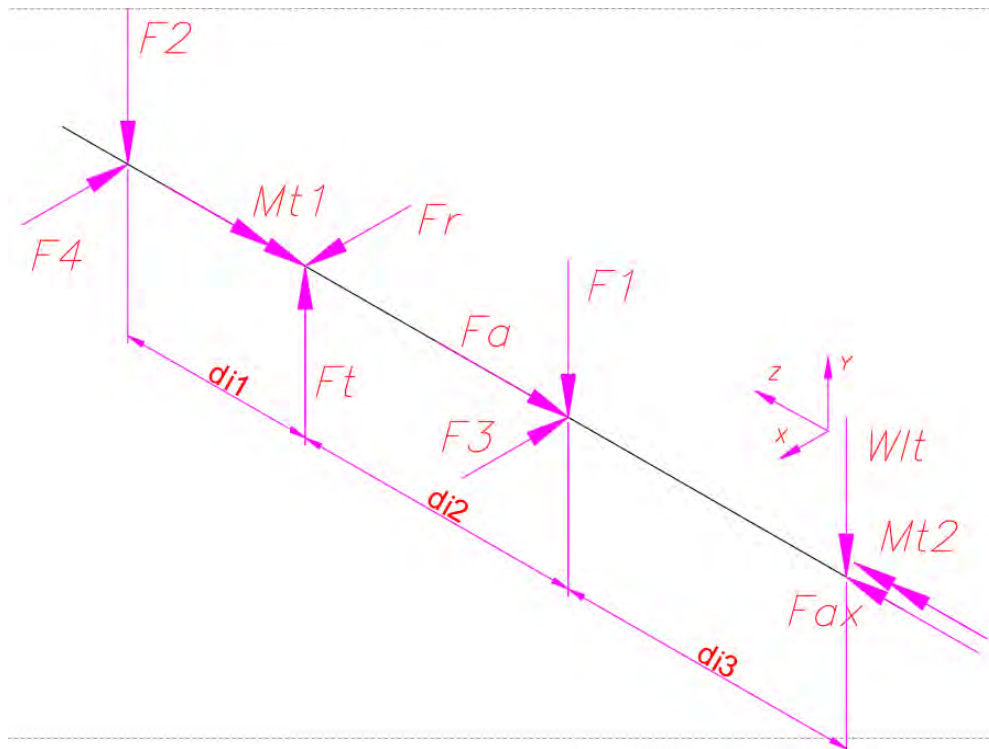
ANEXO 6

RODAMIENTOS

ESTÁTICA DEL EJE

Se analiza el eje en el momento de compresión máxima al interior del ecoladrillo; es decir, cuando el eje se encuentra cargado con el máximo momento torsor. Se asume un caso crítico en donde se aplica adicionalmente un 5% de la fuerza total del engranaje pero en dirección axial, la cual es compensada por el rodamiento fijo.

Esquema del eje con las fuerzas aplicadas:



Distancias y fuerzas conocidas aplicadas sobre el eje:

Distancia del primer tramo del eje: $di_1 := 55 \text{ mm} + 3 \text{ mm} = 58 \text{ mm}$

Distancia del segundo tramo del eje: $di_2 := (104 - 55 + 3) \text{ mm} = 52 \text{ mm}$

Distancia del tercer tramo del eje: $di_3 := 76 \text{ mm} - 3 \text{ mm} = 73 \text{ mm}$

Fuerza tangencial: $F_t = 980.66 \text{ N}$

Fuerza radial: $F_r = 356.93 \text{ N}$

Fuerza axial: $F_{AX} := 5 \% \cdot F_{eng} = 52.18 \text{ N}$

Momento del piñón sobre el eje: $M_{t1} := M_1 = 29.42 \text{ J}$

Utilizando la herramienta de simulación de ejes en inventor se obtiene la reacción de los apoyos

Results	
L	196.000 mm
Mass	0.222 kg
σ_B	78.234 MPa
τ_S	4.858 MPa
τ	149.835 MPa
σ_T	0.664 MPa
σ_{red}	259.523 MPa
f_{max}	103.082 microm
ϕ	-1.71 deg
1. Load	
f_Y	57.611 microm
f_X	20.984 microm
2. Load	
f_Y	57.611 microm
f_X	20.984 microm
3. Load	
f_Y	-96.881 microm
f_X	-35.213 microm
4. Load	
f_Y	-96.881 microm
f_X	-35.213 microm

1. Support	
F_Z	0.000 N
F_Y	-462.834 N
F_X	-168.731 N
Y_Y	0.012 microm/N
f_Y	5.514 microm
f_X	2.010 microm
2. Support	
F_Z	-52.180 N
F_Y	-515.645 N
F_X	-188.199 N
Y_Y	0.014 microm/N
f_Y	7.061 microm
f_X	2.577 microm

Fuerzas en el rodamiento izquierdo:

$$F_2 := 462.834 \text{ N}$$

$$F_4 := 168.731 \text{ N}$$

Fuerza total radial en el rodamiento izquierdo:

$$F_{rod2} := \sqrt{F_2^2 + F_4^2} = 492.63 \text{ N}$$

Fuerzas en el rodamiento derecho:

$$F_1 := 515.645 \text{ N}$$

$$F_3 := 188.199 \text{ N}$$

Fuerza total radial en el rodamiento derecho:

$$F_{rod1} := \sqrt{F_1^2 + F_3^2} = 548.92 \text{ N}$$

Momento torsor aplicado en la palanca:

$$M_{t2} := M_{t1} = 29.42 \text{ J}$$

Fuerza axial actuadora en los rodamientos:

$$F_a := F_{AX} = 52.18 \text{ N}$$

DATOS GENERALES DE FUNCIONAMIENTO

Velocidad de funcionamiento:

$$n_{ro} := \omega = 60 \text{ rpm}$$

$$n_{ro} = 6.2832 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Temperatura de trabajo

$$T_{trabajo} := 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

Vida nominal esperada:

20000 a 30000 horas

Contaminación del entorno: Limpieza normal

Tipo de juego: Juego Normal CN

Confiabilidad: $C_o := 90 \%$

Clase de máquinas	Duración o vida
	Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico	300 ... 3.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo: máquinas-herramientas eléctricas portátiles, equipos elevadores para talleres, maquinaria para la construcción	3.000 ... 8.000
Máquinas usadas intermitentemente o durante cortos períodos de tiempo cuando es necesaria una gran fiabilidad: ascensores, grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8.000 ... 12.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, pero no siempre utilizadas: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradores giratorios	10.000 ... 25.000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizadas en todo momento: máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprenta, separadores y centrifugas	20.000 ... 30.000

GEOMETRÍA DEL RODAMIENTO

Se comienza seleccionando un rodamiento rígido de bolas 61802 - 2Z de la pag 266 del catálogo de SKF

Diámetro interno del rodamiento: $d_{ro} := 15 \text{ mm}$

Diámetro externo del rodamiento: $D_{ro} := 24 \text{ mm}$

Diámetro medio del rodamiento: $dm_{ro} := \frac{d_{ro} + D_{ro}}{2} = 19.5 \text{ mm}$

Capacidad de carga dinámica: $C := 1.9 \text{ kN}$

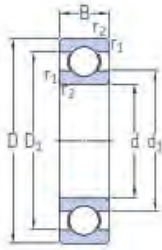
Capacidad de carga estática: $C_o := 1.1 \text{ kN}$

Carga límite de fatiga: $P_u := 0.048 \text{ kN}$

Exponente según tipo de rodamiento: $p_r := 3$

$p = 3$ para rodamientos de bolas
 $p = 10/3$ para rodamientos de rodillos

d 12-15 mm



2Z

2RSL

2RZ



2RS1

2RS1

2RSH

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad (límite ¹⁾)		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r.p.m.		kg	-	
15	24	5	1,9	1,1	0,048	-	17 000	0,0074	• 61802-2RS1	-
	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	30 000	0,0074	• 61802-2Z	-
	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	• 61802	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	-	16 000	0,016	• 61902-2RS1	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	• 61902-2RZ	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	• 61902-2Z	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	• 61902	-
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,027	• 16002	-
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,025	• 16002-2Z	16002-Z
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	• 6002	-
	32	9	5,85	2,85	0,12	-	14 000	0,03	• 6002-2RSH	6002-RSH
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,03	• 6002-2RSL	6002-RSL

Factor de ajuste por fiabilidad: $ac_1 := 1$

Fiabilidad %	Probabilidad de fallo η %	SKF vida nominal L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

¹⁾ El factor η representa la probabilidad de fallo, es decir, la diferencia entre la fiabilidad requerida y 100%.

Relación de fuerzas: $\frac{F_a}{F_{rod1}} = 0.095$

Factor de cálculo: $f_o := 13.8$

Factor de juego: $f_j := f_o \cdot \frac{F_a}{C_o} = 0.65$

Interpolando en la tabla inferior: $f_e := \text{solve} \left(\frac{f_j - 0.345}{0.689 - 0.345} = \frac{f_e - 0.22}{0.26 - 0.22}; f_e \right) = 0.256$

$f_0 F_a / C_0$	Juego Normal CN			Juego C3			Juego C4		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Comprobación:
$$\frac{F_a}{F_{rod1}} < f_e = 1$$

$P = F_r$ si $F_a/F_r \leq e$

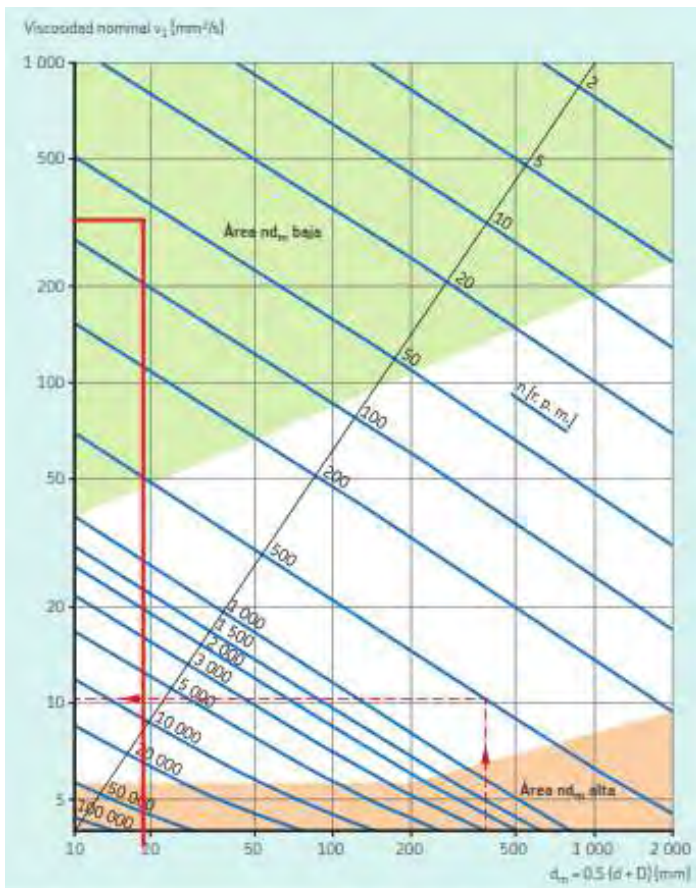
Entonces $P_{ro} = F_{rod1}$

$P = X F_r + Y F_a$ si $F_a/F_r > e$

Carga dinámica equivalente máxima: $P_{ro} := F_{rod1} = 548.92 \text{ N}$

Relación de carga:
$$\frac{C}{P_{ro}} = 3.46$$

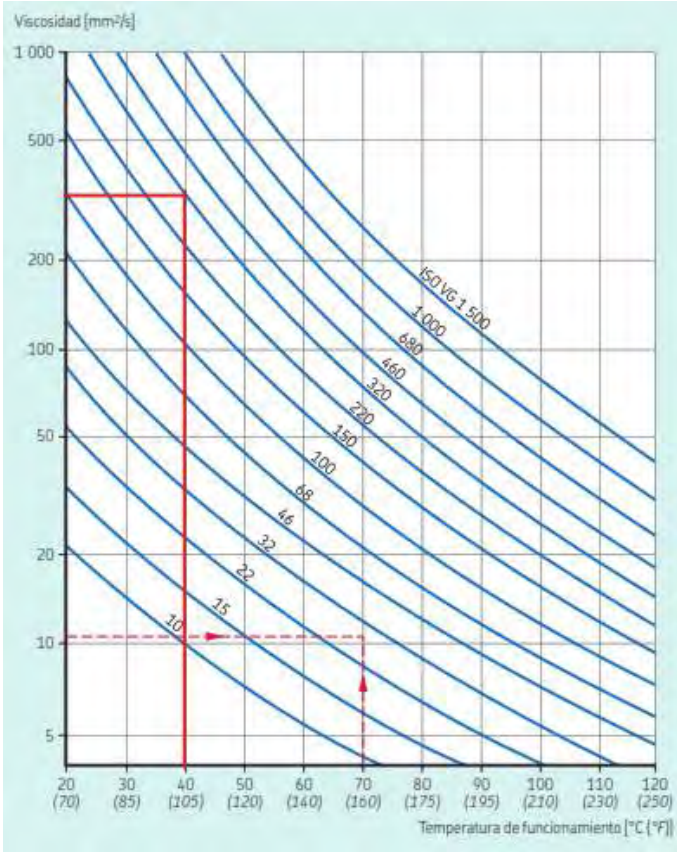
Condición de lubricación: la relación de viscosidad, κ_{lub} pag 101 del catálogo SKF



$d_{m_{ro}} = 19.5 \text{ mm}$

$n_{ro} = 60 \text{ rpm}$

Viscosidad nominal: $v_1 := 360 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$



pag 100 del catálogo SKF

Lubricante más cercano para usar:

ISO VG 320

Clasificación de la viscosidad según la norma ISO 3448

Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática límite a 40 °C (105 °F)		
	media	mín.	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

pag 103 del catálogo SKF

En base al lubricante usado:

Viscosidad real:

$$v_{real} := 320 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

Relación de viscosidad:

$$k_{lub} := \frac{v_{real}}{v_1} = 0.89$$

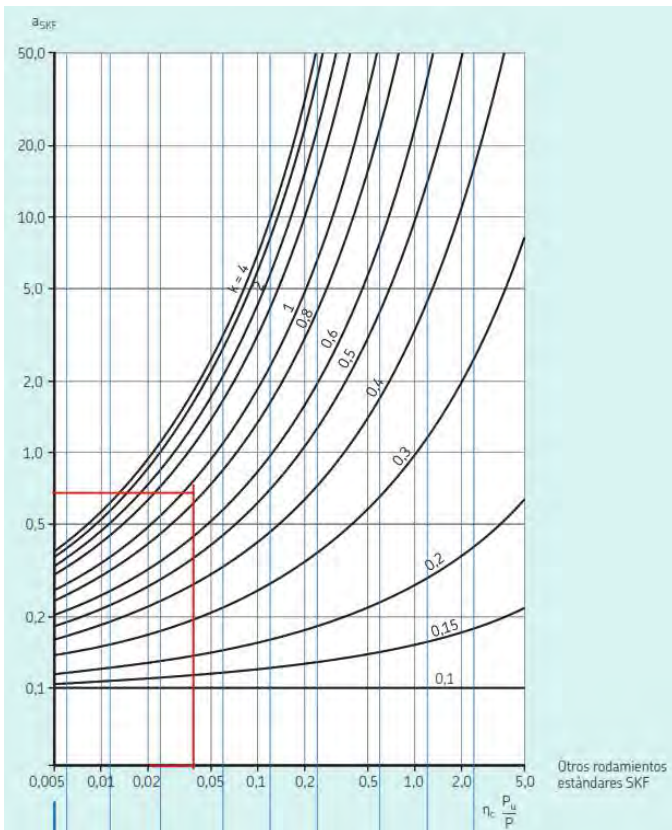
Factor de contaminación, η_c pag 105 del catálogo SKF

Condiciones	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema • Tamaño 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
Limpieza 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

Factor de contaminación: $\eta_c := 0.5$

Factor de modificación de la vida útil a_{SKF}

pag 96 del catálogo SKF



Carga límite de fatiga $P_u = 48 \text{ N}$

Además:
$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_{ro}} = 0.044$$

Factor de modificación de la vida útil:

$$a_{SKF} := 0.73$$

Vida útil modificada en revoluciones:
$$L_{10m} := a_{c1} \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_{ro}} \right)^{P_r} \cdot 10^6 \text{ rev} = 30.2738 \text{ rev} \cdot 10^6$$

Vida útil modificada en horas:
$$L_{10mh} := \frac{L_{10m}}{n_{ro}} = 8409.38 \text{ hr}$$

Comprobación: $L_{10mh} > 20000 \text{ hr} = 0$ **NO OK!** (por debajo de las horas esperadas)

ITERACIÓN**Geometría del rodamiento**

Ahora se selecciona el rodamiento inmediato superior (61901 - 2Z) del catálogo de SKF

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento abierto o tapado en ambos lados	tapado en un lado ¹⁾
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-	
12	21	5	1,74	0,915	0,039	-	20 000	0,0063	▶ 61801-2RS1	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	36 000	0,0063	▶ 61801-2Z	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	▶ 61801	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	-	19 000	0,011	▶ 61901-2RS1	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	32 000	0,011	▶ 61901-2Z	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	▶ 61901	-

Diámetro interno del rodamiento: $d_{ro} := 12 \text{ mm}$

Diámetro externo del rodamiento: $D_{ro} := 24 \text{ mm}$

Diámetro medio del rodamiento: $dm_{ro} := \frac{d_{ro} + D_{ro}}{2} = 18 \text{ mm}$

Capacidad de carga estática: $C_0 := 1.46 \text{ kN}$

Capacidad de carga dinámica: $C := 2.91 \text{ kN}$

Carga límite de fatiga: $P_u := 0.062 \text{ kN}$

Exponente según tipo de rodamiento: $p_r = 3$

Relación de fuerzas: $\frac{F_a}{F_{rod1}} = 0.095$

Factor de cálculo: $f_o := 14.5$

Factor de juego: $f_j := f_o \cdot \frac{F_a}{C_0} = 0.518$

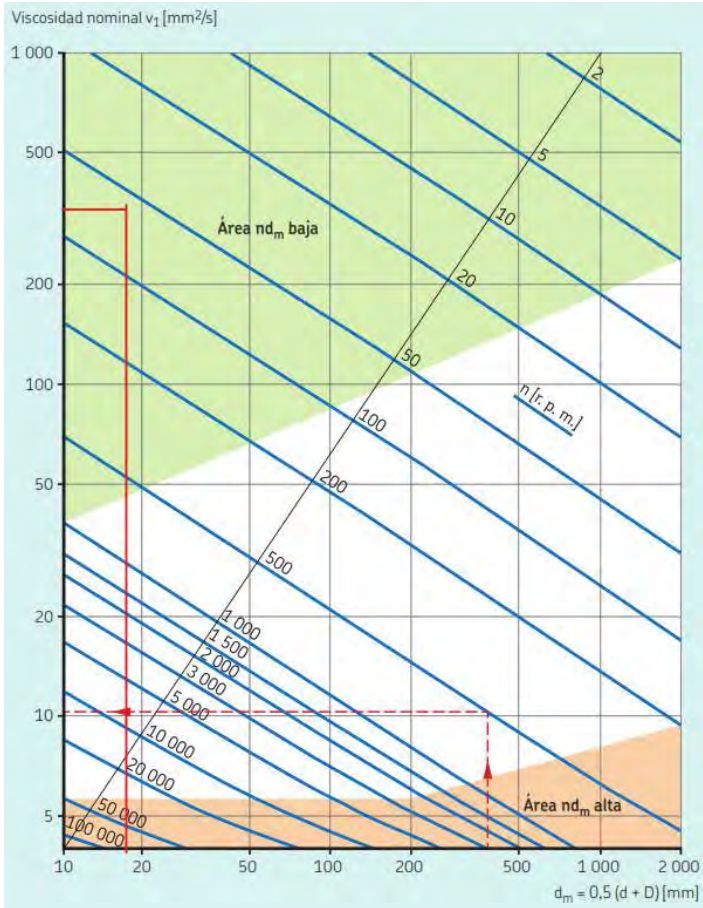
Interpolando: $f_e := \text{solve} \left(\frac{f_j - 0.345}{0.689 - 0.345} = \frac{f_e - 0.22}{0.26 - 0.22}; f_e \right) = 0.24$

Comprabación: $\frac{F_a}{F_{rod1}} < f_e = 1$ Entonces no se usan los factores X y Y

Carga dinámica equivalente máxima: $P_{ro} := F_{rod1} = 548.92 \text{ N}$

Relacion de carga: $\frac{C}{P_{ro}} = 5.3$

Condición de lubricación: la relación de viscosidad, κ_{lub}

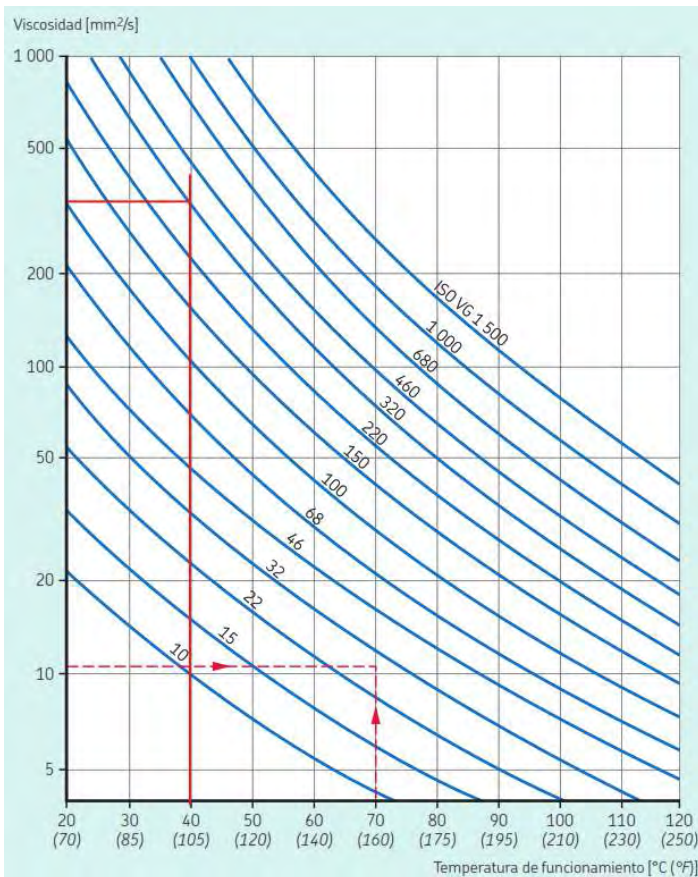


$$dm_{ro} = 18 \text{ mm}$$

Viscosidad nominal:

$$v_1 := 370 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

pag 101 del catálogo SKF



pag 100 del catálogo SKF

Lubricante más cercano para usar:

ISO VG 320

Clasificación de la viscosidad según la norma ISO 3448

Grado de viscosidad	Viscosidad cinemática límite a 40 °C (105 °F)		
	media	mín.	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

pag 103 del catálogo SKF

En base al lubricante usado:

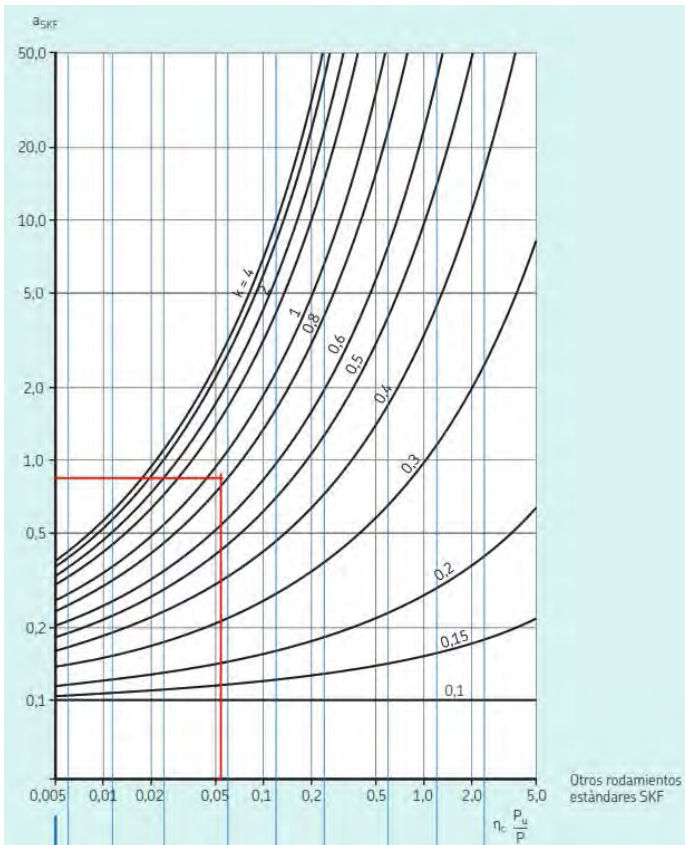
Viscosidad real: $v_{real} := 320 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$

Relación de viscosidad:

$$k_{lub} := \frac{v_{real}}{v_1} = 0.86$$

Factor de modificación de la vida útil aSKF

pag 96 del catálogo SKF



Carga límite de fatiga: $P_u = 62 \text{ N}$

Además: $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_{ro}} = 0.056$

Factor de modificación de la vida útil:

$$a_{SKF} := 0.85$$

Vida útil modificada en revoluciones: $L_{10m} := a_{c1} \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_{ro}}\right)^{p_r} \cdot 10^6 \text{ rev} = 126.643 \text{ rev} \cdot 10^6$

Vida útil modificada en horas: $L_{10mh} := \frac{L_{10m}}{n_{ro}} = 35178.56 \text{ hr}$

Comprobación: $L_{10mh} > 20000 \text{ hr} = 1$ $L_{10mh} < 30000 \text{ hr} = 0$ No ok!

Comprobación de carga mínimaFactor carga mínima: $k_{ro} := 0.02$ Velocidad de referencia $n_{ref} := 67000 \text{ rpm}$ Fuerza de carga mínima: $F_{rm} := k_{ro} \cdot \left(6 + \frac{4 \cdot n_{ro}}{n_{ref}} \right) \cdot \left(\frac{dm_{ro}}{100 \text{ mm}} \right)^2 \text{ kN} = 3.89 \text{ N}$ Comprobación: $|F_{rod2}| > F_{rm} = 1 \text{ ok!}$

Se observa que el rodamiento seleccionado **61901 - 2Z** cubre con la vida útil esperada y no ocurre resbalamiento. Se decide permitir este sobredimensionamiento debido a que presenta una geometría benfíciosa para el eje, la cual se detalla más adelante.

Catálogo:

Image may differ from product. See technical specification for details.

61901-2Z

Rodamiento rígido de bolas con sellos o placas de protección

Los rodamientos rígidos de una hilera de bolas con sellos o placas de protección son especialmente versátiles, tienen baja fricción y están optimizados para un bajo nivel de ruido y vibraciones, lo que permite alcanzar altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que muchos otros tipos de rodamientos. El sellado integral puede prolongar significativamente la vida útil del rodamiento porque mantiene el lubricante en los rodamientos y los contaminantes fuera.

- El sellado integral prolonga la vida útil del rodamiento
- Diseño sencillo, versátil y robusto
- Baja fricción y capacidad de alta velocidad
- Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos
- Requieren poco mantenimiento

Dimensiones

Diámetro interno	12 mm
Diámetro exterior	24 mm
Ancho	6 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	2.91 kN
Capacidad de carga estática básica	1.46 kN
Velocidad de referencia	67 000 r/min
Velocidad límite	32 000 r/min

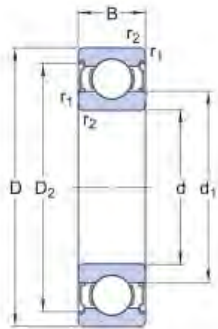
Propiedades

Ranuras de llenado	Sin
Cantidad de hileras	1
Elemento de fijación, aro exterior del rodamiento	Ninguna

Logística

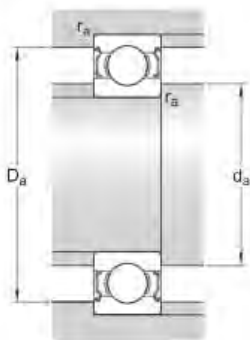
Peso neto del producto	0.0115 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

Tipo de agujero	Cilindrico
Jaula	Chapa metálica
Disposición ajustada	No
Juego radial interno	CN
Clase de tolerancia	Normal
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Sellado	Placa de protección en ambos lados
Tipo de sellado	No rozante
Lubricante	Grasa
Característica de relubricación	Sin



Dimensiones

d	12 mm	Diámetro interno
D	24 mm	Diámetro exterior
B	6 mm	Ancho
d _i	≈ 16 mm	Diámetro del resalte
D ₂	≈ 21.4 mm	Diámetro del rebaje
r _{1,2}	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán



Dimensiones de los resaltes

d _a	min. 14 mm	Diámetro del resalte del eje
d _s	max. 15.8 mm	Diámetro del resalte del eje
D _s	max. 22 mm	Diámetro del resalte del soporte
r _a	max. 0.3 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	2.91 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	1.46 kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.062 kN
Velocidad de referencia		67 000 r/min
Velocidad límite		32 000 r/min
Factor de carga mínima	k_r	0.02
Factor de cálculo	f_0	14.5

Masa

Masa de rodamiento	0.011 kg
--------------------	----------

Clase de tolerancia

Tolerancias dimensionales	Normal
Desviación radial	Normal

Tolerancias y juegos

ESPECIFICACIONES GENERALES DE RODAMIENTOS

- Tolerancias: Normales (métricas), P6, P5, Normales (en pulgadas)
- Juego radial interno: Clases C2 a C5

INTERFACES DEL RODAMIENTO

- Tolerancias de los asientos para condiciones estándares
- Tolerancias y ajustes resultantes

ANEXO 7**EJE TRANSVERSAL****MATERIAL DEL EJE**

Tipo de eje a fabricar	Material norma S.A.E/ A.I.S.I.	Característica	Dureza de trabajo en HRC
Gran tenacidad y baja dureza.	1020	Baja resistencia mecánica	Cementado a 40 - 45 HRC
Ejes de amortiguadores	1035	Resistencia mecánica media	Templado a 40 – 45 HRC
Ejes para motores	1035	Fácilmente soldable con pre y post calentamiento	Templado a 40 – 45 HRC
Ejes de alta torsión	4140	Buena resistencia mecánica, se suministra en estado Bonificado	Bonificado con 88-100 Kg/mm ²
Ejes para carros y camiones	4340	Alta resistencia mecánica, se Suministra en estado Bonificado	Bonificado a 28-32 HRC
Ejes de transmisión de gran dimensión.	4340	Buena templabilidad, tenacidad y resistencia a la fatiga	Bonificado a 28-32 HRC
Ejes Ranurados.	8620	Cementado y templado ofrece muy buena dureza superficial y gran tenacidad en el núcleo.	Cementado a 55 – 60 HRC

Material: **Acero AISI 1020**

Límite de resistencia mecánica: $\sigma_{1020} := 760 \text{ MPa}$

Límite a la fluencia: $\sigma_{F_1020} := 441 \text{ MPa}$

Esfuerzo alternante máximo: $\sigma_{Alt1020} := \frac{\sigma_{1020}}{2} = 380 \text{ MPa}$

Esfuerzo máximo de presión: $\sigma_{P_1020} := \sigma_{F_1020} = 441 \text{ MPa}$

Módulo de elasticidad: $E_{1020} := 186 \text{ GPa}$

Módulo de corte: $G_{1020} := 72 \text{ GPa}$

Material	σ_{Alt}		
Aceros	$\sigma_{Alt} = 0,5 \sigma_B$	si	$\sigma_B \leq 1400 \text{ N/mm}^2$
	$\sigma_{Alt} = 700 \text{ N/mm}^2$	si	$\sigma_B > 1400 \text{ N/mm}^2$
hierros y aceros fundidos	$\sigma_{Alt} = 0,45 \sigma_B$	si	$\sigma_B \leq 600 \text{ N/mm}^2$
	$\sigma_{Alt} = 275 \text{ N/mm}^2$	si	$\sigma_B > 600 \text{ N/mm}^2$

Catálogo

ACERO SAE 1020

DIN CK - 20
 UNI C - 20
 AFNOR XC - 20
 SAE 1020

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete ó al arco.

COMPOSICION QUIMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.18	0.3	0.04	0.05	0.15
	0.23	0.6			0.3

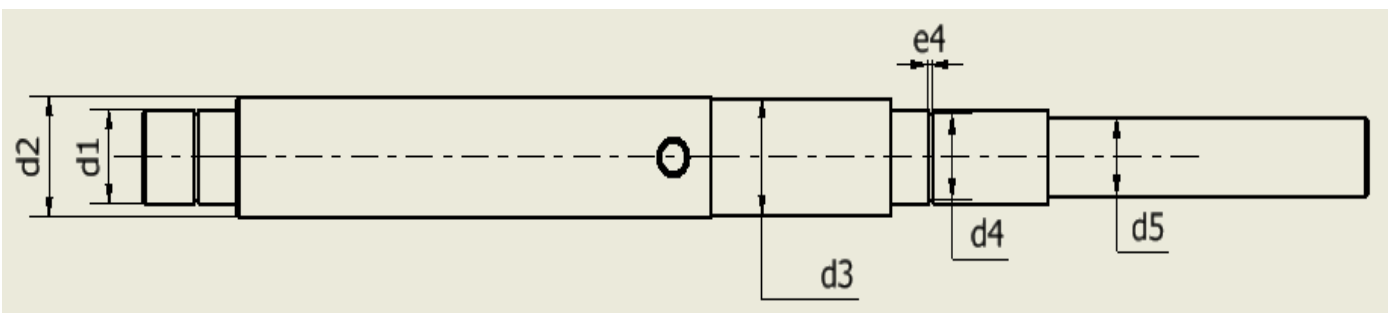
Estado de suministro: Recocido
 Dureza de suministro: 150 - 190 HB

PROPIEDADES MECANICAS					
Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Limite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 / 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 539	294	35	60	130 / 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	686 - 833	441	15	45	-----

Modulus of Elasticity	186 GPa	27000 ksi	
Bulk Modulus	148 GPa	21500 ksi	calculated from elastic modulus and Poisson's ratio
Poissons Ratio	0.29	0.29	
Machinability	65 %	65 %	Based on AISI 1212 steel = 100%
Shear Modulus	72.0 GPa	10400 ksi	calculated from elastic modulus and Poisson's ratio

GEOMETRÍA DEL EJE

Se procede a diseñar los resaltes y ranuras de acuerdo a recomendaciones de diseño.



RowStatus	File Name	Shaft Diameter [mm]	Free Ring Outside D [mm]	Ring Thickness [mm]	Groove Diameter [mm]	Groove Width [mm]	Groove Depth [mm]	Groove Edge Margin [mm]	Lug Hole Diameter [mm]	Max. Ring Width [mm]	Ring Lug Height [mm]
1	ANSI B 27.7M - 3...	4	3.6	0.25	3.8	0.32	0.1	0.3	1	0.9	2.2
2	ANSI B 27.7M - 3...	5	4.55	0.4	4.75	0.5	0.13	0.4	1	1	2.5
3	ANSI B 27.7M - 3...	6	5.45	0.4	5.7	0.5	0.15	0.5	1.2	1.3	2.7
4	ANSI B 27.7M - 3...	7	6.35	0.6	6.6	0.7	0.2	0.6	1.2	1.4	3.1
5	ANSI B 27.7M - 3...	8	7.15	0.6	7.5	0.7	0.25	0.8	1.2	1.5	3.2
6	ANSI B 27.7M - 3...	9	8.15	0.6	8.45	0.7	0.28	0.8	1.2	1.7	3.3
7	ANSI B 27.7M - 3...	10	9	0.6	9.4	0.7	0.3	0.9	1.5	1.8	3.3
8	ANSI B 27.7M - 3...	11	10	0.6	10.35	0.7	0.33	1	1.5	1.8	3.3
9	ANSI B 27.7M - 3...	12	10.85	0.6	11.35	0.7	0.33	1	1.7	1.8	3.3
10	ANSI B 27.7M - 3...	13	11.9	0.9	12.3	1	0.35	1	1.7	2	3.4
11	ANSI B 27.7M - 3...	14	12.9	0.9	13.25	1	0.38	1.2	1.7	2.1	3.5
12	ANSI B 27.7M - 3...	15	13.8	0.9	14.15	1	0.43	1.3	1.7	2.2	3.6

Primer diámetro del eje: $d_1 := d_{ro} = 12 \text{ mm}$

Segundo diámetro del eje: $d_2 := 15.5 \text{ mm}$

Comprobación de tamaño: $d_2 > 14 \text{ mm} = 1$ $d_2 < 15.8 \text{ mm} = 1$ **ok!**

Tercer diámetro del eje: $d_3 := d_2 - 0.5 \text{ mm} = 15 \text{ mm}$

Radio de entalle de los resaltes: $r_{a1} := 0.3 \text{ mm}$

Comprobación de tamaño: $r_{a1} \leq 0.3 \text{ mm} = 1$

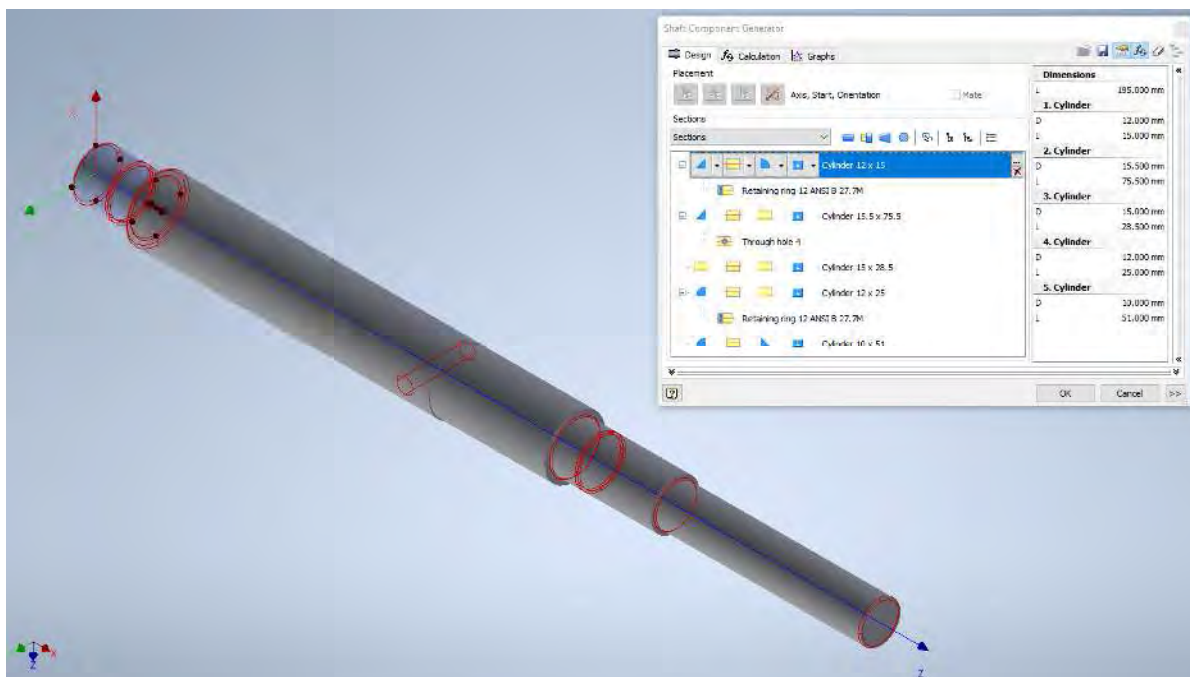
Diámetro de ranura: $d_4 := 10.85 \text{ mm}$

Espesor de la ranura: $e_4 := 0.7 \text{ mm}$

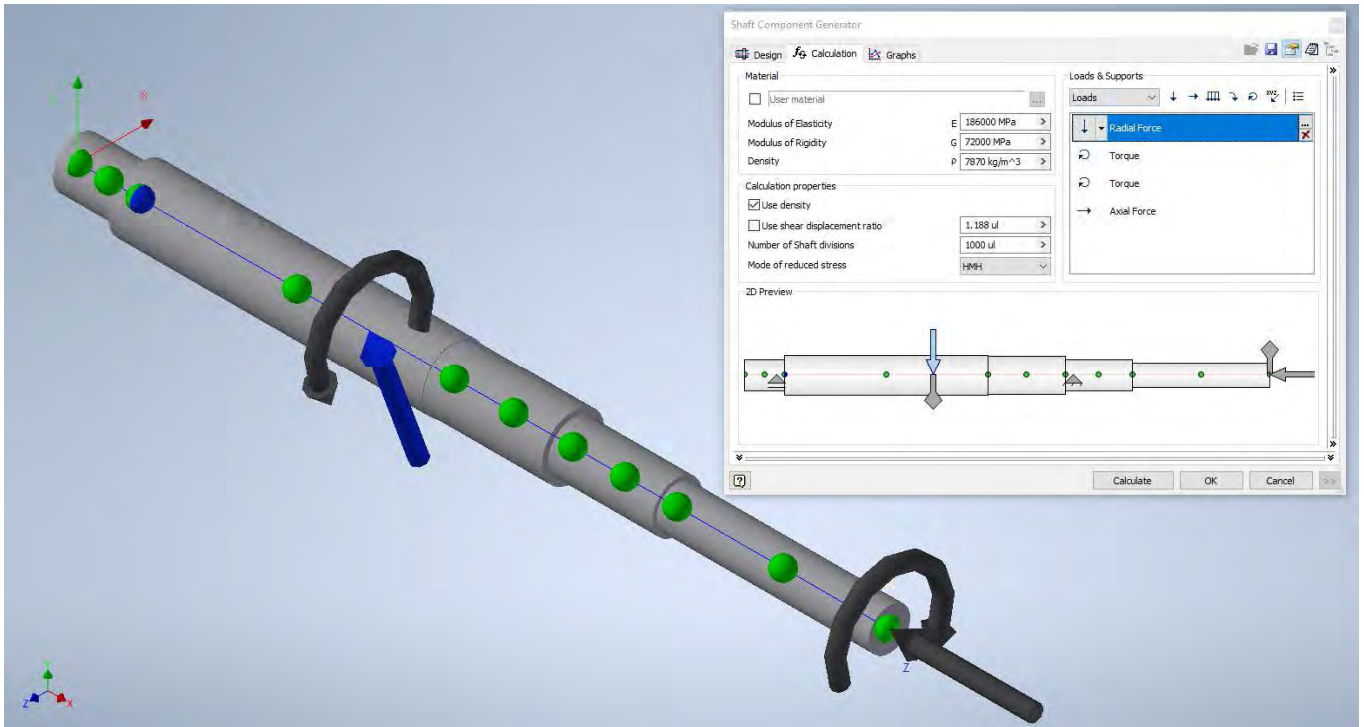
Último diámetro del eje: $d_5 := 10 \text{ mm}$

Simulación del eje

Se simula la geometría del eje en inventor con la herramienta de diseño de ejes



Se simula los apoyos y las fuerzas aplicadas sobre el eje



A partir de esta simulación, se puede conocer los diferentes tipos de esfuerzos aplicados sobre cualquier punto del eje.

VERIFICACIÓN POR FLUENCIA Y FATIGA

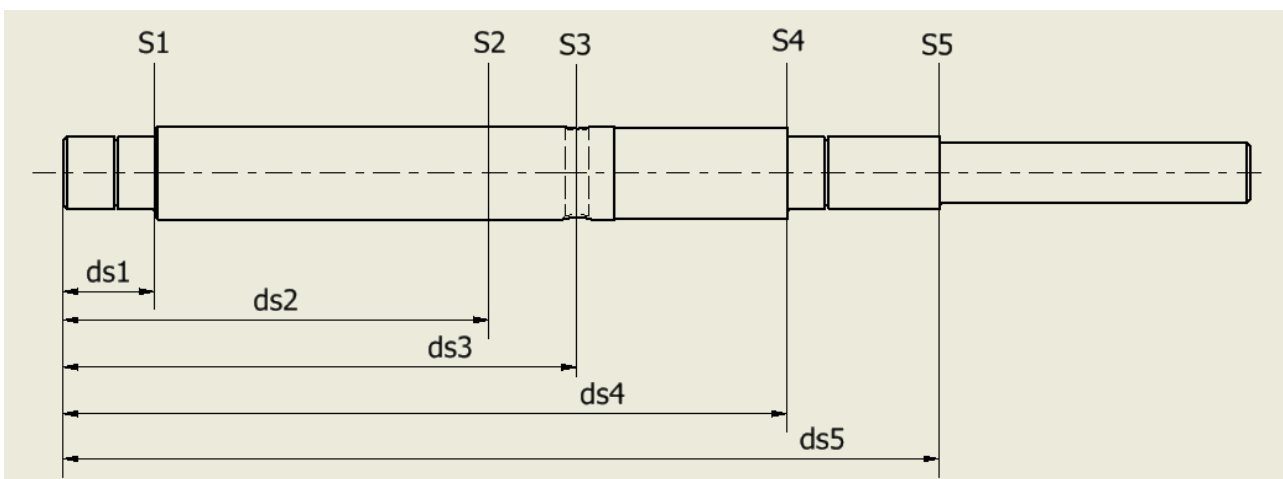
Se toman las siguientes consideraciones:

Rugosidad: $R_{t1020} := 10 \mu\text{m}$ (torneado fino)

Temperatura de trabajo: $T_{trabajo} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Confiabilidad: $Co = 90 \%$

Se analizan las 5 secciones críticas indicadas en el gráfico. Han sido seleccionadas como críticas debido a que cuentan con concentradores de esfuerzos, cargas altas y/o debilitamiento interno del eje,



Distancia a la que se encuentra cada sección tomando como origen el extremo izquierdo del eje:

Distancia de la sección 1: $d_{s1} := 15 \text{ mm}$

Distancia de la sección 2: $d_{s2} := 70 \text{ mm}$

Distancia de la sección 3: $d_{s3} := 84.5 \text{ mm}$

Distancia de la sección 4: $d_{s4} := 119 \text{ mm}$

Distancia de la sección 5: $d_{s5} := 144 \text{ mm}$

Apartir de estas distancias y de los gráficos proporcionados por la herramienta de inventor, se hallan los esfuerzos que actúan en cada sección crítica.

Esfuerzo por flexión:



$\sigma_{f1} := 0 \text{ MPa}$

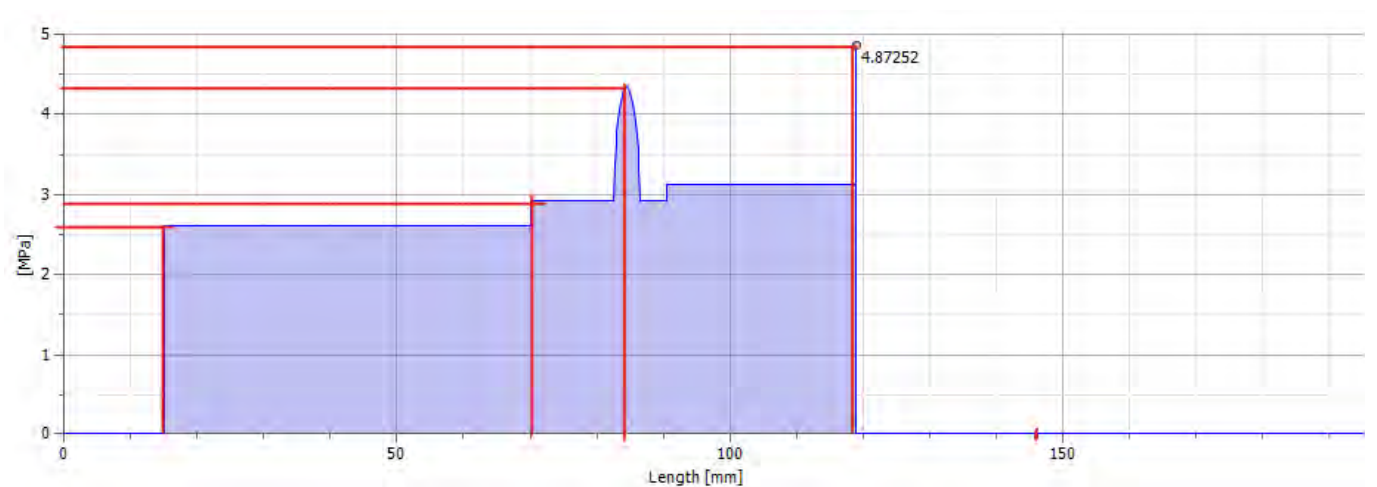
$\sigma_{f3} := 52 \text{ MPa}$

$\sigma_{f5} := 0 \text{ MPa}$

$\sigma_{f2} := 73.947 \text{ MPa}$

$\sigma_{f4} := 0.105 \text{ MPa}$

Esfuerzo cortante:



$\tau_{c1} := 2.6 \text{ MPa}$

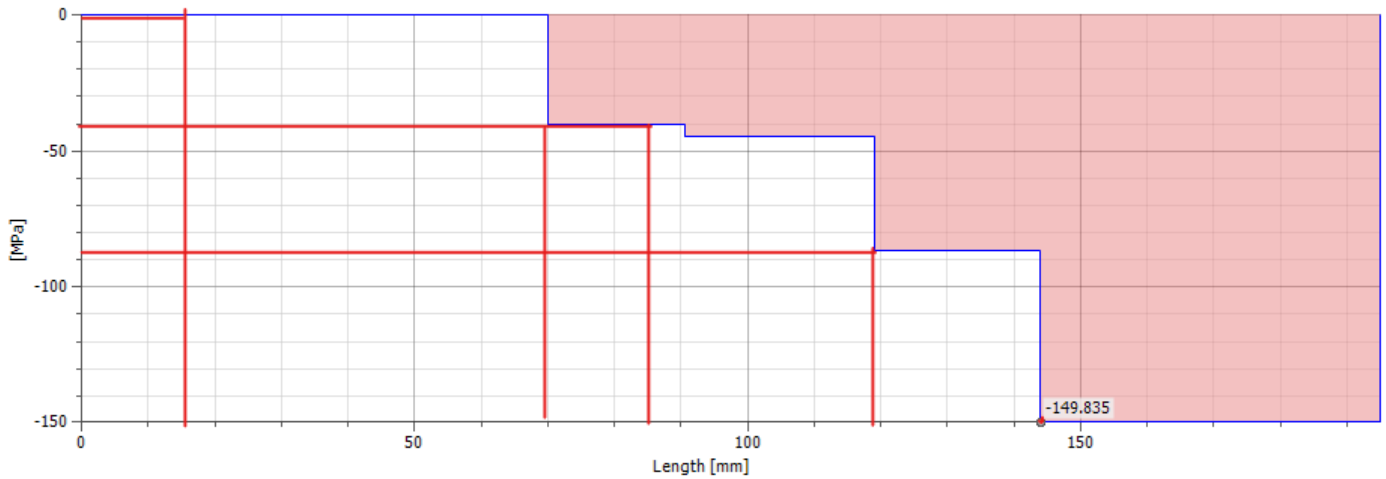
$\tau_{c3} := 4.35 \text{ MPa}$

$\tau_{c5} := 0 \text{ MPa}$

$\tau_{c2} := 2.93 \text{ MPa}$

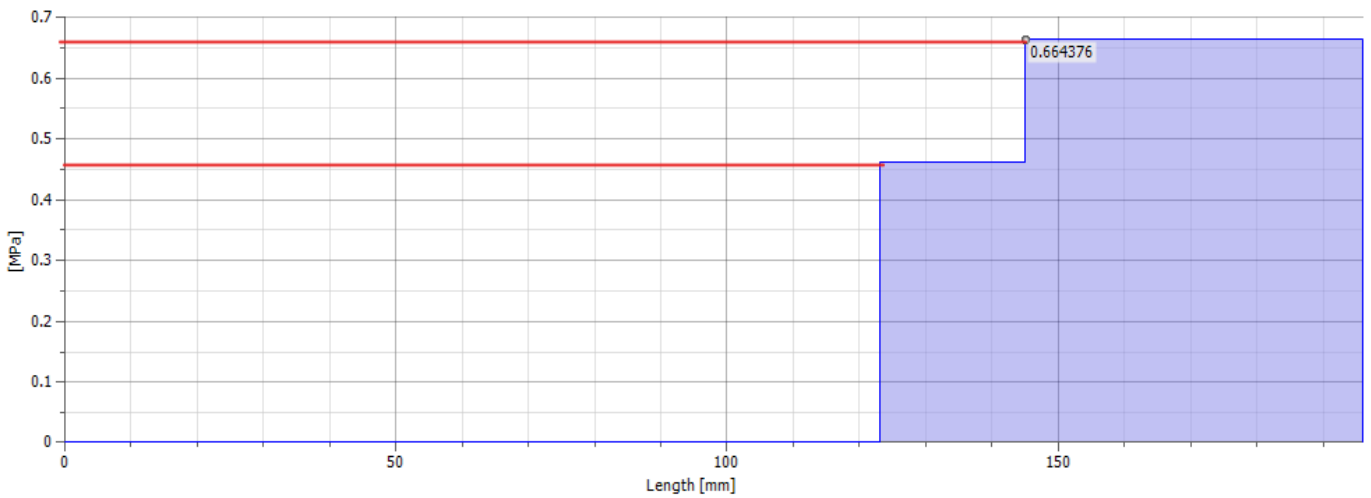
$\tau_{c4} := 4.873 \text{ MPa}$

Esfuerzo por torsión:



$$\begin{aligned} \tau_{t1} &:= 0 \text{ MPa} & \tau_{t3} &:= -40.236 \text{ MPa} & \tau_{t5} &:= -149.835 \text{ MPa} \\ \tau_{t2} &:= -40.236 \text{ MPa} & \tau_{t4} &:= -86.71 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Esfuerzo normal en compresión:



$$\begin{aligned} \sigma_{N1} &:= 0 \text{ MPa} & \sigma_{N3} &:= 0 \text{ MPa} & \sigma_{N5} &:= 0.664 \text{ MPa} \\ \sigma_{N2} &:= 0 \text{ MPa} & \sigma_{N4} &:= 0.461 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Debido a la naturaleza de aplicación de las fuerzas, se considera los esfuerzos cortantes, de flexión y torsión como pulsantes y al esfuerzo normal como constante.

Analizando la primera sección ubicada a $d_{s1} = 15 \text{ mm}$

Esfuerzo de flexión superior: $\sigma_{fs1} := \sigma_{f1} = 0 \text{ MPa}$

Esfuerzo de flexión inferior: $\sigma_{fi1} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión medio: $\sigma_{fm1} := \frac{\sigma_{fs1} + \sigma_{fi1}}{2} = 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión alternante: $\sigma_{fa1} := \frac{\sigma_{fs1} - \sigma_{fi1}}{2} = 0 \text{ MPa}$

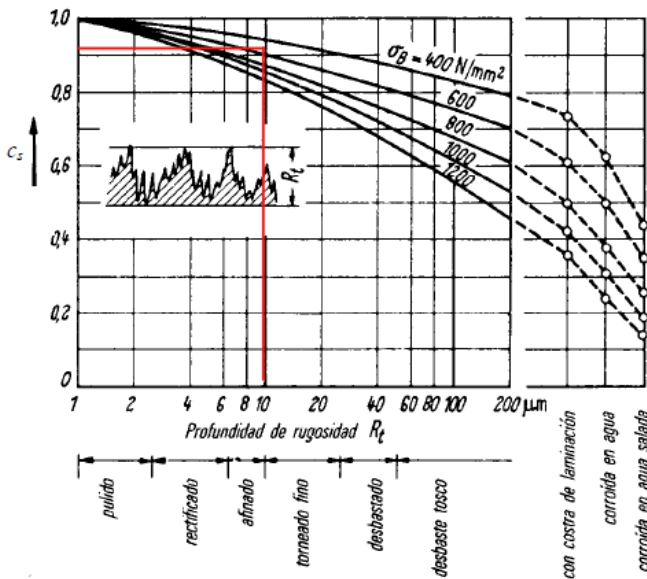
Esfuerzo de corte superior: $\tau_{cs1} := \tau_{c1} = 2.6 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte inferior: $\tau_{ci1} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de corte medio: $\tau_{cm1} := \frac{\tau_{cs1} + \tau_{ci1}}{2} = 1.3 \text{ MPa}$

Esfuerzon de corte alternante: $\tau_{ca1} := \frac{\tau_{cs1} - \tau_{ci1}}{2} = 1.3 \text{ MPa}$

Factores que afectan a la resistencia a la fatiga:

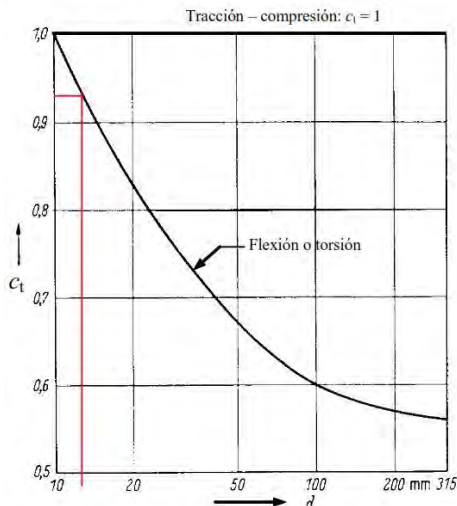


Coefficiente de superficie:

$R_{t1020} = 10 \text{ }\mu\text{m}$

$\sigma_{1020} = 760 \text{ MPa}$

$c_s := 0.9$



Coefficiente de tamaño:

$d_1 = 12 \text{ mm}$

Para flexión: $c_{tf1} := 0.93$

Para torsión: $c_{tt1} := 0.93$

Para compresión: $c_{tN1} := 1$

T (°C)	c_{temp}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

Coefficiente de temperatura:

$$T_{trabajo} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$c_{temp} := 1.009$$

Tipo de carga	c_{carg}
Flexión	1,0
Axial	0,85
Torsión	1,00

Coefficiente de tipo de carga:

$$c_{cargf} := 1$$

$$c_{cargN} := 0.85$$

$$c_{cargt} := 1$$

Confiabilidad R	c_c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

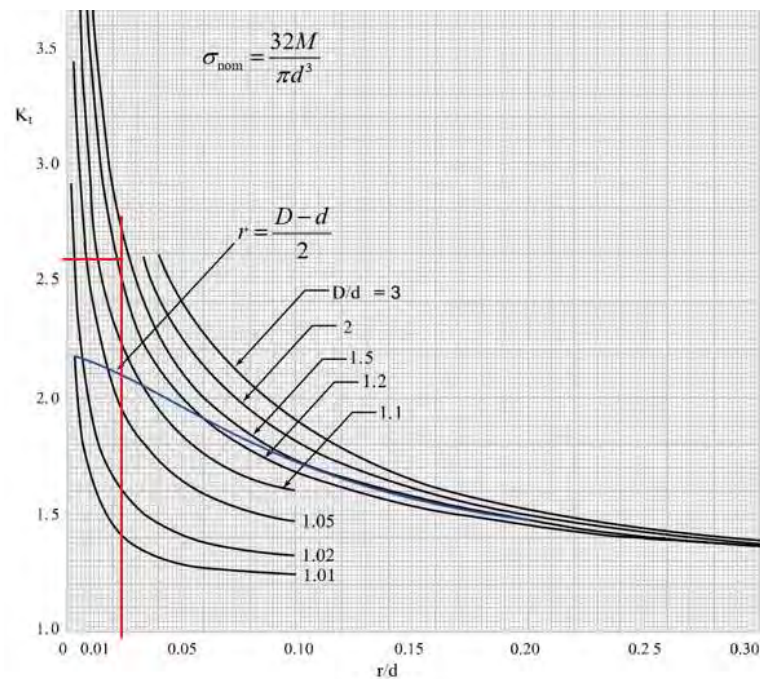
Coefficiente de confiabilidad:

$$Co = 90 \%$$

$$c_c := 0.897$$

Concentración de esfuerzos:

Para flexión:



$$R_{z1020} := R_{t1020} = 10 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\frac{d_2}{d_1} = 1.29$$

$$\frac{r_{a1}}{d_1} = 0.025$$

$$K_{tfl} := 2.58$$

$$\eta := \frac{1}{1 + \frac{8}{\frac{r_{a1}}{\text{mm}}} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_{F-1020}}{\sigma_{1020}}\right)^3} = 0.34$$

$$\beta_{f1} := 1 + \eta \cdot (K_{tfl} - 1) = 1.532$$

Entonces:

$$\text{Esfuerzo de flexión alternante aumentado: } \sigma'_{fa1} := \left(\frac{\beta_{f1}}{c_s \cdot c_{tfl} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargf} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{fa1} = 0 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de corte alternante aumentado: } \tau'_{ca1} := \left(\frac{1}{c_s \cdot c_{temp} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ca1} = 1.6 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente medio: } \sigma_{meq1} := \sqrt{\sigma_{fm1}^2 + 3 \cdot \tau_{cm1}^2} = 2.25 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente alternante: } \sigma'_{aeq1} := \sqrt{\sigma'_{fa1}^2 + 3 \cdot \tau'_{ca1}^2} = 2.76 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente superior: } \sigma_{seq1} := \sqrt{\sigma_{fs1}^2 + 3 \cdot \tau_{cs1}^2} = 4.5033 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de seguridad a la fatiga: } FS_{fat1} := \left(\frac{\sigma_{meq1}}{\sigma_{1020}} + \frac{\sigma'_{aeq1}}{\sigma_{Alt1020}} \right)^{-1} = 97.68$$

$$\text{Factor de seguridad a la fluencia: } FS_{flu1} := \frac{\sigma_{F-1020}}{\sigma_{seq1}} = 97.93$$

Analizando la segunda sección ubicada a $d_{s2} = 70 \text{ mm}$

Esfuerzo de flexión superior: $\sigma_{fs2} := \sigma_{f2} = 73.947 \text{ MPa}$

Esfuerzo de flexión inferior: $\sigma_{fi2} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión medio: $\sigma_{fm2} := \frac{\sigma_{fs2} + \sigma_{fi2}}{2} = 36.9735 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión alternante: $\sigma_{fa2} := \frac{\sigma_{fs2} - \sigma_{fi2}}{2} = 36.9735 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte superior: $\tau_{cs2} := \tau_{c2} = 2.93 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte inferior: $\tau_{ci2} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de corte medio: $\tau_{cm2} := \frac{\tau_{cs2} + \tau_{ci2}}{2} = 1.46 \text{ MPa}$

Esfuerzon de corte alternante: $\tau_{ca2} := \frac{\tau_{cs2} - \tau_{ci2}}{2} = 1.46 \text{ MPa}$

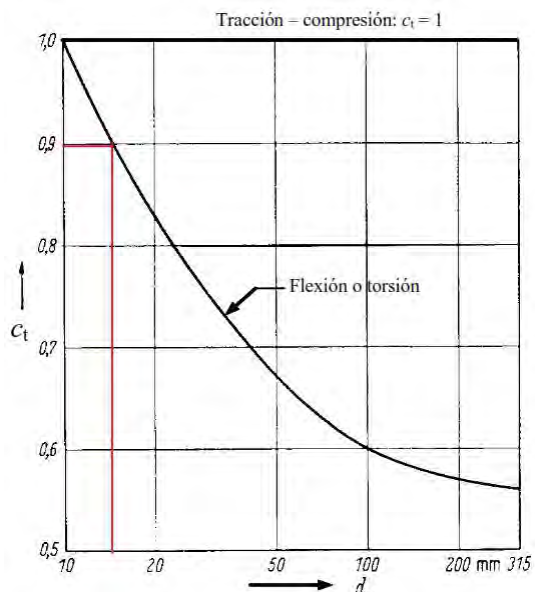
Esfuerzo de torsión superior: $\tau_{ts2} := \tau_{t2} = -40.236 \text{ MPa}$

Esfuerzo de torsión inferior: $\tau_{ti2} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de torsión medio: $\tau_{tm2} := \frac{\tau_{ts2} + \tau_{ti2}}{2} = -20.12 \text{ MPa}$

Esfuerzon de torsión alternante: $\tau_{ta2} := \frac{\tau_{ts2} - \tau_{ti2}}{2} = -20.12 \text{ MPa}$

Factores que afectan a la resistencia a la fatiga:



Coefficiente de tamaño:

$d_2 = 15.5 \text{ mm}$

Para la flexión: $c_{tf2} := 0.9$

Para la torsión: $c_{tt2} := 0.9$

Concentración de esfuerzos:

Para la flexión: $\beta_{f2} := 1$

Para la torsión: $\beta_{t2} := 1$

Entonces:

Esfuerzo de flexión alternante aumentado: $\sigma'_{fa2} := \left(\frac{\beta_{f2}}{c_s \cdot c_{tf2} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargf} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{fa2} = 50.43 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte alternante aumentado: $\tau'_{ca2} := \left(\frac{1}{c_s \cdot c_{temp} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ca2} = 1.8 \text{ MPa}$

Esfuerzo de torsión alternante aumentado: $\tau'_{ta2} := \left(\frac{\beta_{t2}}{c_s \cdot c_{tt2} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargt} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ta2} = -27.4 \text{ MPa}$

Esfuerzo equivalente medio: $\sigma_{meq2} := \sqrt{\sigma_{fm2}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{cm2}^2 + \tau_{tm2}^2 \right)} = 50.87 \text{ MPa}$

Esfuerzo equivalente alternante: $\sigma'_{aeq2} := \sqrt{\sigma'_{fa2}^2 + 3 \cdot \left(\tau'_{ca2}^2 + \tau'_{ta2}^2 \right)} = 69.37 \text{ MPa}$

Esfuerzo equivalente superior: $\sigma_{seq2} := \sqrt{\sigma_{fs2}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{cs2}^2 + \tau_{ts2}^2 \right)} = 101.74 \text{ MPa}$

Factor de seguridad a la fatiga: $FS_{fat2} := \left(\frac{\sigma_{meq2}}{\sigma_{1020}} + \frac{\sigma'_{aeq2}}{\sigma_{Alt1020}} \right)^{-1} = 4.01$

Factor de seguridad a la fluencia: $FS_{flu2} := \frac{\sigma_{F-1020}}{\sigma_{seq2}} = 4.33$

Analizando la tercera sección ubicada a $d_{s3} = 84.5 \text{ mm}$

Esfuerzo de flexión superior: $\sigma_{fs3} := \sigma_{f3} = 52 \text{ MPa}$

Esfuerzo de flexión inferior: $\sigma_{fi3} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión medio: $\sigma_{fm3} := \frac{\sigma_{fs3} + \sigma_{fi3}}{2} = 26 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión alternante: $\sigma_{fa3} := \frac{\sigma_{fs3} - \sigma_{fi3}}{2} = 26 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte superior: $\tau_{cs3} := \tau_{c3} = 4.35 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte inferior: $\tau_{ci3} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de corte medio: $\tau_{cm3} := \frac{\tau_{cs3} + \tau_{ci3}}{2} = 2.17 \text{ MPa}$

$$\text{Esfuerzon de corte alternante: } \tau_{ca3} := \frac{\tau_{cs3} - \tau_{ci3}}{2} = 2.17 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de torsión superior: } \tau_{ts3} := \tau_{t3} = -40.236 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de torsión inferior: } \tau_{ti3} := 0 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzon de torsión medio: } \tau_{tm3} := \frac{\tau_{ts3} + \tau_{ti3}}{2} = -20.12 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzon de torsión alternante: } \tau_{ta3} := \frac{\tau_{ts2} - \tau_{ti2}}{2} = -20.12 \text{ MPa}$$

Factores que afectan a la resistencia a la fatiga:

Coefficiente de tamaño:

$$\text{Para la flexión: } c_{tf3} := c_{tf2} = 0.9$$

$$\text{Para la torsión: } c_{tt3} := c_{tt2} = 0.9$$

Concentración de esfuerzos:

$$\text{Para la flexión: } \beta_{f3} := \beta_{f2} = 1$$

$$\text{Para la torsión: } \beta_{t3} := \beta_{t2} = 1$$

Entonces:

$$\text{Esfuerzo de flexión alternante aumentado: } \sigma'_{fa3} := \left(\frac{\beta_{f3}}{c_s \cdot c_{tf3} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargf} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{fa3} = 35.47 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de corte alternante aumentado: } \tau'_{ca3} := \left(\frac{1}{c_s \cdot c_{temp} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ca3} = 2.67 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de torsión alternante aumentado: } \tau'_{ta3} := \left(\frac{\beta_{t3}}{c_s \cdot c_{tt3} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargt} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ta3} = -27.4 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente medio: } \sigma_{meq3} := \sqrt{\sigma_{fm3}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{cm3}^2 + \tau_{tm3}^2 \right)} = 43.64 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente alternante: } \sigma'_{aeq3} := \sqrt{\sigma'_{fa3}^2 + 3 \cdot \left(\tau'_{ca3}^2 + \tau'_{ta3}^2 \right)} = 59.48 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente superior: } \sigma_{seq3} := \sqrt{\sigma_{fs3}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{cs3}^2 + \tau_{ts3}^2 \right)} = 87.28 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de seguridad a la fatiga: } FS_{fat3} := \left(\frac{\sigma_{meq3}}{\sigma_{1020}} + \frac{\sigma'_{aeq3}}{\sigma_{Alt1020}} \right)^{-1} = 4.67$$

Factor de seguridad a la fluencia:

$$FS_{flu3} := \frac{\sigma_{F1020}}{\sigma_{seq3}} = 5.05$$

Analizando la cuarta sección ubicada a $d_{s4} = 119 \text{ mm}$

Esfuerzo de flexión superior: $\sigma_{fs4} := \sigma_{f4} = 0.105 \text{ MPa}$

Esfuerzo de flexión inferior: $\sigma_{fi4} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión medio: $\sigma_{fm4} := \frac{\sigma_{fs4} + \sigma_{fi4}}{2} = 0.0525 \text{ MPa}$

Esfuerzon de flexión alternante: $\sigma_{fa4} := \frac{\sigma_{fs4} - \sigma_{fi4}}{2} = 0.0525 \text{ MPa}$

Esfuerzo normal superior: $\sigma_{Ns4} := -\sigma_{N4} = -0.461 \text{ MPa}$

Esfuerzo normal inferior: $\sigma_{Ni4} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon normal medio: $\sigma_{Nm4} := \frac{\sigma_{Ns4} + \sigma_{Ni4}}{2} = -0.2305 \text{ MPa}$

Esfuerzon normal alternante: $\sigma_{Na4} := \frac{\sigma_{Ns4} - \sigma_{Ni4}}{2} = -0.2305 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte superior: $\tau_{cs4} := \tau_{c4} = 4.873 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte inferior: $\tau_{ci4} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de corte medio: $\tau_{cm4} := \frac{\tau_{cs4} + \tau_{ci4}}{2} = 2.44 \text{ MPa}$

Esfuerzon de corte alternante: $\tau_{ca4} := \frac{\tau_{cs4} - \tau_{ci4}}{2} = 2.44 \text{ MPa}$

Esfuerzo de torsión superior: $\tau_{ts4} := \tau_{t4} = -86.71 \text{ MPa}$

Esfuerzo de torsión inferior: $\tau_{ti4} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de torsión medio: $\tau_{tm4} := \frac{\tau_{ts4} + \tau_{ti4}}{2} = -43.36 \text{ MPa}$

Esfuerzon de torsión alternante: $\tau_{ta4} := \frac{\tau_{ts4} - \tau_{ti4}}{2} = -43.36 \text{ MPa}$

Factores que afectan a la resistencia a la fatiga:

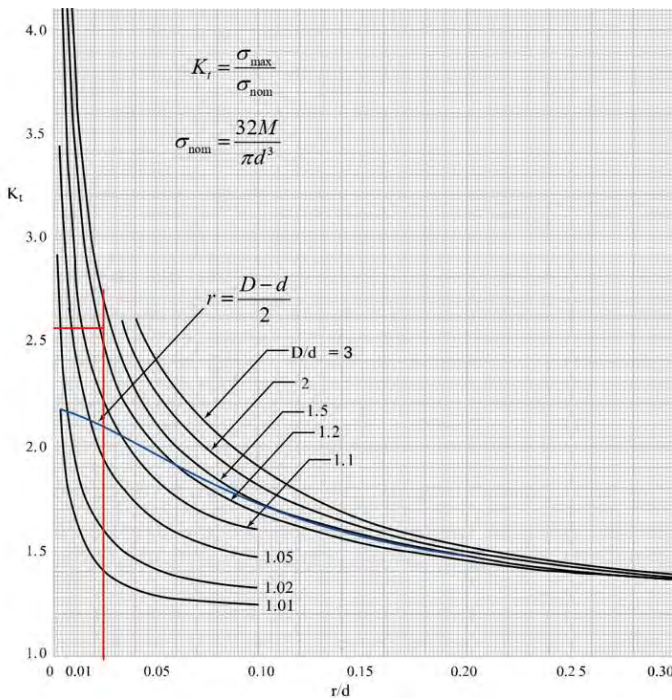
Coefficiente de tamaño:

Para la flexión: $c_{tf4} := c_{tf1} = 0.93$

Para la compresión: $c_{tN4} := c_{tN1} = 1$

Para la torsión: $c_{tt4} := c_{tt1} = 0.93$

Concentración de esfuerzos:



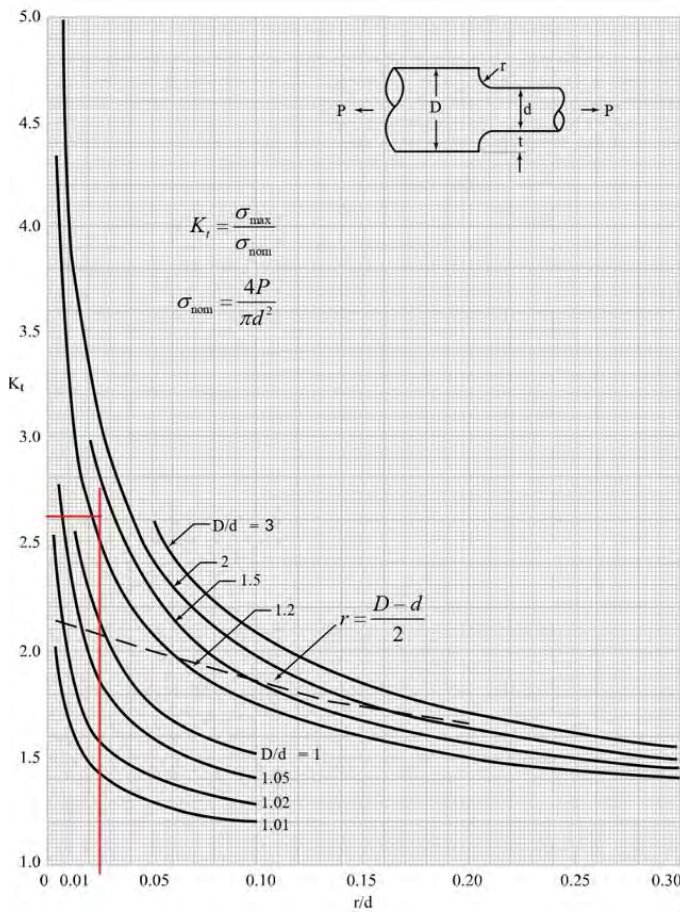
Para flexión:

$$\frac{d_3}{d_1} = 1.25$$

$$\frac{r_{a1}}{d_1} = 0.025$$

$$K_{tf4} := 2.13$$

$$\beta_{f4} := 1 + \eta \cdot (K_{tf4} - 1) = 1.38$$



Para compresión:

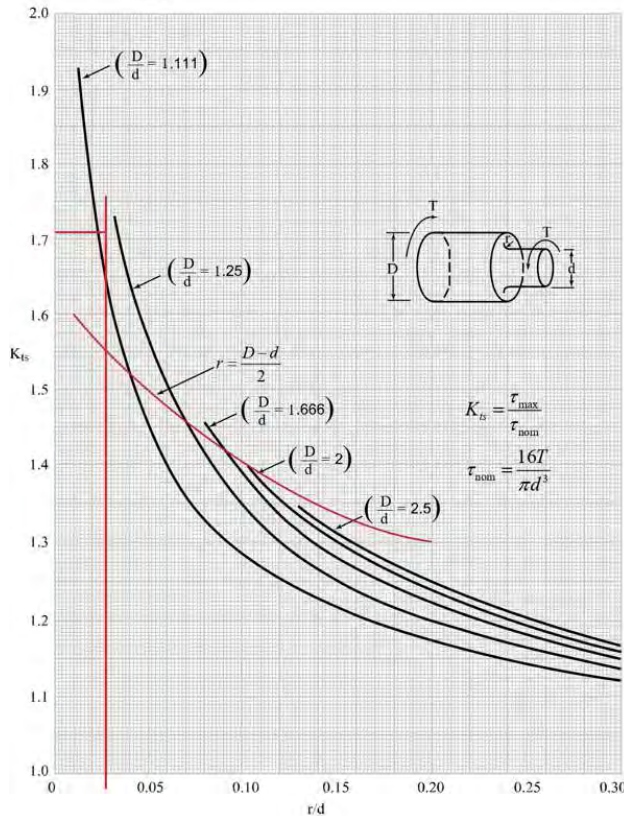
$$\frac{d_3}{d_1} = 1.25$$

$$\frac{r_{a1}}{d_1} = 0.025$$

$$K_{tN4} := 2.615$$

$$\eta = 0.34$$

$$\beta_{N4} := 1 + \eta \cdot (K_{tN4} - 1) = 1.543$$



Para torsión:

$$\frac{d_3}{d_1} = 1.25$$

$$\frac{r_{a1}}{d_1} = 0.025$$

$$K_{tt4} := 1.715$$

$$\eta = 0.34$$

$$\beta_{t4} := 1 + \eta \cdot (K_{tt4} - 1) = 1.241$$

Entonces:

$$\text{Esfuerzo de flexión alternante aumentado: } \sigma'_{fa4} := \left(\frac{\beta_{f4}}{c_s \cdot c_{tf4} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargf} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{fa4} = 0.1 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo normal alternante aumentado: } \sigma'_{Na4} := \left(\frac{\beta_{N4}}{c_s \cdot c_{tN4} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargN} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{Na4} = -0.51 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de corte alternante aumentado: } \tau'_{ca4} := \left(\frac{1}{c_s \cdot c_{temp} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ca4} = 2.99 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de torsión alternante aumentado: } \tau'_{ta4} := \left(\frac{\beta_{t4}}{c_s \cdot c_{tt4} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargt} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ta4} = -71 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente medio: } \sigma_{meq4} := \sqrt{\sigma_{fm4}^2 + \sigma_{Nm4}^2 + 3 \cdot (\tau_{cm4}^2 + \tau_{tm4}^2)} = 75.21 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente alternante: } \sigma'_{aeq4} := \sqrt{\sigma'_{fa4}^2 + \sigma'_{Na4}^2 + 3 \cdot (\tau'_{ca4}^2 + \tau'_{ta4}^2)} = 123.08 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente superior: } \sigma_{seq4} := \sqrt{\sigma_{fs4}^2 + \sigma_{Ns4}^2 + 3 \cdot (\tau_{cs4}^2 + \tau_{ts4}^2)} = 150.42 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de seguridad a la fatiga: } FS_{fat4} := \left(\frac{\sigma_{meq4}}{\sigma_{1020}} + \frac{\sigma'_{aeq4}}{\sigma_{Alt1020}} \right)^{-1} = 2.36$$

Factor de seguridad a la fluencia:

$$FS_{flu4} := \frac{\sigma_{F1020}}{\sigma_{seq4}} = 2.93$$

Analizando la quinta sección ubicada a $d_{s5} = 144 \text{ mm}$

Esfuerzo normal superior: $\sigma_{Ns5} := -\sigma_{N5} = -0.664 \text{ MPa}$

Esfuerzo normal inferior: $\sigma_{Ni5} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon normal medio: $\sigma_{Nm5} := \frac{\sigma_{Ns5} + \sigma_{Ni5}}{2} = -0.332 \text{ MPa}$

Esfuerzon normal alternante: $\sigma_{Na5} := \frac{\sigma_{Ns5} - \sigma_{Ni5}}{2} = -0.332 \text{ MPa}$

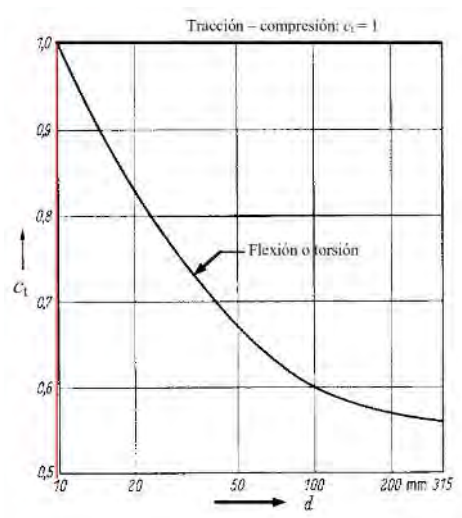
Esfuerzo de torsión superior: $\tau_{ts5} := \tau_{t5} = -149.835 \text{ MPa}$

Esfuerzo de torsión inferior: $\tau_{ti5} := 0 \text{ MPa}$

Esfuerzon de torsión medio: $\tau_{tm5} := \frac{\tau_{ts5} + \tau_{ti5}}{2} = -74.92 \text{ MPa}$

Esfuerzon de torsión alternante: $\tau_{ta5} := \frac{\tau_{ts5} - \tau_{ti5}}{2} = -74.92 \text{ MPa}$

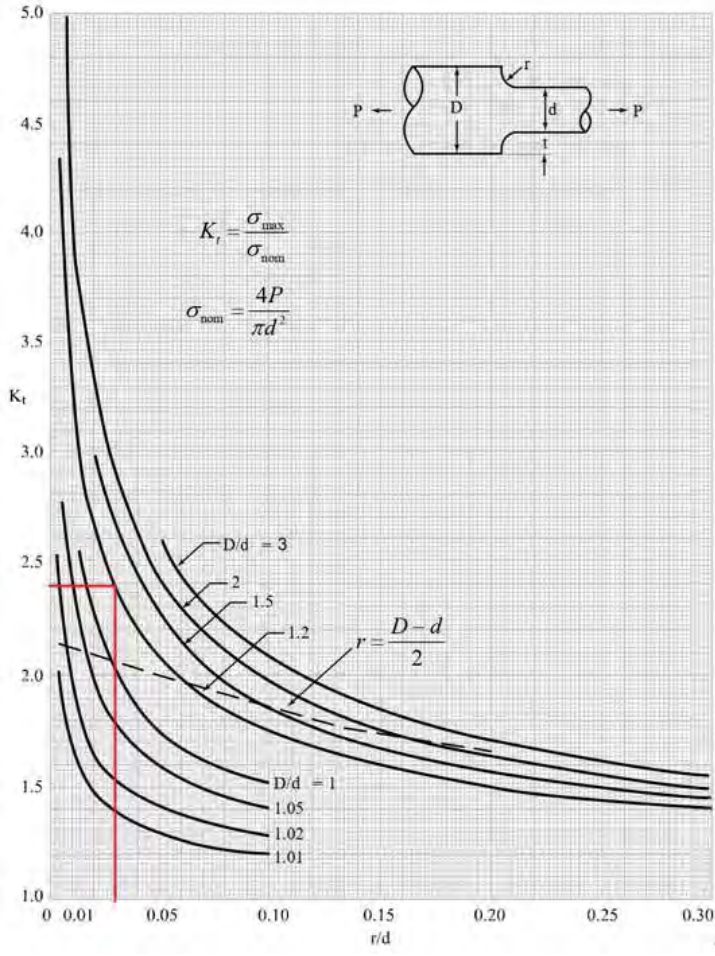
Factores que afectan a la resistencia a la fatiga:

Coefficiente de tamaño:

Para la torsión: $c_{tt5} := 1$

Para la compresión: $c_{tN5} := 1$

Concentración de esfuerzos:



Para la compresión:

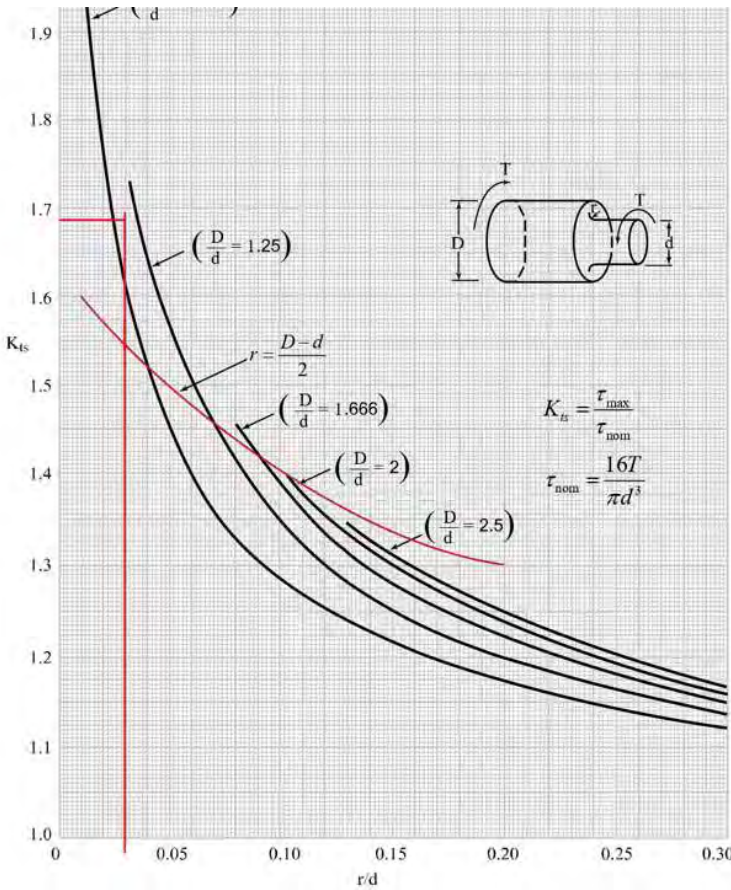
$$\frac{d_1}{d_5} = 1.2$$

$$\frac{r_{a1}}{d_5} = 0.03$$

$$K_{tN5} := 2.4$$

$$\eta = 0.34$$

$$\beta_{N5} := 1 + \eta \cdot (K_{tN5} - 1) = 1.471$$



Para torsión:

$$\frac{d_1}{d_5} = 1.2$$

$$\frac{r_{a1}}{d_5} = 0.03$$

$$K_{tt5} := 1.69$$

$$\eta = 0.34$$

$$\beta_{t5} := 1 + \eta \cdot (K_{tt5} - 1) = 1.232$$

Entonces:

$$\text{Esfuerzo normal alternante aumentado: } \sigma'_{Na5} := \left(\frac{\beta_{N5}}{c_s \cdot c_{tN5} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargN} \cdot c_c} \right) \cdot \sigma_{Na5} = -0.71 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo de torsión alternante aumentado: } \tau'_{ta5} := \left(\frac{\beta_{t5}}{c_s \cdot c_{tt5} \cdot c_{temp} \cdot c_{cargt} \cdot c_c} \right) \cdot \tau_{ta5} = -113.3 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente medio: } \sigma_{meq5} := \sqrt{\sigma_{Nm5}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{tm5} \right)^2} = 129.76 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente alternante: } \sigma'_{aeq5} := \sqrt{\sigma'_{Na5}^2 + 3 \cdot \left(\tau'_{ta5} \right)^2} = 196.29 \text{ MPa}$$

$$\text{Esfuerzo equivalente superior: } \sigma_{seq5} := \sqrt{\sigma_{Ns5}^2 + 3 \cdot \left(\tau_{ts5} \right)^2} = 259.52 \text{ MPa}$$

$$\text{Factor de seguridad a la fatiga: } FS_{fat5} := \left(\frac{\sigma_{meq5}}{\sigma_{1020}} + \frac{\sigma'_{aeq5}}{\sigma_{Alt1020}} \right)^{-1} = 1.46$$

$$\text{Factor de seguridad a la fluencia: } FS_{flu5} := \frac{\sigma_{F-1020}}{\sigma_{seq5}} = 1.7$$

Resumen de factores de seguridad:

A la fatiga:

$$FS_{fat1} = 97.68$$

$$FS_{fat2} = 4.01$$

$$FS_{fat3} = 4.67$$

$$FS_{fat4} = 2.36$$

$$FS_{fat5} = 1.46$$

A la fluencia:

$$FS_{flu1} = 97.93$$

$$FS_{flu2} = 4.33$$

$$FS_{flu3} = 5.05$$

$$FS_{flu4} = 2.93$$

$$FS_{flu5} = 1.7$$

Se observa que el eje no falla ni por fluencia ni por fatiga; sin embargo su zona crítica es la 5, que se encuentra a $d_{s5} = 144 \text{ mm}$.

SELECCIÓN DEL LIMITADOR DE TORQUE

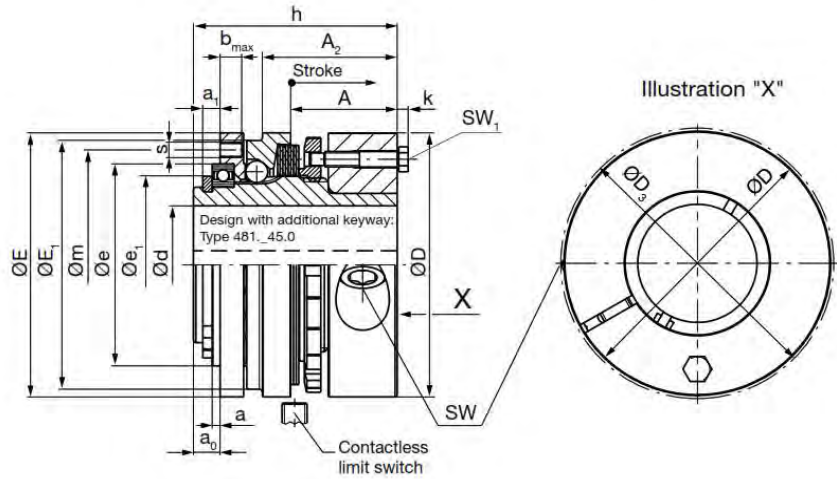
Se opta por el modelo EAS-Smartic de la marca Mayr.

EAS[®]-smartic[®] synchronous clutch Type 481._.5.0

EAS[®]-smartic[®] flange design

Type 481._.35.0
 with clamping ring hub

Type 481._.45.0
 with clamping ring hub and keyway



Technical Data				Size				
				01	0	1	2	
Limit torques for overload	Type 481.2_5.0 (Torque range 2)	M_G	[Nm]	2,7 – 5	5 – 10	10 – 20	20 – 40	
	Type 481.3_5.0 (Torque range 3)	M_G	[Nm]	5 – 10	10 – 20	20 – 40	40 – 80	
	Type 481.4_5.0 (Torque range 4)	M_G	[Nm]	8 – 15	15 – 30	30 – 60	60 – 120	
	Type 481.5_5.0 (Torque range 5)	M_G	[Nm]	11 – 20	20 – 40	40 – 80	80 – 160	
	Type 481.6_5.0 (Torque range 6)	M_G	[Nm]	18 – 33	35 – 65	70 – 125	140 – 250	
	Type 481.7_5.0 (Torque range 7)	M_G	[Nm]	32 – 40	60 – 80	120 – 160	240 – 320	
	Type 481.8_5.0 ⁹⁾ (Torque range 8)	M_G	[Nm]	35 – 60	70 – 120	150 – 240	300 – 500	
Maximum speed		n_{max}	[rpm]	3000	3000	2500	2000	
Thrust washer stroke on overload			[mm]	0,9	1,1	1,3	1,5	
Tightening torques, clamping screws	SW	T_A	[Nm]	40	40	83	140	
Mass moments of inertia ⁹⁾	Type 481._.25.0	EAS [®] -smartic [®] hub-side	J	[kgm ²]	0,00011	0,00037	0,00090	0,00220
		Output-side	J	[kgm ²]	0,00004	0,00012	0,00025	0,00060
	Type 481._.35.0	EAS [®] -smartic [®] hub-side	J	[kgm ²]	0,00021	0,00061	0,00177	0,00350
		Output-side	J	[kgm ²]	0,00004	0,00012	0,00025	0,00060
Weights ⁹⁾	Type 481._.25.0		[kg]	0,37	0,71	1,14	1,92	
	Type 481._.35.0		[kg]	0,60	1,00	1,62	2,62	
Permitted bearing load	Axial forces	F_A	[N]	400	500	800	1200	
	Radial forces	F_R	[N]	400	500	800	1200	
	Transverse force torques ¹⁰⁾	M_Q	[Nm]	3	5	10	15	

Torque máximo permitido: $M_1 = 29.42 \text{ J}$

Determinación de rango: $M_1 > 18 \text{ J} = 1$ $M_1 < 33 \text{ J} = 1$ \in Rango 6

Order Number

_ / 4 8 1 . _ _ 5 . 0 / _ / _ / _						
△		△		△		△
Size	Torque range	2	2	Keyway	Bore	Bore
01	Torque range	3	3	Clamping ring hub	$\varnothing d^{H7}$	$\varnothing d_2^{H7}$
0	Torque range	4	4	Clamping ring hub		
1	Torque range	5		+ keyway		
2	Torque range	6				With limit switch
	Torque range	7				see page 10
	Torque range	8				

GEOMETRÍA DEL LIMITADOR DE TORQUE

Diámetro del eje de entrada: $d_5 = 10 \text{ mm}$

Comprobación de tamaño: $d_5 \geq 10 \text{ mm} = 1$ $d_5 \leq 22 \text{ mm} = 1$ OK!

Dimensions	Size			
	01	0	1	2
a ¹⁾	2,5	2,5	2,5	3
a ₀	6,5	7,5	8,5	9
a ₁	4,5	5	5,5	6
A	29	29	34	38
A ₁	14	15	17	19
A ₂	33,5	37	43	50
A ₃	18,3	23	26	31
b _{max}	6	6,5	7	9,5
Ø D	55	70	85	100
Ø D ₂	50	65	78	91
Ø D ₃	59	72	88	104
Ø e _{hs}	42	52	65	78
Ø e ₁	39	50,5	61	72
Ø E	55	70	85	100
Ø E ₁	50	65	80	95
h	51	56	65	75
h ₁	36	42	48	56
k	2,8	2,8	3,5	4
k ₁	1,5	2,8	3,5	3,5
m	48	60	74	89
s	8 x M4	8 x M4	8 x M5	8 x M6
SW	6	6	8	10
SW ₁	7	7	8	10
SW ₃	5	7	8	8

Bores	Size	Size			
		01	0	1	2
Type 481._25.0 Ø d ₂ ^{H7}	min.	10	14	19	20
	max.	22 ³⁾	30 ⁴⁾	38 ⁵⁾	45 ⁶⁾
Type 481._35.0 Ø d ^{H7}	min. ²⁾	10	14	19	20
	max. ²⁾	22	32	42	50
Type 481._45.0 Ø d ^{H7}	min.	10	14	19	20
	max.	20 ⁷⁾	30 ⁴⁾	38 ⁵⁾	45 ⁶⁾

We reserve the right to make dimensional and constructional alterations.

Accessory parts (hook wrench for torque adjustment)		
Size	Article number hook wrench	
	Type 481._25.0	Types 481._35.0 / 481._45.0
01	8170662	8170663
0	4084939	4084158
1	4084939	4084158
2	4084940	4084159

- 1) Mounting tolerance +0,1.
- 2) The frictionally-locking transmittable torques are dependent on the bore diameter d, see Table below on page 6.
- 3) Up to ø 19 keyway acc. DIN 6885/1, over ø 19 keyway acc. DIN 6885/3
- 4) Up to ø 27 keyway acc. DIN 6885/1, over ø 27 keyway acc. DIN 6885/3
- 5) Up to ø 36 keyway acc. DIN 6885/1, over ø 36 keyway acc. DIN 6885/3
- 6) Up to ø 43 keyway acc. DIN 6885/1, over ø 43 keyway acc. DIN 6885/3
- 7) Up to ø 17 keyway acc. DIN 6885/1, over ø 17 keyway acc. DIN 6885/3

Se corrobora que el diámetro indicado para el eje es correcto y, finalmente, se tiene que el modelo seleccionado es el **01/481.635.0/10/without limit switch** de la marca Mayr.

ANEXO 8

PASADOR ELÁSTICO RANURADO

MATERIALES :

Material: Acero AISI 1080

Límite de resistencia mecánica del material: $\sigma_{1080} := 703 \text{ MPa}$

Límite a la fluencia del material: $\sigma_{F_1080} := 385 \text{ MPa}$

Fuerza de corte límite del pasador: $F_{c_1080} := 12.3 \text{ kN}$

DIÁ. NOM.	ISO kN	ASME kN	AUMENTO %
1.5	1.58	1.8	13.9
2	2.82	3.5	24.1
2.5	4.38	5.5	25.6
3	6.32	7.8	23.4
4	11.24	12.3	9.4
5	17.54	19.6	11.7
6	26.04	28.5	9.4
8	42.76	48.8	14.1
10	70.16	79.1	12.7
12	104.1	104.1	0

Catálogo

Chemical Composition

The chemical composition of AISI 1070 carbon steel is outlined in the following table.

Element	Content (%)
Iron, Fe	~ 98
Carbon, C	0.65 - 0.75
Manganese, Mn	0.60 - 0.90
Sulfur, S	0.050 (max)
Phosphorous, P	0.04 (max)

Physical Properties

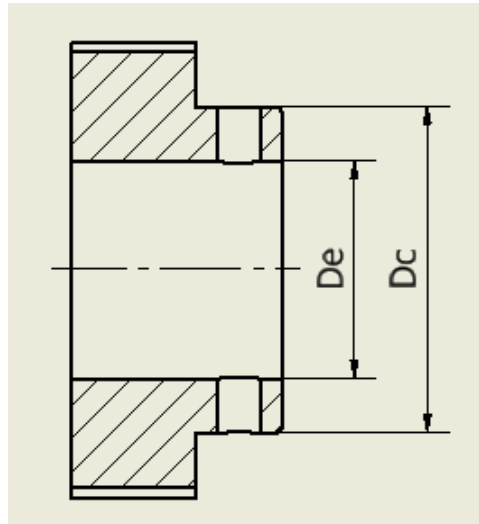
The physical properties of AISI 1070 carbon steel are tabulated below.

Properties	Metric	Imperial
Density	7.7-8.03 g/cm ³	0.278-0.290 lb/in ³

Physical Properties	Metric	English
Density	7.87 g/cc	0.284 lb/in ³
Mechanical Properties	Metric	English
Hardness, Brinell	212	212
Hardness, Knoop	235	235
Hardness, Rockwell B	94	94
Hardness, Rockwell C	16	16
Hardness, Vickers	223	223
Tensile Strength, Ultimate	703 MPa	102000 psi
Tensile Strength, Yield	385 MPa	55800 psi
Elongation at Break	12 %	12 %
Reduction of Area	30 %	30 %
Modulus of Elasticity	200 GPa	29000 ksi
Bulk Modulus	160 GPa	23200 ksi
Poissons Ratio	0.29	0.29
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi

GEOMETRÍA DEL PASADOR Y DEL CUBO:

Geometría del cubo:



Diámetro del eje: $D_e := d_2 = 15.5 \text{ mm}$

Diámetro del cubo: $D_c := 35 \text{ mm}$

Geometría del pasador

Se establece que el largo del pasador debe ser igual que el diámetro del cubo. A partir de esto se selecciona el pasador ranurado del catálogo SPIROL adjunto.

Longitud del pasador ranurado: $L_{pr} := D_c = 35 \text{ mm}$

Diámetro del pasador ranurado: $d_{pr} := 4 \text{ mm}$

Catálogo

SPIROL PADADORES ESPECIFICACIONES MÉTRICA ESTÁNDAR

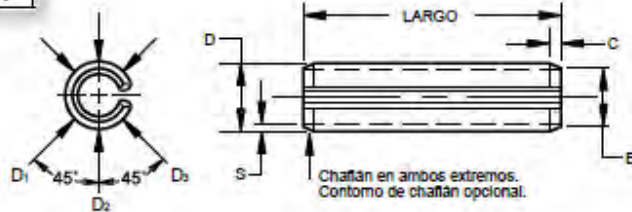
MATERIALES Y DUREZA DE LOS PASADORES

B	Acero alto en carbono	HV 458-560
C	Acero inoxidable martensítico	HV 423-544
D	Acero inoxidable austenítico	Endurecidos por trabajo

ACABADOS DE PASADORES

K	Liso
T	Zincado mecánico

Los pasadores de acero al carbono común tienen un acabado de aceite de protección.



ESPECIFICACIONES MÉTRICAS

DIÁMETRO NOMINAL		1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12
DIÁMETRO DEL PASADOR D	MÁX. ¹	1.66	2.19	2.72	3.25	4.30	5.33	6.36	8.45	10.51	12.55
	MIN. ²	1.58	2.10	2.62	3.14	4.16	5.17	6.18	8.22	10.25	12.28
DIÁMETRO DEL CHAFLÁN B	MÁX.	1.4	1.9	2.4	2.9	3.9	4.8	5.8	7.8	9.7	11.7
	MÍN.	0.7	0.8	0.9	1.0	1.2	1.4	1.6	2.0	2.4	2.8
LARGO DEL CHAFLÁN C	MÁX.	0.15	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.4	0.4	0.5	0.6
	MIN.	0.35	0.45	0.55	0.65	0.8	1.0	1.2	1.6	2.0	2.5
TAMAÑO RECOMENDADO DEL ORIFICIO	MÁX.	1.56	2.07	2.58	3.10	4.12	5.12	6.12	8.15	10.15	12.18
	MIN.	1.50	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00	6.00	8.00	10.00	12.00
FUERZA DE CORTE DOBLE MINIMA, KN	ACERO CARBONO Y MARTENSÍTICO	1.8	3.5	5.5	7.8	12.3	19.6	28.5	48.8	79.1	104.1
	ACERO AUSTENÍTICO	1.0	2.0	3.2	4.5	7.2	11.4	16.6	28.4	46.1	60.7

TAMAÑOS MÉTRICOS ESTÁNDAR

¹ Diámetro máximo medido con gage de anillo "pasa". ² El diámetro mínimo es el promedio de D1, D2 y D3.

DIÁMETRO NOMINAL		1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12
LARGO	5										
	6										
	8										
	10										
	12										
	14										
	16										
	18										
	20										
	22										
	24										
	26										
	28										
	30										
	32										
	35										
	40										
	45										
	50										
	55										
60											
65											
70											
75											
80											

Largo nominal del pasador **Tolerancia de longitud** **Tolerancia longitud**

Hasta 24 mm incl. ± 0.40 mm 0.40 mm

Más de 24 mm a 50 mm incl. ± 0.50 mm 0.50 mm

Más de 50 mm a 75 mm incl. ± 0.60 mm 0.60 mm

Más de 75 mm ± 0.75 mm 0.75 mm

Especificaciones del gage de rectitud³

Largo nominal del pasador	Largo del gage	Diámetro del orificio del gage = Diámetro máximo del pasador más:	
		MIN.	MAX.
Up to 24mm incl.	25mm ± 0.15mm	0.20mm	0.22mm
24mm - 50mm	50mm ± 0.15mm	0.40mm	0.43mm
Over 50mm	75mm ± 0.15mm	0.60mm	0.64mm

■ Disponible en acero de alto carbono y acero inoxidable

■ Solo disponible en acero de alto carbono

Verificación de geometría

De acuerdo con las recomendaciones de diseño del libro "Elementos de máquinas" de Kurt Pulsen, las dimensiones anteriores deben cumplir las siguientes proporciones:

$$\frac{D_c}{D_e} \geq 2 \quad \text{Para cubos de acero o acero fundido}$$

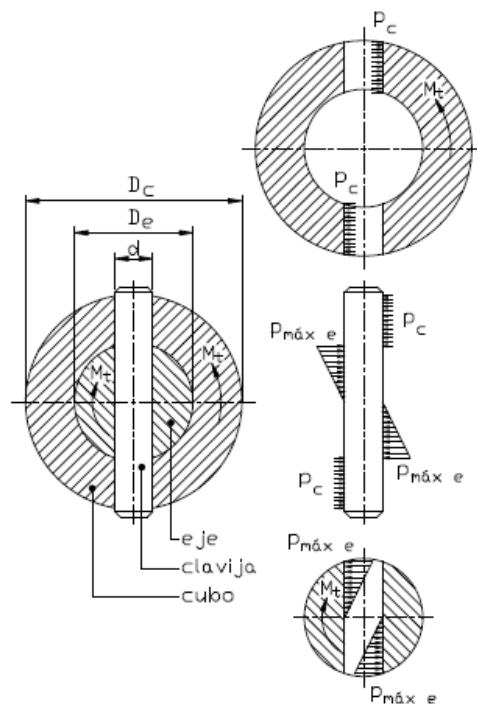
$$\frac{d}{D_e} = 0.2 \dots 0.3$$

Relación 1: $\frac{D_c}{D_e} = 2.3$ $\frac{D_c}{D_e} \geq 2 = 1$ Ok!

Relación 2: $\frac{d_{pr}}{D_e} = 0.258$ $\frac{d_{pr}}{D_e} \geq 0.2 = 1$ $\frac{d_{pr}}{D_e} \leq 0.3 = 1$ Ok!

VERIFICACIÓN DE ESFUERZOS

La distribución de esfuerzos en el pasador ranurado se distribuye de acuerdo al siguiente esquema.



Verificación por corte:

Fuerza de corte en el pasador ranurado: $F_{c_pr} := \frac{M_1}{D_e} = 1898.06 \text{ N}$

Factor de seguridad en corte: $FS_{corte_pr} := \frac{F_c \cdot 1080}{F_{c_pr}} = 6.48$

Verificación por aplastamiento:

Presión en el agujero del engranaje (cubo):
$$P_{cubo} := \frac{4 \cdot M_1}{\left(D_c^2 - D_e^2 \right) \cdot d_{pr}} = 29.88 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para el cubo:

$$FS_{cubo} := \frac{\sigma_{P_1540}}{P_{cubo}} = 22.93$$

Presión máxima en el agujero del eje:

$$P_{max_eje} := \frac{6 \cdot M_1}{d_{pr} \cdot D_e} = 183.68 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para el eje:

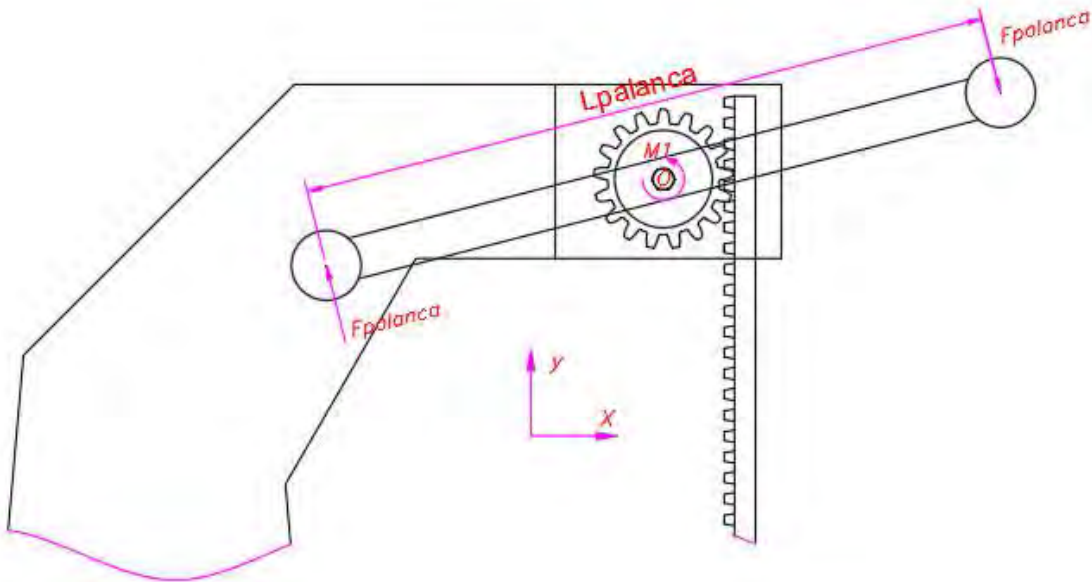
$$FS_{eje} := \frac{\sigma_{P_1020}}{P_{max_eje}} = 2.4$$

El pasador ranurado **SLTP4x35BK** no falla por corte; además, el eje y el cubo tampoco fallan por aplastamiento. El caso crítico es el de eje sometido a aplastamiento en donde se obtiene un $FS_{eje} = 2.4$.

ANEXO 9

PALANCA DE APLICACIÓN

A partir del momento M_1 que se le debe aplicar al piñón, se plantea una longitud para la manivela de accionamiento. Esta manivela aplicará el efecto de palanca sobre el piñón, por lo que la fuerza aplicada sobre las manivelas será menor que la fuerza de compresión planteada inicialmente.



Material de la palanca: AISI 1020

Longitud de palanca: $L_{palanca} := 450 \text{ mm}$

Sumatoria de momentos en O: $F_{palanca} := \frac{M_1}{L_{palanca}} = 65.4 \text{ N}$

$$F_{palanca} = 6.67 \text{ kgf}$$

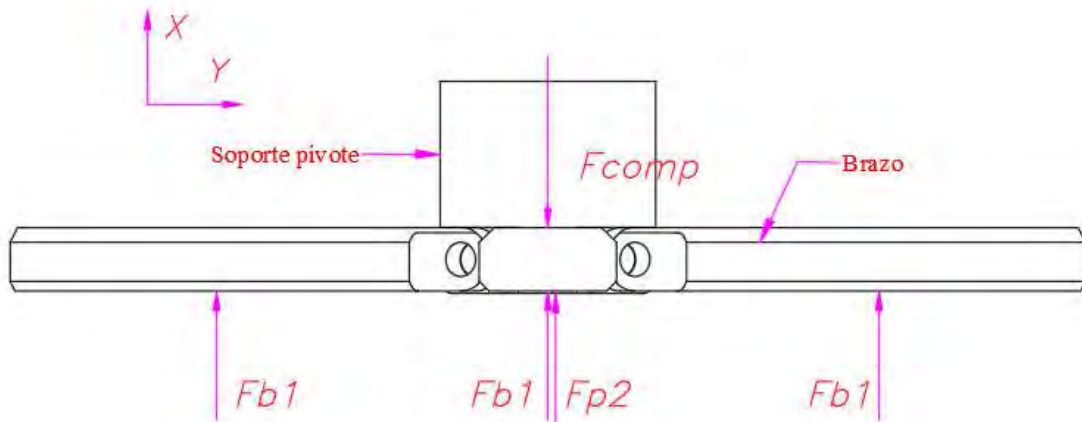
Estado de Suministro	Resistencia tracción kg/mm ²	Límite elástico kg/mm ²	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza brinell HB
Laminado en Caliente	40	31	25	45	140/180
Calibrado	55	38	15	30	180/220

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850 - 1150	Arena seca
Normalizado	880/920	Aire
Recocido	660/720	Horno
Cementación	900/930	Horno/Agua
Temple capa cementada	850/900	Aire
Revenido capa cementada	180/240	Aire

ANEXO 10

HERRAMIENTA DE COMPACTACIÓN

DISTRIBUCIÓN DE LA FUERZA DE COMPACTACIÓN:



Número de brazos de compactación:

$$z_{brazos} := 3$$

Área longitudinal de un brazo de compactación:

$$A_{brazo} := 597 \text{ mm}^2$$

Área transversal del soporte pivotante:

$$A_{pivote} := 165 \text{ mm}^2$$

Area total de la herramienta de compactación:

$$A_{herr} := z_{brazos} \cdot A_{brazo} + A_{pivote} = 1956 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo sobre la herramienta de compactación:

$$\sigma_{herr} := \frac{F_{comp}}{A_{herr}} = 501.36 \text{ kPa}$$

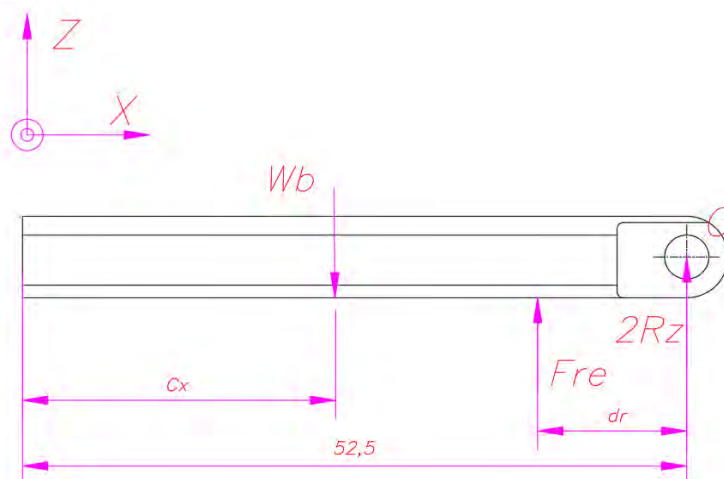
Fuerza ejercida sobre un brazo:

$$F_{b1} := \sigma_{herr} \cdot A_{brazo} = 299.31 \text{ N}$$

ESTÁTICA DEL BRAZO Y LA HERRAMIENTA:

Equilibrio de un brazo compactador en reposo:

Se analiza el equilibrio de un brazo de compactación cuando este se encuentra en su posición normalmente abierta y sin ejercer ninguna fuerza de compactación.



Masa de un brazo compactador: $M_b := 34 \text{ g}$

Peso de un brazo compactador: $W_b := M_b \cdot g_e = 0.333 \text{ N}$

Momento respecto a O ejercido por la fuerza del resorte de apoyo: $T_r := d_r \cdot F_{re}$

Hallando el centroide respecto al eje x:

Área del rectángulo mayor: $A_1 := 47 \text{ mm} \cdot 14 \text{ mm} = 658 \text{ mm}^2$

Centroide del rectángulo mayor: $C_{x1} := \frac{47}{2} \text{ mm} = 23.5 \text{ mm}$

Área de los rectángulos menores: $A_2 := 8.75 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm} = 26.25 \text{ mm}^2$

Centroide del rectángulo menor: $C_{x2} := 47 \text{ mm} + \frac{8.75}{2} \text{ mm} = 51.38 \text{ mm}$

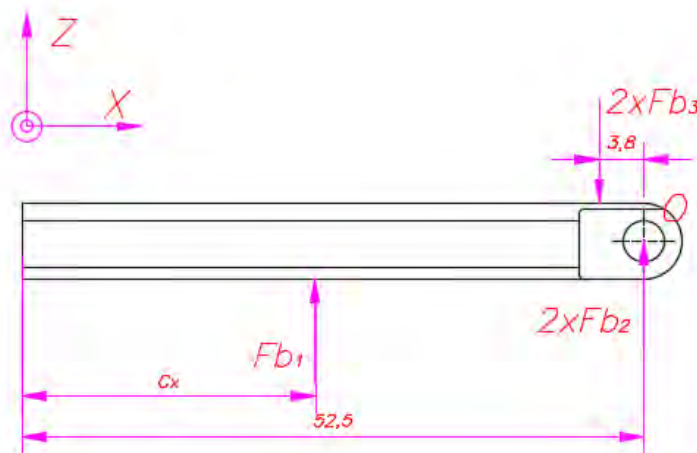
Centroide total respecto a x: $C_x := \frac{C_{x1} \cdot A_1 + C_{x2} \cdot A_2 \cdot 2}{A_1 + A_2 \cdot 2} = 25.56 \text{ mm}$

Sumatoria de momentos respecto al eje O: $M_o = 0$

$$T_r := W_b \cdot (52.5 \text{ mm} - C_x) = 8.98 \text{ N mm}$$

Estática en un brazo compactador en operación:

Se analiza el equilibrio de un brazo de compactación cuando este se encuentra en operación; es decir, cuando es sometido a las máximas fuerzas de compactación. Se desprecian las fuerzas del peso del brazo y del resorte de apoyo por sus pequeñas magnitudes.



Sumatoria de momentos respecto al eje O: $M_o = 0$

$$F_{b3} := \text{solve} \left(2 \cdot F_{b3} \text{ N} \cdot 3.8 \text{ mm} = F_{b1} \cdot (52.5 \text{ mm} - C_x); F_{b3}; 0; 10000 \right) \text{ N} = 1061 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas respecto al eje z: $F_z = 0$

$$F_{b2} := \text{solve} \left(F_{b1} + 2 \cdot F_{b2} = 2 \cdot F_{b3}; F_{b2}; 0; 10000 \right) \text{ N} = 911.34 \text{ N}$$

DISEÑO DEL RESORTE DE TORSIÓN

Se procede a diseñar el resorte de torsión de acuerdo con los límites geométricos proporcionados por la herramienta de compactación. Se considera que el resorte llegue hasta un ángulo máximo superior a 90° para que, cuando se encuentre en funcionamiento, no llegue a su torque límite y exista un factor de seguridad.

Material del resorte

Aceros de Alto Carbono								
Material	Especificación comercial disponible	Composición Nominal	Densidad (lb/in ³)	Resistencia Tensil Mínima (psi x 10 ³)	Módulo de Elasticidad (E)(psi x 10 ⁶)	Módulo de Torsión (G)(psi x 10 ⁶)	Temperatura Máxima de Operación	Descripción y Uso Principal
Alambre de Piano	ASTMA228	C 0.70 - 1.00%, Mn 0.20 - 0.70%	0.28	230 - 399	30	11.5	250 °F	Alambre para resorte de alta calidad que es trefilado en frío con un buen acabado de superficie. Altamente magnético. Generalmente con buena vida de fatiga por su alta resistencia tensil.

Material: ASTM A228 (Alambre de piano)

Módulo de elasticidad: $E_r := 30 \cdot 10^6 \text{ psi}$

$$E_r = 206.843 \cdot 10^3 \text{ MPa}$$

Diámetro del árbol (=dpin): $D_b := 3.4 \text{ mm}$

Características del resorte seleccionado:

Del catálogo de Lee Spring, se tienen los siguientes datos:

Ángulo libre del resorte: $\theta_{libre} := 180^\circ$

Diámetro exterior del resorte: $D_{er} := 4.72 \text{ mm}$

Diámetro del alambre: $d := 0.53 \text{ mm}$

Número de espiras: $N_r := 4 \text{ rev}$

Torque máximo permitido: $T_{max} := 28.2462 \text{ N mm}$

Diámetro interno del resorte: $D_{ir} := D_{er} - 2 \cdot d = 3.66 \text{ mm}$

Comprobación de espacio: $D_{ir} > D_b = 1 \quad \text{ok!}$

Diámetro medio del resorte: $D_{mr} := D_{er} - d = 4.19 \text{ mm}$

Número de Parte	Diámetro exterior (mm)	Diámetro del alambre (mm)	Torque máximo (N-mm)	Radio (mm)	Poste de trabajo (mm)	Posición libre de los extremos	Longitud de las patas (mm)	Longitud del cuerpo (mm)	Material
LTML050E 02 M	4.5	0.51	17.9646	10.01	3	180	19.99	6.5	MW
LTML050E 04 M	4.5	0.51	17.9646	10.01	3	180	19.99	2.01	MW
LTMR050E 02 M	4.5	0.51	17.9646	10.01	3	180	19.99	6.5	MW
LTMR050E 04 M	4.5	0.51	17.9646	10.01	3	180	19.99	2.01	MW
LTL020D 02 M	4.55	0.51	22.597	9.53	2.67	180	19.05	4.19	MW
LTR020D 02 M	4.55	0.51	22.597	9.53	2.67	180	19.05	4.19	MW
LTL015B 04 M	4.67	0.38	11.2985	9.53	2.77	180	19.05	1.91	MW
LTR015B 04 M	4.67	0.38	11.2985	9.53	2.77	180	19.05	1.91	MW
LTL021D 02 M	4.72	0.53	28.2462	9.53	2.77	180	19.05	4.39	MW
LTR021D 02 M	4.72	0.53	28.2462	9.53	2.77	180	19.05	4.39	MW
LTL023D 02 M	4.85	0.58	37.285	9.53	2.92	180	19.05	4.83	MW
LTR023D 02 M	4.85	0.58	37.285	9.53	2.92	180	19.05	4.83	MW
LTL014A 04 M	4.93	0.36	8.4739	9.53	2.77	180	19.05	1.91	MW
LTR014A 04 M	4.93	0.36	8.4739	9.53	2.77	180	19.05	1.91	MW
LTML075F 02 M	5	0.76	58.8651	12.5	3	180	24.99	9.75	MW
LTML075F 04 M	5	0.76	58.8651	12.5	3	180	24.99	3	MW
LTMR075F 02 M	5	0.76	58.8651	12.5	3	180	24.99	9.75	MW
LTMR075F 04 M	5	0.76	58.8651	12.5	3	180	24.99	3	MW

Se calcula la deformación inicial del resorte provocada por el peso de los brazos compactadores para conocer la posición normal de los mismos.

Constante de rigidez:
$$k_r := \frac{E_r \cdot d^4}{D_{mr} \cdot N_r \cdot 10.8} = 90.17 \text{ N} \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$$

Deformación inicial:
$$\theta_i := \frac{T_r}{k_r} = 0.1 \text{ rev}$$

$$\theta_i = 35.86^\circ$$

Se observa que es una deformación aceptable para considerar la posición de los brazos compactadores como normalmente abierta.

Ángulo máximo de torsión aplicado:
$$\theta_{apl} := 90^\circ$$

Ángulo máximo de torsión permitido:
$$\theta_{max} := \frac{T_{max}}{k_r} = 0.3133 \text{ rev}$$

$$\theta_{max} = 112.78^\circ$$

Comprobación de ángulos:
$$\theta_{apl} < \theta_{max} = 1$$

Torque máximo aplicado:
$$T_{apl} := \theta_{apl} \cdot k_r = 22.54 \text{ N mm}$$

Factor de seguridad del resorte:
$$FS_r := \frac{T_{max}}{T_{apl}} = 1.25$$

Comprobación de interferencia

Se conoce que, cuando un resorte es deformado en su dirección normal de trabajo, el número de espiras aumenta y su diámetro interior disminuye, por lo que se debe comprobar que, cuando este se encuentre en su punto máximo de compresión ($\theta = 90^\circ$), no se genere una interferencia entre el resorte y el pin que actúa como árbol.

Diámetro medio del resorte en la deformación máxima: $D'_{mr} := \frac{D_{mr} \cdot N_r}{N_r + \theta_{apl}} = 3.94 \text{ mm}$

Diámetro interior del resorte en la deformación máxima: $D'_{ir} := D'_{mr} - d = 3.414 \text{ mm}$

Compresión diametral del resorte: $D_{ir} - D'_{ir} = 0.25 \text{ mm}$

Comprobación de interferencia: $D'_{ir} > D_b = 1 \quad \text{Ok!}$

Separación entre el resorte comprimido y el pin: $D'_{ir} - D_b = 0.014 \text{ mm}$

A partir de lo expuesto, se corrobora que el resorte de las dimensiones propuestas inicialmente y hecho del material ASTM228, cumple con las condiciones geométricas y dinámicas para mantener a los brazos compactadores en una posición normalmete abiertos dentro de las botellas PET y realizar una correcta compactación.

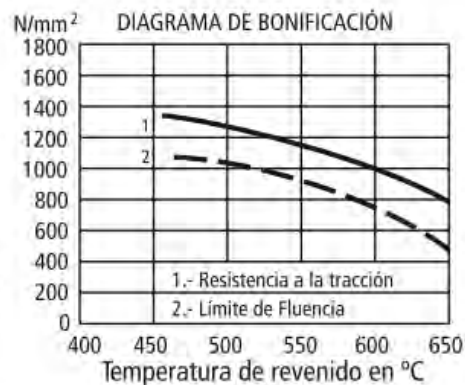
UNIÓN BRAZO-SOPORTE CON PIN

Materiales:

Para los brazos compactadores y el soporte pivotante

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado:	1050 - 850 °C
Normalizado:	840 - 880 °C
Recocido:	690 - 720 °C
Enfriamiento lento en el horno	
Temple: al aceite	830 - 860 °C
al agua	820 - 850 °C
Dureza obtenible:	52 - 56 HRC
Revenid :	540 - 680 °C
Nitrurar:	580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
770	241	16	16	835	1030 - 1250	10	40	34
		40	40	715	930 - 1130	11	45	41
		100	100	595	830 - 1030	12	50	41
		160	160	530	730 - 900	13	55	41
		160	250	490	690 - 840	14	55	41

AISI : 4140
 DIN : 42 Cr Mo 4
 W N°: 1.7223/25

Tipo de aleación promedio : C 0,41 Cr 1,1 Mo 0,2 Si 0,2 Mn 0,7 %
 Color de identificación : Verde - Blanco
 Estado de suministro : Bonificado 250 - 350 HB Típico. Ver tabla inf.

Material: VCL (AISI4140)

Límite de fluencia en estado bonificado: $\sigma_{F_VCL} := 835 \text{ MPa}$

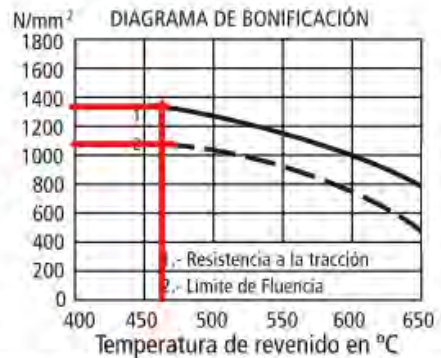
Esfuerzo máximo de presión es estado bonificado: $\sigma_{P_VCL} := \sigma_{F_VCL} = 835 \text{ MPa}$

Para el pin de unión de los brazos con el soporte:



INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
Recocido: 650 - 700 °C
 Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
Dureza obtenible: 52 - 56 HRC
Revenid : 540 - 680 °C
Normalizado: 850 - 880 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Limite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
800	248	16	16	980	1180 - 1380	9	40	41
		16	40	885	1080 - 1280	10	45	48
		40	100	785	980 - 1180	11	50	48
		100	160	685	880 - 1080	12	55	48
		160	250	590	780 - 930	13	55	48

AISI : ~ 4340 H
 DIN : 34 Cr Ni Mo 6
 W N°: 1.6582

Tipo de aleación promedio : C 0,34 Cr 1,5 Ni 1,5 Mo 0,2 Si 0,30 Mn 0,50 %
 Color de identificación : Verde
 Estado de suministro : Bonificado 240-380 HB Típico. Ver tabla inf.

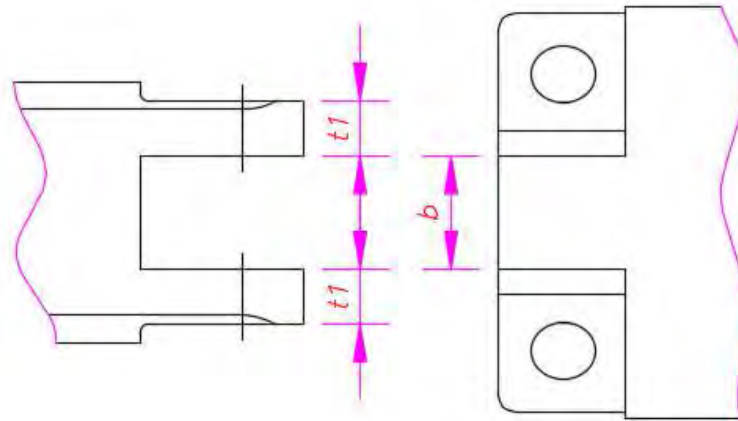
Material: VCN (AISI4340)

Resistencia mecánica revenido a 470°C: $\sigma_{VCN} := 1380 \text{ MPa}$

Esfuerzo de fluencia revenido a 470°C: $\sigma_{F_VCN} := 1080 \text{ MPa}$

Esfuerzo de corte admisible: $\tau_{VCN} := \sigma_{VCN} \cdot 80 \% = 1104 \text{ MPa}$

Esfuerzo de flexión admisible: $\sigma_{F_VCN} := \sigma_{F_VCN} \cdot 1.4 = 1512 \text{ MPa}$

Geometría de la unión con pin:

Diámetro del pin: $d_{pin} := D_b = 3.4 \text{ mm}$

Longitud del pin: $l_{pin} := 12 \text{ mm}$

Ancho del agujero de cada uno de los soportes de un brazo: $t_1 := 3 \text{ mm}$

Ancho de un agujero del soporte pivot: $b := 6 \text{ mm}$

De acuerdo con las recomendaciones de diseño del libro "Elementos de máquina" de Kurt Pulsen, las dimensiones anteriores deben cumplir las siguientes proporciones:

$$\frac{b}{d} = 1.5 \dots 1.7 \quad ; \quad \frac{t_1}{b} = 0.3 \dots 0.5$$

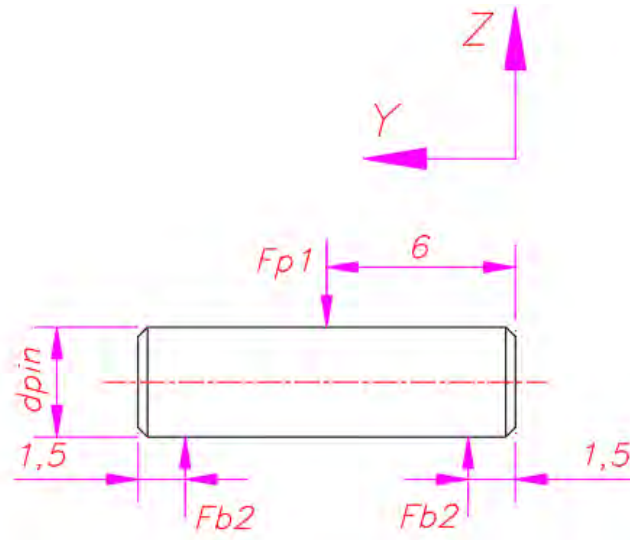
Relación 1: $\frac{b}{d_{pin}} = 1.76$

Comprobación 1: $\frac{b}{d_{pin}} \geq 1.5 = 1$ $\frac{b}{d_{pin}} \leq 1.7 = 0$ No ok!

Relación 2: $\frac{t_1}{b} = 0.5$

Comprobación 2: $\frac{t_1}{b} \geq 0.3 = 1$ $\frac{t_1}{b} \leq 0.5 = 1$ ok!

Se observa que una de las relaciones no se encuentra dentro del rango recomendado. Por ello, se procede a realizar la verificación de esfuerzos tanto del pin como de los soportes.

Verificación de esfuerzos en el pin:

Sumatoria de fuerzas respecto al eje z: $\Sigma F_z = 0$

$$F_{p1} := 2 \cdot F_{b2} = 1822.68 \text{ N}$$

Verificación a la flexión:

Aquí, se asume que todo el soporte pivotante estará en contacto con el pin para que se genere la máxima flexión.

Momento de flexión máximo sobre el pin: $M_{fmax} := F_{b2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{t_1}{2} \right) = 4101.04 \text{ N mm}$

Esfuerzo de flexión máximo sobre el pin: $\sigma_{fmax} := \frac{32 \cdot M_{fmax}}{\pi \cdot d_{pin}^3} = 1062.81 \text{ MPa}$

Factor de seguridad a la flexión:

$$FS_{flex_p} := \frac{\sigma_{f_VCN}}{\sigma_{fmax}} = 1.42$$

Verificación por corte:

Fuerza de corte sobre el pin: $F_c := F_{b2} = 911.34 \text{ N}$

Esfuerzo de corte sobre el pin: $\tau_c := \frac{4 \cdot F_c}{\pi \cdot d_{pin}^2} = 100.38 \text{ MPa}$

Factor de seguridad a la flexión:

$$FS_{corte_p} := \frac{\tau_{VCN}}{\tau_c} = 11$$

Verificación por aplastamiento:

Presión en el brazo de compactación (móvil):
$$P_{brazo} := \frac{F_{b2}}{d_{pin} \cdot t_1} = 89.35 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para el brazo:

$$FS_{brazo} := \frac{\sigma_{P-VCL}}{P_{brazo}} = 9.35$$

Aquí, se usa el área real de contacto entre el soporte y el pin

En el soporte pivote (fijo):
$$P_{pivote} := \frac{F_{p1}}{d_{pin} \cdot (b - 2.95 \text{ mm})} = 175.76 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para el pivote:

$$FS_{pivote} := \frac{\sigma_{P-VCL}}{P_{pivote}} = 4.75$$

El pin no falla por flexión ni por corte; además, el elemento móvil y el fijo tampoco fallan por aplastamiento. El caso crítico es el de pin sometido a flexión, en donde se obtiene un $FS_{flex_p} = 1.42$.

ANEXO 11

BASTIDOR

MATERIAL DEL BASTIDOR

Material:	ASTM A36
Dureza:	$HB_{A36} := 119$
Límite de resistencia mecánica:	$\sigma_{A36} := 500 \text{ MPa}$
Límite a la fluencia:	$\sigma_{F_A36} := 220 \text{ MPa}$
Módulo de elasticidad:	$E_{A36} := 200 \text{ GPa}$

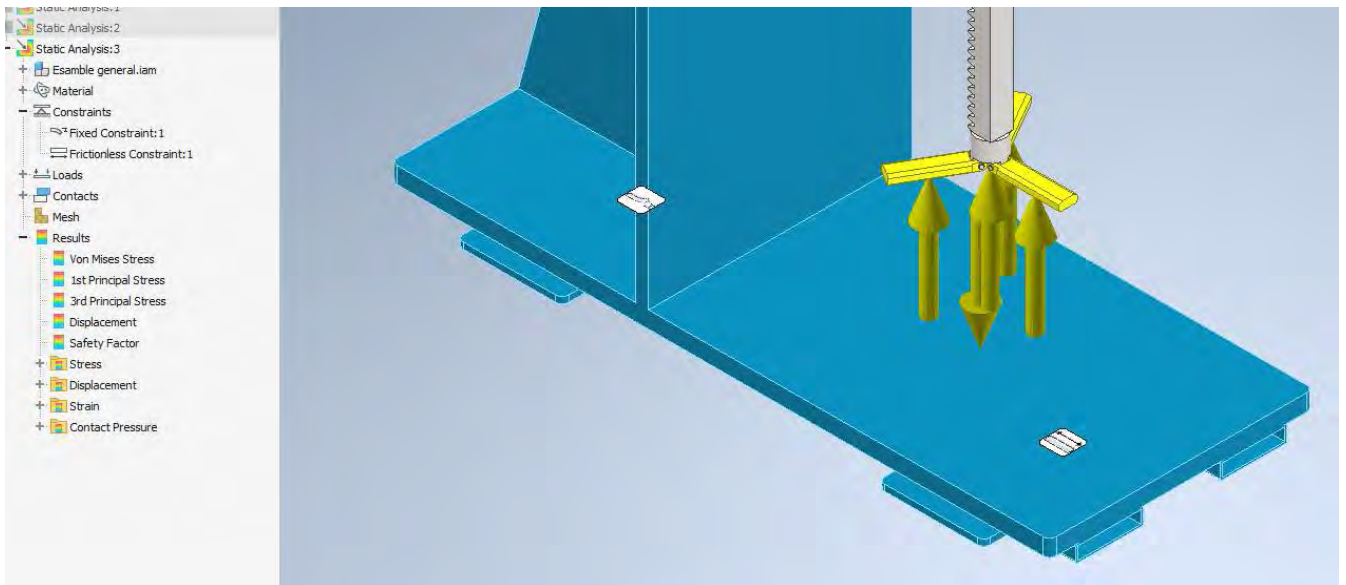
Catálogo

Propiedades Mecánicas Acero A36	Notas	
Resistencia a la tracción, MPa (ksi)	400-550 (58-80)	Placas de acero, formas y barras
Limite elastico (Esfuerzo de fluencia), MPa (ksi), \geq	250 (36)	Espesor \leq 200mm (8 pulg.)
	220 (32)	Espesor de placas de acero > 200mm (8 pulg.)
Elongación, %, \geq	20	Placas y barras en 200 mm (8 pulg.)
	23	Placas y barras en 50 mm (2 pulg.)
Dureza Brinell, HBW	119-162	Basado en la conversión de resistencia a la tracción
Módulo de elasticidad, GPa (ksi)	200 (29×10^3)	—
Prueba de impacto Charpy con muesca en V, J (ft-lbf), \geq	27 (20)	Formas estructurales, ubicación alternativa del núcleo
Módulo de corte, GPa (ksi)	79,3 ($11,5 \times 10^3$)	—
Fy del acero A36 (Limite de fluencia), MPa (ksi), \geq	250 (36)	—

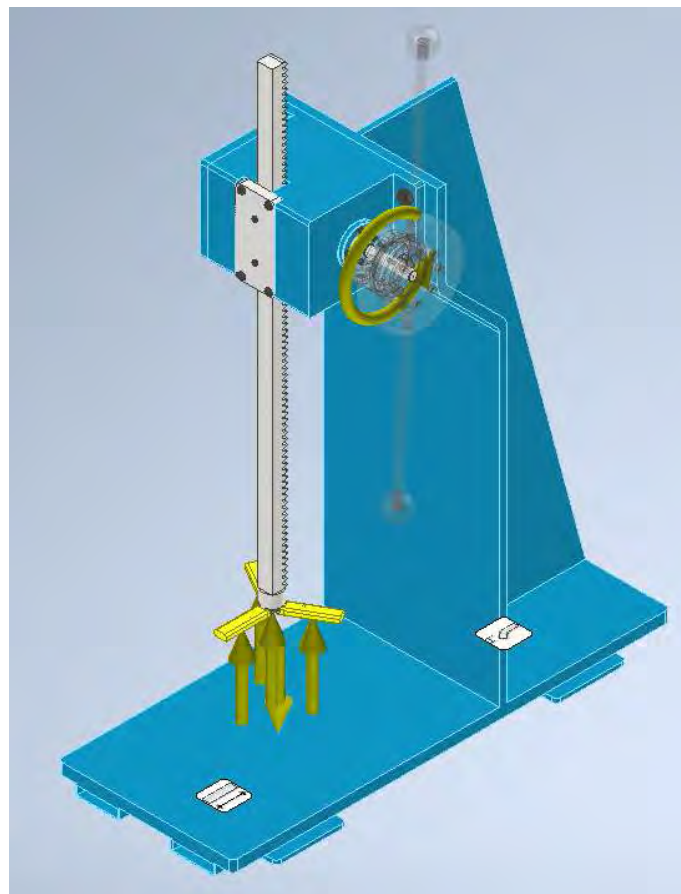
SIMULACIÓN DE ESFUERZOS:

Se realiza esta simulación de todo el equipo compactador con la finalidad de verificar que sea lo suficientemente rígido y estable para la operación. Para esto, el equipo se simula en su punto de carga máxima.

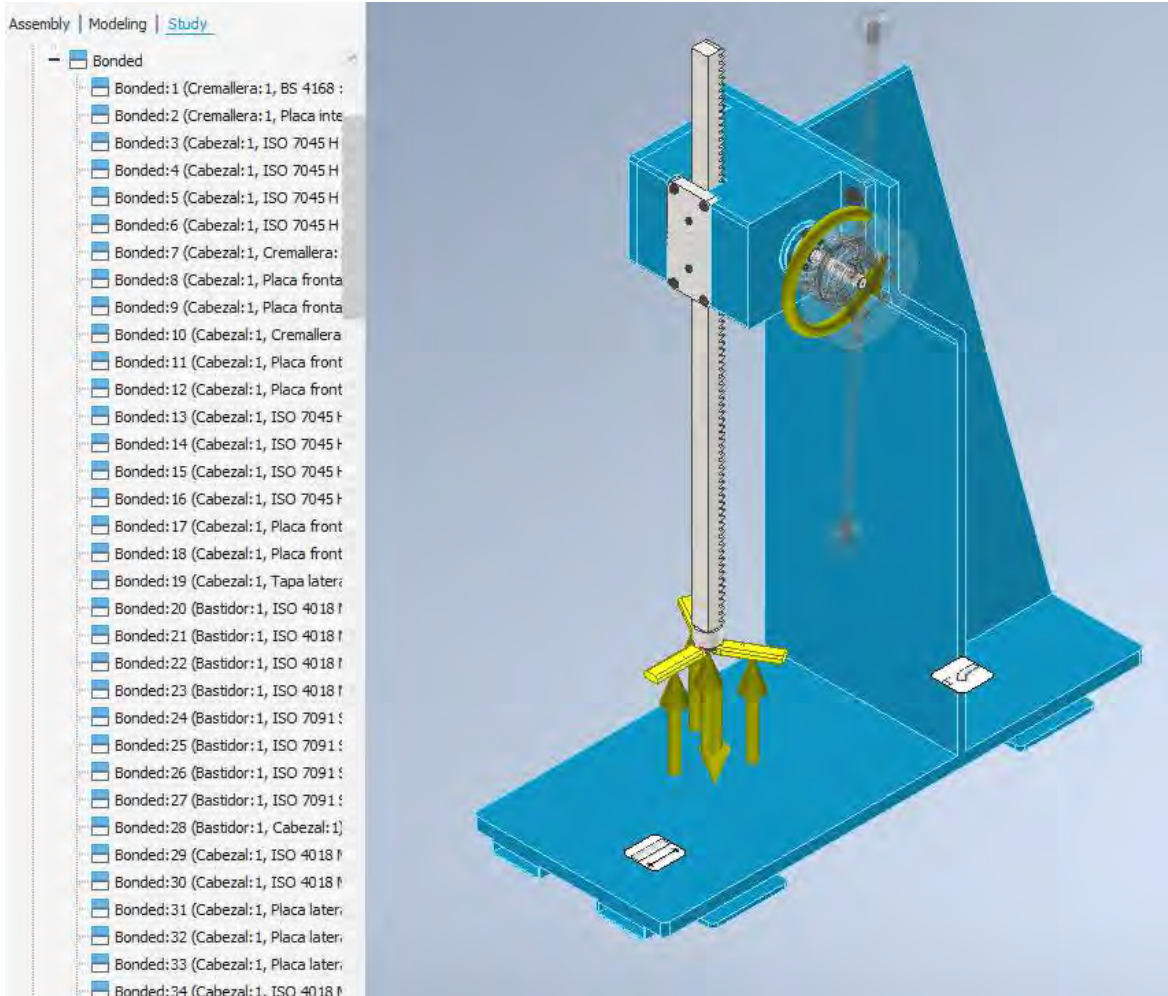
Para la simulación en inventor se utiliza el método de elementos finitos al bastidor. Para esto, primero, se establecen las restricciones del modelo. El equipo tiene como soporte a las placas ubicadas debajo de los tubos, las cuales actúan como apoyo sobre cualquier superficie plana. A la placa posterior se le asigna una restricción del tipo "fijo" (fixed constraint) y a la placa delantera se le asigna una restricción "sin fricción".



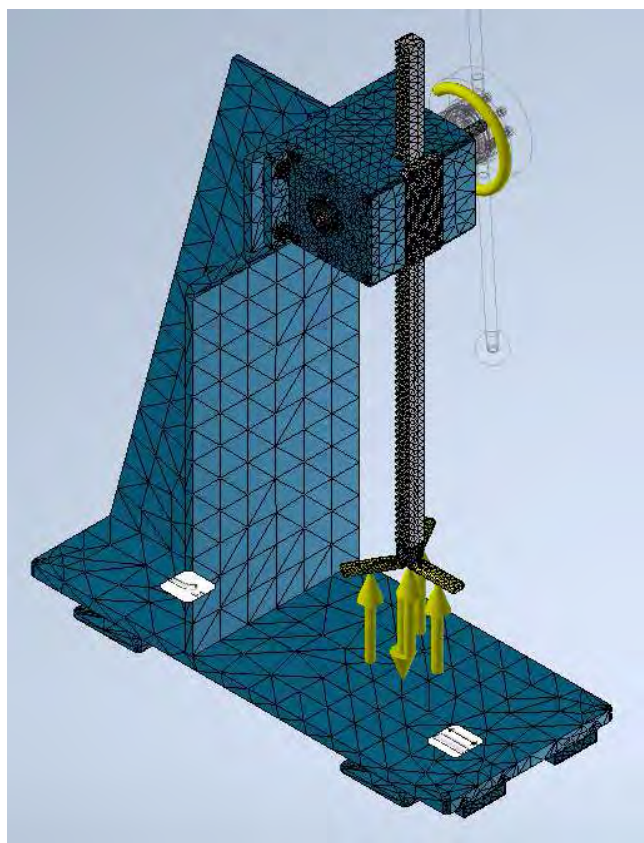
Segundo, se ingresan las fuerzas y momentos aplicados sobre el equipo en operación. En la imagen inferior se observa el momento máximo aplicado sobre el eje. Además se observa la fuerza de compactación distribuida sobre la herramienta de compactación y su fuerza de reacción sobre la base del bastidor.



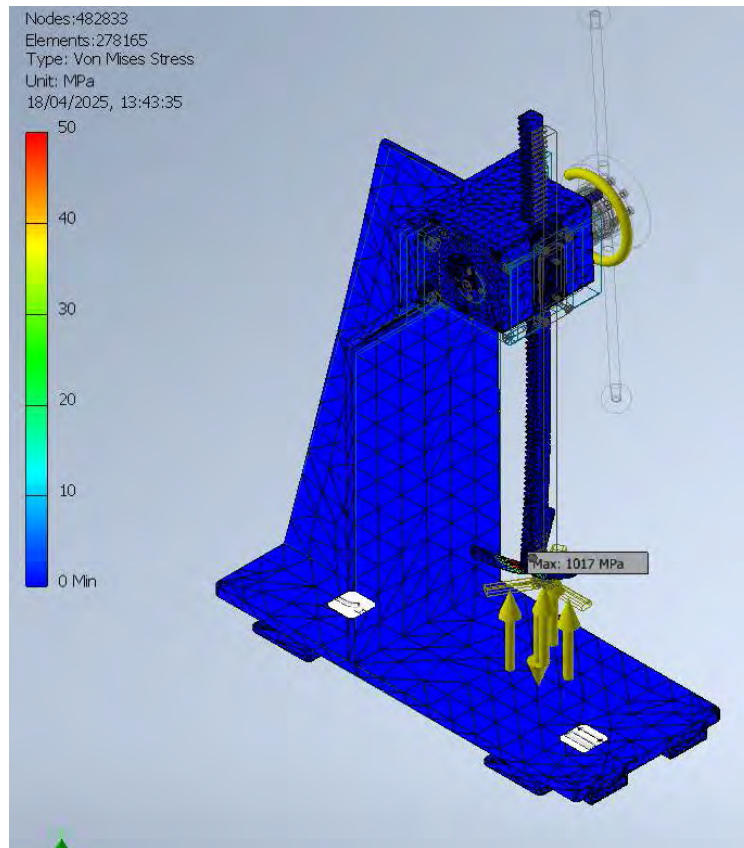
Tercero, debido a que el modelo se analiza en el punto de carga máxima, ninguna de sus piezas realiza movimientos relativos entre sí. Por ello, se establece que todos los contactos sean del tipo adhesión (bonded contacts).



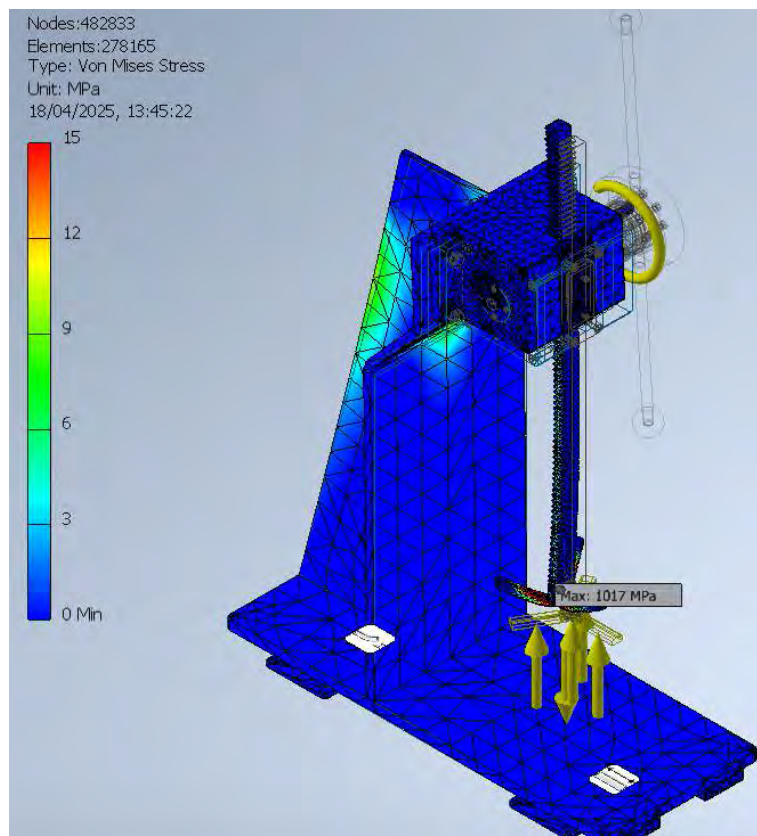
Cuarto, inventor crea automáticamente una malla que se acomode lo mejor posible a la geometría de nuestro modelo para la simulación



Quinto, se procede a correr la simulación. A partir de esto, se observa que el punto crítico del equipo es la unión con pin de la herramienta de compactación con 1017 MPa. Esta carga es muy próxima a la carga crítica calculada sobre el pin que es de $\sigma_{fmax} = 1062.813 \text{ MPa}$. Tomando en cuenta esta similitud, se afirma que nuestra simulación es correcta y muy cercana a la realidad.



Sexto, finalmente se edita la escala de esfuerzos para determinar el máximo esfuerzo sobre el bastidor



Esfuerzo Von Misses en el punto mas cargado:

$$\sigma_{max_bast} := 12 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad para el bastidor:

$$FS_{bastidor} := \frac{\sigma_{F_A36}}{\sigma_{max_bast}} = 18.33$$

Se observa que las zonas coloreadas de verde del bastidor son las más cargadas; sin embargo, no falla por fluencia debido a las fuerzas aplicadas durante la compactación.

SOLDADURAS Y DOBLADO:

De acuerdo con las recomendaciones del libro de diseño de Elementos de máquinas 1, se tienen las siguientes recomendaciones para los espesores de garganta de las soldaduras.

Para el espesor de garganta mínimo:

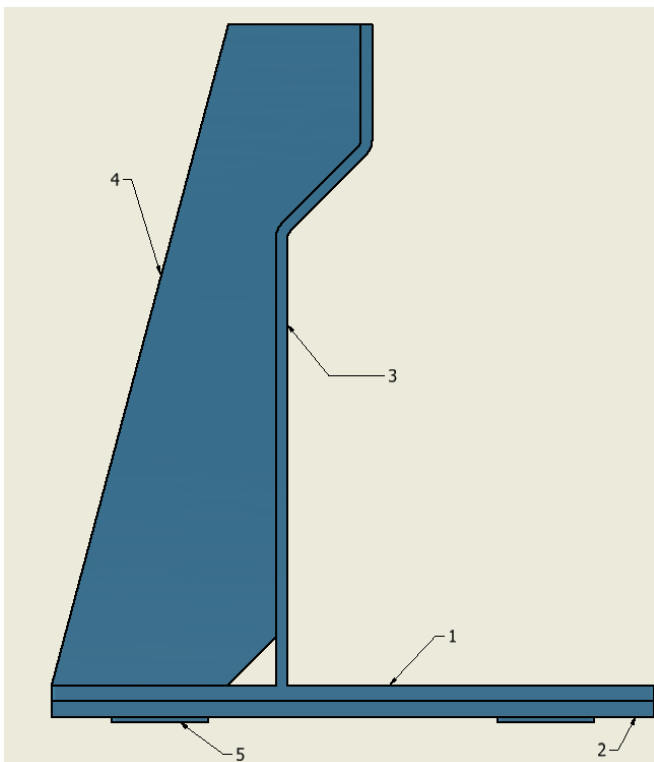
Para el espesor de garganta máximo:

t (mm)	a _{min} (mm)
4,0 a 7,0	2,5
7,1 a 8,4	3,0
8,5 a 9,9	3,5
10,0 a 12,0	4,0
12,1 a 13,4	4,5
13,5 a 15,5	5,0
15,6 a 18,3	5,5
18,4 a 21,2	6,0
21,3 a 24,0	6,5
24,1 a 26,8	7,0
26,9 a 31,1	7,5
31,2 a 36,0	8,0

$$a_{m\acute{a}x} = 0,7 t$$

1. Cuerpo del bastidor

Numeración de planchas :



Espesor de planchas:

$$T_1 := \frac{1}{2} \text{ in} = 12.7 \text{ mm}$$

$$T_2 := 1.5 \text{ mm}$$

$$T_3 := \frac{3}{8} \text{ in} = 9.525 \text{ mm}$$

$$T_4 := \frac{1}{4} \text{ in} = 6.35 \text{ mm}$$

$$T_5 := \frac{3}{16} \text{ in} = 4.7625 \text{ mm}$$

Espesores de garganta:

Entre 1 y 2: $a1_{min} := 4.5 \text{ mm}$ $a1_{max} := 0.71 \cdot T_2 = 1.06 \text{ mm}$ Entonces: $a1 := 3 \text{ mm}$

Entre 1 y 3: $a2_{min} := 4.5 \text{ mm}$ $a2_{max} := 0.71 \cdot T_3 = 6.76 \text{ mm}$ Entonces: $a2 := 6 \text{ mm}$

Entre 1 y 4: $a3_{min} := 4.5 \text{ mm}$ $a3_{max} := 0.71 \cdot T_4 = 4.51 \text{ mm}$ Entonces: $a3 := 4.5 \text{ mm}$

Entre 3 y 4: $a4_{min} := 3.5 \text{ mm}$ $a4_{max} := 0.71 \cdot T_4 = 4.51 \text{ mm}$ Entonces: $a4 := 4.5 \text{ mm}$

Entre 2 y 5: $a5_{min} := 2.5 \text{ mm}$ $a5_{max} := 0.71 \cdot T_2 = 1.065 \text{ mm}$ Entonces: $a5 := 3 \text{ mm}$

Para los 2 casos en donde se involucra la soldadura de los tubos (2), se observa que se tratan de uniones de solape y no existe medida que cumpla con el rango recomendado. Esto se debe al espesor muy fino de los tubos en comparación con las demás planchas a soldar. En estos casos, se permite obviar la recomendación de espesor de garganta máximo ya que, al tratarse de un tubo, el cordón de soldadura no será mayor que la altura de este. Sin embargo, se recomienda soldadura MIG o TIG para estos casos para evitar perforaciones en los tubos.

Doblado de plancha 3

Espesor de plancha 3: $T_3 = 9.525 \text{ mm}$

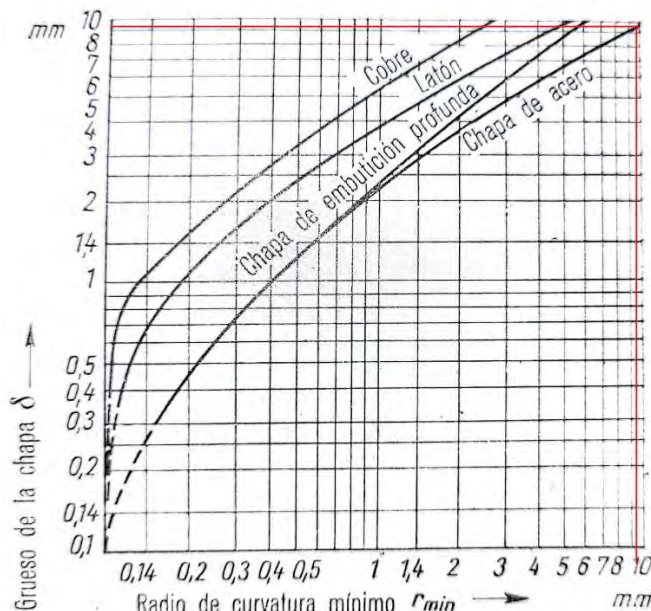
De acuerdo con las recomendaciones de G. Kohler.

Radio mínimo de doblez: $R_{min} := \frac{3}{8} \text{ in} = 9.525 \text{ mm}$

Radio máximo de doblez: $R_{max} := \frac{E_{A36} \cdot T_3}{2 \cdot \sigma_{A36}} = 1.905 \text{ m}$

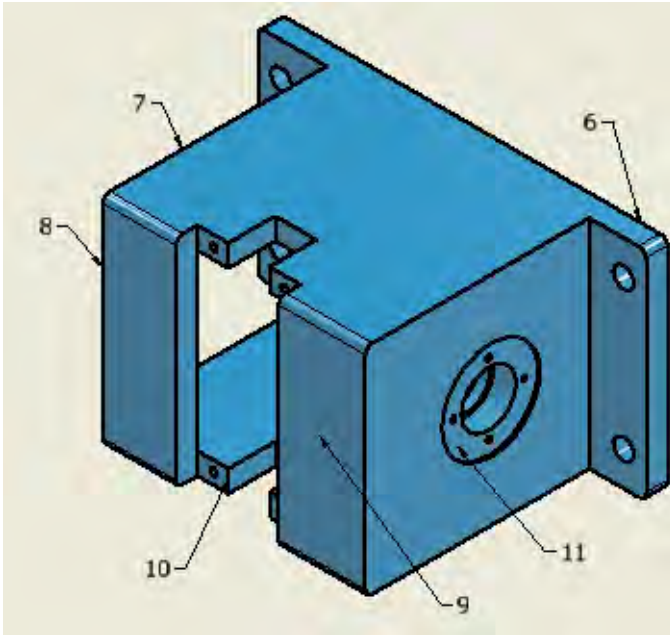
Radio de doblez seleccionado: $R_{dob} := \frac{3}{8} \text{ in} = 9.525 \text{ mm}$

Comprobación: $R_{dob} \geq R_{min} = 1$ $R_{dob} \leq R_{max} = 1$ ok!



2. Cabezal del bastidor

Numeración de planchas :



Espesor de planchas:

$$T_6 := \frac{3}{8} \text{ in} = 9.525 \text{ mm}$$

$$T_7 := T_6 = 9.525 \text{ mm}$$

$$T_8 := T_6 = 9.525 \text{ mm}$$

$$T_9 := T_6 = 9.525 \text{ mm}$$

$$T_{10} := T_6 = 9.525 \text{ mm}$$

$$T_{11} := \frac{5}{8} \text{ in} = 15.875 \text{ mm}$$

Espesores de garganta:

Entre T11 y planchas de 3/8": $a_{6_{min}} := 5.5 \text{ mm}$ $a_{6_{max}} := 0.7 \cdot T_6 = 6.67 \text{ mm}$

Entonces: $a_6 := 6 \text{ mm}$

Entre planchas de $\frac{3}{8}$ ": $a_{7_{min}} := 3.5 \text{ mm}$ $a_{7_{max}} := 0.7 \cdot T_6 = 6.67 \text{ mm}$

Entonces: $a_7 := 5 \text{ mm}$

SELECCIÓN DEL PASADOR SÓLIDO PARA ALINEAMIENTO:

Material y acabado del pasador sólido:

Material: UNS G10220

Dureza: $HB_{G10220} := 224$

Catálogo

MATERIALES		ACABADOS
TIPO	GRADO	
F – Acero de bajo carbono	UNS G10220 / C20C (1.0411)	K – Simple, aceitado
D – Acero inoxidable, austenítico (níquel)	UNS S30500 / X4CrNi18-12	P – Pasivado

Chemical composition(mass fraction)(wt.%) of the UNS G10220

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
≤	≤	≤	≤	≤		
0.18-0.23	0.07-0.6(a,b)	0.7-1.0	0.03	0.05		
Mo	Al	Cu	Nb	Ti	V	Ce
N	Co	Pb	B	Other		

Mechanical Properties of steel grade UNS G10220

Yield $R_{p0.2}$ (MPa)	Tensile R_m (MPa)	Impact KV/Ku (J)	Elongation A (%)	Reduction in cross section on fracture Z (%)	As-Heat-Treated Condition	Brinell hardness (HBW)
598 (≥)	791 (≥)	42	44	24	Solution and Aging, Annealing, Ausaging, Q+T,etc	224

Physical Properties of steel grade UNS G10220

Temperature (°C)	Modulus of elasticity (GPa)	Mean coefficient of thermal expansion 10- 6/(°C) between 20(°C) and	Thermal conductivity (W/m·°C)	Specific thermal capacity (J/kg·°C)	Specific electrical resistivity (Ω mm ² /m)	Density (kg/dm ³)	Poisson's coefficient, ν
32	-	-	-	-	0.12	-	-
254	234	-	43.3	423	-	-	-
719	-	21	33.2	-	-	212	331

Comprobación de dureza:

Dureza del bastidor: $HB_{A36} = 119$

Dureza del pasador: $HB_{G10220} = 224$

Comprobación de dureza: $HB_{G10220} > HB_{A36} = 1$ ok!

Geometría del pasador sólido:

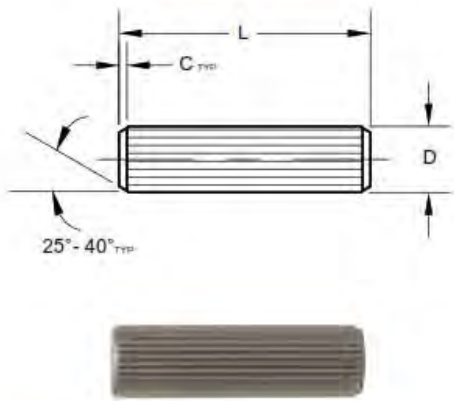
Espesor de la placa lateral: $e := \frac{3}{8} \text{ in} = 9.525 \text{ mm}$

Espesor que ingresa el pasador en el cabezal: $e' := 15 \text{ mm}$

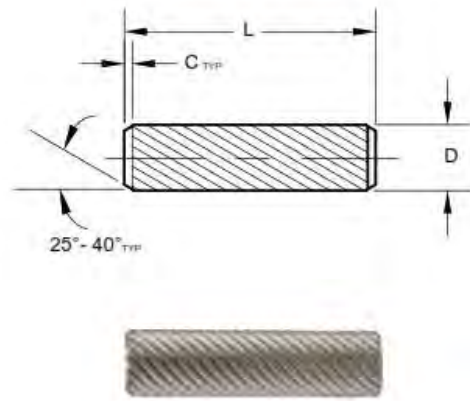
Longitud del pasado sólido: $l_{ps} := e + e' = 24.525 \text{ mm}$

Se opta por un pasador sólido moleteado de estrías rectas debido a que el eje soportado sobre las placas está sometido a constante torsión. A partir de esto y la longitud planteada, se ingresa al catálogo de SPIROL y se selecciona un pasador con un diámetro correspondiente.

**Moletado Recto
Serie KP200**



**Moletado Helicoidal
Serie KP300**



DATOS DIMENSIONALES

Diámetro nominal	ESPECIFICACIONES EN PULGADAS							ESPECIFICACIONES MÉTRICAS						
		5/64 0,078	3/32 0,094	1/8 0,125	5/32 0,156	3/16 0,187	1/4 0,250		2	2,5	3	4	5	6
Diámetro "D"	Min.	0,084	0,099	0,131	0,163	0,195	0,256	Min.	2,20	2,70	3,25	4,25	5,25	6,25
	Máx.	0,088	0,103	0,136	0,168	0,200	0,262	Máx.	2,30	2,80	3,35	4,35	5,35	6,35
Bisel "C"	Ref.	0,005	0,008	0,008	0,010	0,015	0,015	Ref.	0,15	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4
Orificio recomendado	Min.	0,078	0,094	0,125	0,156	0,188	0,250	Min.	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	6,00
	Máx.	0,080	0,096	0,127	0,159	0,191	0,253	Máx.	2,06	2,56	3,06	4,08	5,08	6,08
Longitud "L"	0,250	*						6	*					
	0,312	*						8	*					
	0,375	*						10	*					
	0,437	*						12	*					
	0,500	*						14	*					
	0,562	*		Tolerancia de longitud				16	*	Tolerancia de longitud				
	0,625	*			± 0,010			20				± 0,25		
	0,750							24						
	0,875							26						
	1,000							30						
	1,250							35						
1,500							40							

Diámetro del pasador ranurado:

$$d_{ps} := 4 \text{ mm}$$

Por lo antes expuesto, el modelo seleccionado es el **SLDP 4x24 FK KP200**